

TECHNIKA i Rzemiosło

413 INŻ. F. TOKARSKI
MASZYNOZNAWSTWO
OGÓLNE

CZĘŚĆ II



Lotniczy ... Gimnazjum/
Polish ... Course,
No. 1 Radio School
R.A.F. Station, Cranwell, Lincs.

Ref:.....4052.....

Date:

m. 11

Nr. 713

MASZYNOZNAWSTWO
OGÓLNE

W ZAKRESIE MASZYN KONTYNUUMOWYCH
WZGLĘDNIEM NIEZWIĘZNYCH I DLA NARZĘDZI

WYDANIE II
WYDAWCA: WYDZIAŁ INŻYNIERSTWA
I ARCHITEKTURY POLITECHNIKI
LUBSKIEJ

~~4002~~
WYDAWNIK
POLSKIE WYDZIAŁY INŻYNIERSTWA
I ARCHITEKTURY

INŻ. FRANCISZEK TOKARSKI
Dyrektor II Miejskiej Szkoły Rzemieślniczej w Warszawie

MASZYNOZNAWSTWO OGÓLNE

W ZAKRESIE SZKÓŁ RZEMIEŚLNICZO-PRZEMYSŁO-
WYCH, NIŻSZYCH TECHNICZNYCH I DLA SAMOUKÓW

CZĘŚĆ II

NAPĘDY. KOŁA ZĘBATE. STATYKA
I DYNAMIKA CIECZY I GAZÓW.
POMPY

WYDANIE III

~~Lotnicza Szkoła Łączności/Gimnazjum/
dla Młodoletnich
Polish Aircraft Apprentices Course,
No. 1 Radio School,
R.A.F. Station, Cranwell, Lincs.~~

~~Ref:.....4052.....~~

~~Date:~~

WYDAWNICTWO
„TECHNIKI I RZEMIOSŁO“
LONDYN — 1945

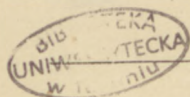
KOMITET REDAKCYJNY :

Inż. W. Baczyński, Inż. F. Biel, Inż. P. Bielkowicz,
Inż. F. Gigiel, Inż. F. Olszak, Inż. W. Przystępski,
Inż. T. Rakuza-Suszczewski, Mgr. T. Sawicki, Mgr.
P. Wodziański, Inż. L. Zienkowski, Inż. J. Zyzak.

*Książka niniejsza została zaopiniowana przez Stowarzyszenie
Techników Polskich w Wielkiej Brytanii*

ADMINISTRACJA :

25-26, Lancaster Gate, London, W.2



Printed in England by

Keliher, Hudson & Kearns, Ltd., London, S.E.1.

	Str.
Części maszyn	97
Nity	97
Zderze	102
Kliny	102
Śruby	105
Osie i wały	115
Smary	118
Oliwiarki	120
Łożyska	126
Koła zębate	133
Koła cierne	150
Pędnie	153
Pierścienie osadcze	158
Sprzęgła transmisyjne	159
Konsole transmisyjne	165
Napęd pasowy	167
Napęd linowy	182
Dźwigniki	185
Korby ręczne i koła	186
Łańcuchy ogniwkowe	187
Łańcuchy paskowe	190
Liny nośne	191
Haki	194
Koła zębate zapadkowe	195
Hamulce	195
Wielokrążek wielokrotny	198
Wciąg różnicowy	199
Wciąg ślimakowy	200
Lewar zębiczny	203
Lewary śrubowe	205
Dźwigarki	206
Dźwignice	207
Żorawie	208
Suwnice	211
Dźwigi	215

198 8262

	Str.
Wiadomości ze statyki i dynamiki cieczy i gazów	216
O stanie skupienia	216
O ciężarze właściwym	216
Ogólne własności cieczy i gazów	219
Ciśnienie atmosferyczne	221
Prawo Pascal'a	223
Prawo Archimedes'a	224
Prawo Boyle'a	224
O wypływie cieczy	224
O ciśnieniu hydraulicznym	225
Opory przy przepływie cieczy rurami	227
O wypływie gazów	228
Rurociągi	229
Pompy	238
Pompy wahadłowe skrzydłowe	247
Pompy wahadłowe tłokowe	248
Pompy nurnikowe	250
Pompy parowe bezkorbowe	253
Pompy przeponowe	254
Pompy rotacyjne	256
Pompy do studzien głębokich	257
Pompy odśrodkowe	260
Pompy „montejus“	266
Pulsometry	267
Tarany	268
Pompy strumieniowe	268
Pompy powietrzne „mamut“	269
Prasy hydrauliczne	269
Lewar hydrauliczny	270
Akumulatory wodne	270
Koła i turbiny wodne	271
Śruby pędne	281
Wentylatory, dmuchawy i kompresory	284
Wentylatory	286
Dmuchawy	293
Kompresory	298
Silniki wiatrowe	309

CZĘŚCI MASZYN.

Stosownie do roli, jaką części maszyn odgrywają w różnych konstrukcjach maszynowych, podzielimy je na: 1) części łączące, 2) części przenoszące ruch obrotowy i, 3) części zamieniające jeden rodzaj ruchu na inny.

Warunki, którym winny odpowiadać składowe części maszyn są następujące: a) winny być one wykonane z materiału najbardziej odpowiadającego warunkom pracy, b) kształt części powinien być celowy, c) wytrzymałość poszczególnych części całego ustroju winna być obliczona z jednakowym stopniem bezpieczeństwa, d) przy opracowywaniu i wykonywaniu poszczególnych części maszyn musi być wzięta pod uwagę ich trwałość, zarówno ze względu na ujemne wpływy atmosferyczne lub środowiska w którym będą pracowały, jak i ze względu na normalne zużycie podczas pracy, e) wszelkie powierzchnie części narażonych na tarcie winny być zaopatrzone w odpowiednie i niezawodnie działające urządzenia smarownicze.

Części łączące.

Nity. Nitów używamy jako złączy trwałych w tych wszystkich wypadkach, gdy chodzi o połączenia blach, lub części metalowych o stosunkowo nieznacznych grubościach. Zaznaczyć jednak należy, że połączenia na nity nadają się głównie do metali kujnych ciągliwych, takich jak żelazo, miedź itp. Natomiast, gdy chodzi o nitowanie części z materiałów kruchych, jak żeliwo, mosiądz itp. ze sobą lub z częściami ciągliwymi, to należy dawać między nie ciągliwą wkładkę, a to ze względu na możliwość uszczelnienia. Nit jest cylindrycznym trzpieniem, na jednym końcu zlekką konicznym, a na drugim zaopatrzonym w łeb t. zw. oporowy. Otwory na nity winny być nieco większe niż nity, a to dlatego by te ostatnie łatwo w nie wchodziły, zwłaszcza że przy nagrzanu przed nitowaniem nieco się rozszerzają. Wystająca część trzona nitowego musi posiadać odpowiednią długość na wytworzenie drugiego łba t. zw. nakuwkowego. Długość ta powinna wynosić 1,6 średnicy nita. Jeżeli nitujemy ze sobą dwie części, jak wskazują fig. 117 i 118 to nit

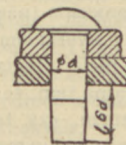


Fig. 117.

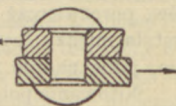


Fig. 118.

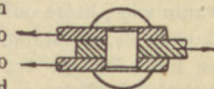


Fig. 119.

pracuje jako jednociętny (jeden przekrój nita pracuje na ścinanie), jeżeli zaś znitowane są 3 części, jak wskazuje fig. 119 to nit pracuje jako dwuciętny (dwa przekroje nita narażone są na ścinanie). Łby nitów mogą posiadać różne kształty, jak wskazuje fig. 120. Pierwszy kształt stosuje się wyłącznie przy niceniach, od których wymagana jest tylko wytrzymałość. Drugi przy niceniach od których wymagamy zarówno wytrzymałości jak

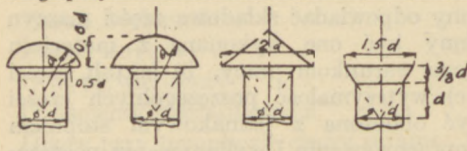


Fig. 120.

i szczelności. Trzeci przy odkuwaniu ręcznym bez nakuwnika, a czwarty, jeżeli konstrukcja wymaga tego by łeb nita nie wystawał. Nitowanie nitami żelaznymi do 8-uu mm. grubości, oraz nitami miedzianymi odbywa się na zimno. Grubsze nity żelazne muszą być uprzednio nagrzan.

Otwory na nity winny być wiercone, jednak ze względu na oszczędności na robociznie są niekiedy przebijane. Przebijanie otworów jakkolwiek znacznie tańsze ma tę złą stronę, że materiał naokoło otworu zostaje znacznie osłabiony i dlatego, przy nitowaniu kotłów oraz konstrukcyj narażonych na znaczne obciążenia, nie wolno otworów przebijać, lecz należy je wiercić. Można jednak niekiedy przebijać otwory mniejsze, a następnie rozwiercać je na potrzebny wymiar, aby w ten sposób usunąć osłabiony materiał. Następnie otwory te należy po obu stronach, tam gdzie przyjdą łby nitów, porozwiercać konicznie (nagzynkować), aby po zanitowaniu nie powstała między łbem i sworzniem ostra krawędź, która wskutek naprężenia, jakie panuje w nicie, mogłaby powodować pęknięcie przy łbie.

Nitowanie polega na tem, że, czy to wskutek silnych uderzeń młotem, przy nitowaniu ręcznym, czy to wskutek silnego nacisku dociskaczem i nakuwnikiem, przy nitowaniu mechanicznym (pneumatycznym lub hydraulicznym), naprzd sworzeń nita zostaje spęczony, aby szczelnie wypełnił otwór, a następnie zostaje uformowany łeb nakuwkowy. Oczywiście jest, że w czasie nitowania łeb oporowy musi być silnie podparty. Po zanitowaniu więc, które odbywa się na gorąco, kiedy nit ostygnie i odpowiednio skurczy się, powstanie w sworzniu nita naprężenie rozrywające w kierunku osi nita. Dlatego też nie należy stosować nitów tam gdzie byłyby one dodatkowo obciążone na zrywanie, a tylko przy takich konstrukcjach, gdzie są obciążone na ścinanie.

To stałe naprężenie rozciągające nita jest potrzebne dla wytworzenia dostatecznego tarcia między powierzchniami i szczelności, a ponieważ przy nitowaniu ręcznym nie mamy możliwości wywarcia dostatecznego nacisku na nit, to pamiętać należy, że łączna grubość blach czy innych

części, nitowanych ręcznie, nie powinna przekraczać 2 i 1/2 średnic nita, wówczas gdy przy nitowaniu maszynowym grubość ta może dochodzić aż do 4 średnic nita.

Nity normalne używane do robót kotłowych i konstrukcyjnych spotykamy gotowe w handlu w różnych wymiarach, jako produkt specjalnych fabryk. Nadto większe fabryki wykonywują je niekiedy same na potrzeby własne. Prócz tych nitów znajdują się jeszcze w handlu nity drobne t. zw. saskie albo bednarskie z płaskimi i półokrągłymi łebkami, używane do robót drobnych, do nitowania, oczywiście na zimno, cienkich blach, taśmowników, cienkich kształtowników, obręczy i t. p.

Ze względu na cel, dla którego używa się różnych połączeń na nity, rozróżniamy :

a) nicenia szczelne, naprz. przy wykonywaniu różnych zbiorników, cystern, beczek i t. p. W naczyniach tych, przeznaczonych do wody lub jakichś płynów, nie panuje nigdy ciśnienie wyższe niż atmosferyczne, wykonywa się je przeto z blach cienkich od 2-ch mm. najwyżej do 10-ciu. Nicenie w tym wypadku dokonywa się nitami cienkimi gęsto rozstawionymi. Przy nitowaniu cienkich blach, które się nie dadzą uszczelnić drogą mechaniczną, zakłada się między przylegające powierzchnie w postaci obustronnie naminjowanego płótna, albo cienkiej miedzianej naminjowanej siatki, albo poprostu smaruje się obficie minją przylegające powierzchnie. Blachy grubości 4,5 mm. dadzą się już uszczelnić mechanicznie uszczelnikiem, co wyjaśnimy jeszcze niżej.

b) Nicenia mocne są stosowane przy różnych robotach konstrukcyjnych, jak dźwigary mostowe, więzary, konstrukcje dachowe, windowe itp. Przy tego rodzaju robotach nicenia muszą być tylko mocne, to znaczy wytrzymałe na te obciążenia tnące jakie w znitowanych ze sobą częściach lub belkach występują. Przekroje, a więc średnice nitów muszą być obliczone w zależności od panujących naprężeń tnących.

c) Nicenia mocne i szczelne mają zastosowanie głównie przy budowie kotłów parowych a także różnych zbiorników, w których panuje wyższe ciśnienie. Tego rodzaju nicenia muszą być nie tylko szczelne ze względu na znajdujące się w takich naczyniach płyny lub gazy, ale muszą być również dostatecznie mocne aby przeciwdziałać tym naprężeniom ścinającym, które powstają wskutek panujących wewnątrz, lub też zewnątrz takich naczyń ciśnień. Szczelność połączeń inaczej szwów otrzymuje się przez odpowiednie rozstawienie nitów oraz uszczelnienie zarówno krawędzi blachy jak i łbów. Krawędź blachy winna

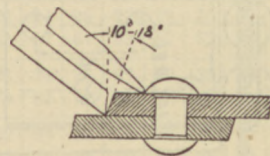


Fig. 121.

być w tym celu ścięta ukośnie pod kątem 10 do 18 stopni. Uszczelnianie dokonywa się przy pomocy uszczelniaka dobijanego młotkiem, jak wskazuje fig. 121, aby dolna krawędź została silnie wciśnięta.

Nicenia kotłowe wykonywa się albo na zakładkę t. j. jako jedno-ciętne, albo z dwustronnymi nakładkami (nicenia dwuciętne). Każde z tych niceń bywa o jednym, dwu, albo nawet trzech rzędach nitów. Nity w szwach mogą być rozstawione równoległe albo też w zakosy.

Jeżeli nitowane blachy czy inne części są nierównej grubości, to pamiętać należy, że uszczelnia się zawsze materiał cieńszy do grubszego a nigdy na odwrót.

Jeżeli grubość blachy oznaczymy s , grubość nakładek s_1 , rozstawienie, czyli odległość między nitami t , a średnicę odpowiedniego nita d , to poszczególne te wartości obliczymy w/g wzorów praktycznych, wskazanych przy podanych schematach niceń, względnie p/g załączonej tabeli.

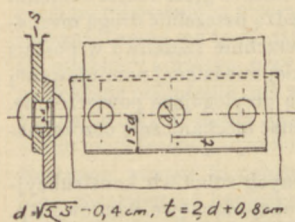


Fig. 122.

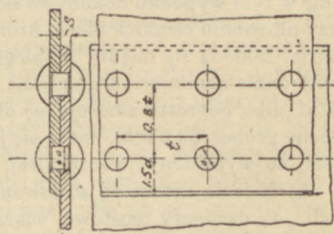


Fig. 123

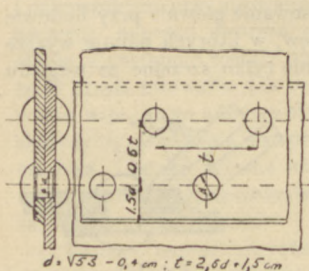


Fig. 124.

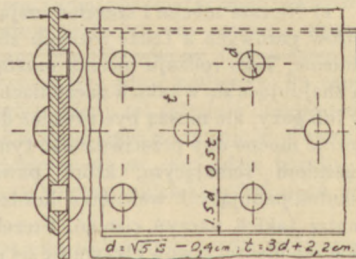
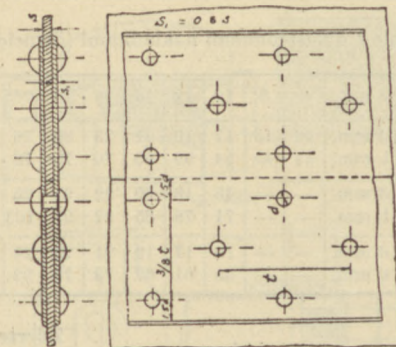


Fig. 125.



$$d = \sqrt{5s} - 0.7 \text{ cm}, t = 6d + 2.0 \text{ cm}$$

Fig. 126.

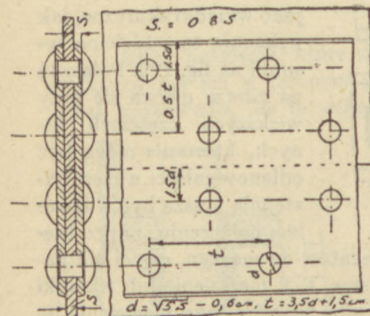


Fig. 127.

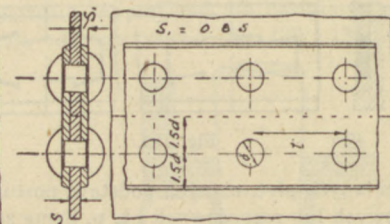


Fig. 128.

Nitowania na zakładkę (jednociętne).

Grubość blachy	S mm.	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
Nitowanie jedno-rzędowe	d mm.	13	16	18	20	22	24	26	27	29	30	32	33
	t mm.	35	41	45	49	53	57	61	63	67	69	73	75
Nitowanie dwurzędowe w zakosy	d mm.	13	16	18	20	22	24	26	27	29	30	32	33
	t mm.	53	62	67	73	79	84	90	93	98	101	107	109
Nitowanie dwurzędowe równoległe	d mm.	13	16	18	20	22	24	26	27	29	30	32	33
	t mm.	44	52	57	62	67	72	78	80	85	88	93	96
Nitowanie trzyrzędowe w zakosy	d mm.	13	16	18	20	22	24	26	27	29	30	32	33
	t mm.	61	70	76	82	88	94	100	103	109	112	118	121

Nitowanie z dwustronnymi nakładkami (dwuciętne)

Grubość blachy	S mm.	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
Nitowanie jedno- rzędowe	d mm.	12	15	17	19	21	23	25	26	28	29	31	32
	t mm.	41	49	54	59	65	70	75	78	83	85	91	93
Nitowanie dwurzę- dowe w zakosy	d mm.	—	—	16	18	20	22	24	25	27	28	30	31
	t mm.	—	—	71	78	85	92	99	103	110	113	120	124
Nitowanie trzrzę- dowe w zakosy	d mm.	—	—	15	17	19	21	23	24	26	27	29	30
	t mm.	—	—	55	61	67	73	79	82	88	91	97	100

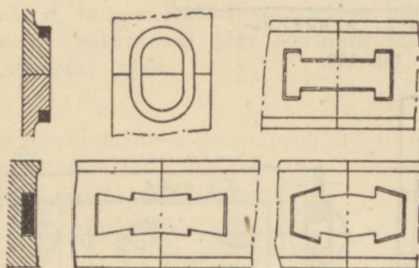


Fig. 129.

ści lanych płyt, różnych podstaw, postumentów do maszyn, części kół pasowych lub rozpędowych i t. p. Same zderze, t. j. pierścienie lub wkładki wykonywa się z reguły z żelaza kutego i albo nasadza jako pierścienie na specjalnie odlane do tego celu występy, albo wkłada w postaci wkładek w odpowiednie zagłębienia. Wielkość ich musi być tak dobrana, ażeby w stanie nagrzania do czerwoności, ciasno wchodziły na odpowiednie występy lub w zagłębienia a działanie ich polega na tem, że przy ostygnięciu kurczą się i wskutek wewnętrznego naprężenia, powstałego w materiale, silnie zwierają łączone części.

Kliny, znane nam już ze swego działania jako maszyny proste, używane są także jako części łączące, lecz do połączeń rozbieganych. Wykonywa się je prawie wyłącznie ze stali z powierzchniami dokładnie obrobionymi. W rzadkich tylko wypadkach, zupełnie drugorzędnych, można robić kliny żelazne. Zastosowanie klinów jako części łączących jest bardzo różnorodne. W zależności od funkcji jaką mają spełniać możemy je podzielić na:

Zderze służą także jako połączenia trwałe. Wykonywa się je albo jako pierścienie skurczne, albo jako wkładki skurczne, jak wskazują to oddzielne rysunki na fig. 129. Połączeń na zderze używa się przy większych częściach lanych, które nie mogą być odlane w całości, a które następnie muszą być w trwałym połączeniu, naprz. czę-

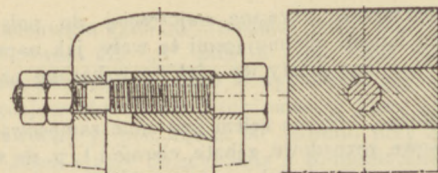


Fig. 130.

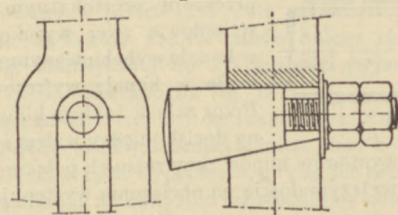


Fig. 131.

1) **Kliny nastawne**, które służą do przesuwania pewnych części, lub utrzymywania ich w pewnym położeniu. Naprzykład dla dociskania panewek korbowodu, jak to wskazują odnośne rysunki (fig. 130 i 131).

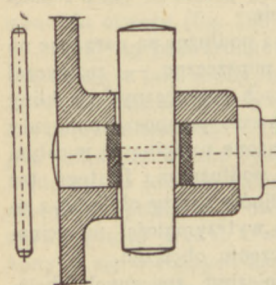


Fig. 132.

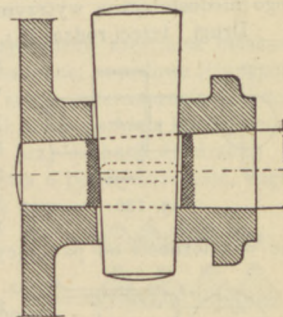


Fig. 133.

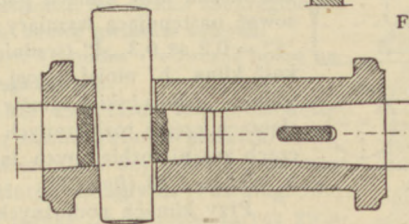


Fig. 134.

2) **Kliny poprzeczne**, używane najczęściej do połączeń różnych wałów z częściami lanymi obejmującymi te wały, jak na przykład sprężę, krzyżulce, różne lane piasty itp., jak to wskazano na figurach 132, 133 i 134.

3) **Kliny podłużne**, których celem jest silne zamocowanie piast różnych kół, jak pasowe, rozpedowe, zębate, ciernie i t. p. na wałach, osiach lub wrzecionach. Klin taki o poprzecznym przekroju prostokątnym jest zazwyczaj w połowie swej wysokości zapuszczony w kanale wyheblowanym w piastce, a w połowie w kanale wyfrezowanym w wale. Przez zabicie takiego klina uzyskujemy silny docisk między wałem i piastą (fig. 135).

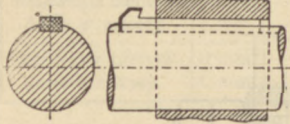


Fig. 135.

Co się tyczy wymiarów klinów przy różnych połączeniach, to te uwarunkowane są ich wytrzymałością na obciążenia występujące w tych połączeniach.

Pierwszy rodzaj t. j. kliny nastawne są zwykle obciążone siłami gniojącymi, a wobec wielkiej wytrzymałości stali na ciśnienie, wymiary tych klinów, wynikające z konstrukcji, są zwykle aż nadto duże, tak że prawie nigdy nie zachodzi potrzeba powiększania wymiarów klina ze względu na jego niedostateczną wytrzymałość na zgniatanie.

Drugi i trzeci rodzaj t. j. kliny poprzeczne i podłużne są narażone na ścinanie. Kliny poprzeczne — zazwyczaj w dwóch przekrojach poprzecznych, a kliny podłużne, które zawsze przenoszą momenty skręcające, są narażone na ścinanie w całym swoim przekroju podłużnym. Dlatego też wymiary takich klinów należy obliczać z uwzględnieniem ich wytrzymałości na ścinanie w zależności od panujących w danym złączeniu obciążeń.

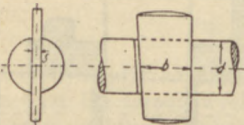


Fig. 136.

W wypadku niezbyt znacznych obciążeń można przy klinach poprzecznych, stosować następujące wymiary: grubość klina „s” = 0,2 aż 0,3 „d” (średnicy wału), szerokość klina „b” mniej więcej równa średnicy wału „d”. Ukos takich klinów stosuje się przy złączach często rozbiieranych 1/16, przy złączach zaś nierozbiieranych lub rozbiieranych b. rzadko 1/30 (fig. 136).

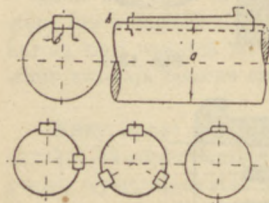


Fig. 137.

Przy klinach podłużnych w pospolitych wypadkach obciążeń stosuje się następujące wymiary. Wysokość klina

„h” w końcu cieńszym 1/10 „d” (średnicy wału) plus 4 mm. Szerokość zaś klina „b” równa 1/5 „d” plus 4 mm. Ukos klinów podłużnych robi się w granicach 1/50 aż 1/100. W wypadkach gdy występują znaczne momenty skręcające stosuje się 2 lub nawet 3 kliny na obwodzie. Przy 2 klinach ustawiamy je pod kątem 90° (stopni) przy 3 pod kątem 120° na obwodzie. Jeżeli mamy do czynienia z b. nieznacznymi obciążeniami, to można stosować kliny powierzchniowe, to jest zapuszczone tylko w kanał wyheblowany w piastce. Na wale natomiast jest tylko wypilowana płaszczczyzna. Szerokość takich klinów należy stosować normalną, natomiast grubość zmniejszoną do 3/4 grubości (wysokości) normalnej. (Odnosne konstrukcje wskazano na fig. 137).

Po za klinami normalnymi t. j. ze łbami, służącymi zarówno do wbijania jak i do wybijania klinów, stosuje się także kliny bez łbów, mianowicie kliny z lekkim ukosem w tych wypadkach, gdy na łeb niema miejsca, i wówczas trzeba piastę nabijać na klin, albo też stosuje się kliny zupełnie płaskie, to jest bez ukosu w tych wypadkach, gdy koło musi się na wale podczas pracy przesuwac. Kliny takie noszą nazwę osadek (z niemiecka „fedry”). Należy je przytwierdzać do wału zawierconymi śrubkami i kliny te muszą być ściśle przystosowane do otworu (fig. 138).



Fig. 138.

Śruby są bezwarunkowo najbardziej używanymi częściami maszyn. Używa się je jako śruby łączące (złączne), nastawne, napędowe (transportowe), tłoczne lub ciągnące. W zależności od swego przeznaczenia miewają one bardzo różnorodne kształty, zawsze jednak istotną częścią każdej śruby jest rdzeń przeważnie cylindryczny, a tylko przy śrubach do drzewa — koniczny, na którym nacięta jest linia śrubowa o pewnym zarysie. Część rdzenia zaopatrzona w owe śrubowe nacięcie nosi nazwę gwintu śruby. Owe zarysy gwintów wykonywa się w różnych kształtach, a więc:

- 1) W kształcie trójkątów z krawędziami ostrymi, lub zlekka ściętymi, lub zlekka zaokrąglonymi i wówczas noszą nazwę **gwintów ostrych**.
 - 2) W kształcie trapezów i wówczas noszą nazwę **gwintów trapezowych**.
 - 3) W kształcie kwadratów lub prostokątów i wówczas noszą nazwę **gwintów płaskich**.
 - 4) W kształcie łuków czy półkoli i wówczas noszą nazwę **gwintów okrągłych**. (Patrz fig. 139).
- Niezależnie jednak od kształtu zarysu gwintu może on być wytworzony jednym zwojem

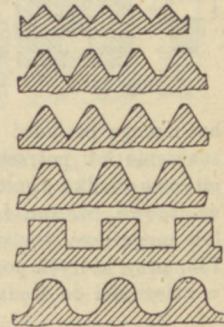


Fig. 139.

śruby lub też większą ilością tych zwojów. Będziemy więc rozróżniać śruby jednozwojowe, dwuzwojowe, trzyzwojowe, czterozwojowe i wogóle wielozwojowe jak to wskazuje fig. 140. Śruby łączące i nastawne robi się wyłącznie jednozwojowe, natomiast śruby napędowe i tłoczne robi się także i wielozwojowe, zależnie od warunków pracy.

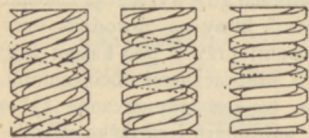


Fig. 140.

może posiadać gwint

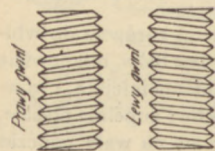


Fig. 141.

o niej, że jest śrubą z lewym gwintem (fig. 141).

Normalnie wszystkie śruby wykonywa się z prawym gwintem, niekiedy jednak dla specjalnych celów, lub wskutek specjalnych warunków pracy, wykonywa się również śruby z lewym gwintem.

Nieodzowną częścią składową, nieodzownym dopełnieniem, każdej śruby jest nakrętka (naśrubek) z naciętym wewnątrz takim samym gwintem jak gwint śruby. Nakrętka ta może być wykonana jako oddzielna część sama w sobie, albo też jest to poprostu otwór w korpusie lub jakiejś innej części, wewnątrz nagięty, w który wkręca się śrubę, jak w nakrętkę. Otwór więc taki jest dla śruby tem samym co i nakrętka (fig. 142).

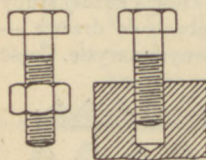


Fig. 142.

Wymiary śrub oraz ich kształty spotykamy bardzo różnorodne. Wykonywa się więc śruby ze łbami i bez łbów. Śruby bez łbów noszą nazwę szpilek albo sztyftów. Łby przy śrubach mogą posiadać także różnorodne kształty, zależnie od swego przeznaczenia lub potrzeb konstrukcji. A więc mogą być: sześciokątne, wyjątkowo rzadko ośmiokątne, czworokątne, cylindryczne, okrągłe, stożkowe, teowe, hakowe i t. p. Łby śrub mogą się znajdować na wierzchu, lub mogą być wpuszczone jak to wskazują odnośne konstrukcje fig. 143, przy których podano również zasadnicze wymiary normalnych łbów w zależności od średnicy śruby „d”.

Nadto pamiętać należy, że śruba może posiadać gwint prawy lub lewy, t. j. że linie śrubowe mogą obiegać w kierunku prawym lub lewym. Jeżeli śruba lub naśrubek wkręca się lub dokręca w kierunku ruchu strzałek (wskazówek) zegarowych, to mówimy o niej, że jest śrubą z prawym gwintem. Odwrotnie, jeżeli śruba lub naśrubek wkręca się lub dokręca w kierunku odwrotnym niż kierunek ruchu strzałek zegarowych, to mówimy

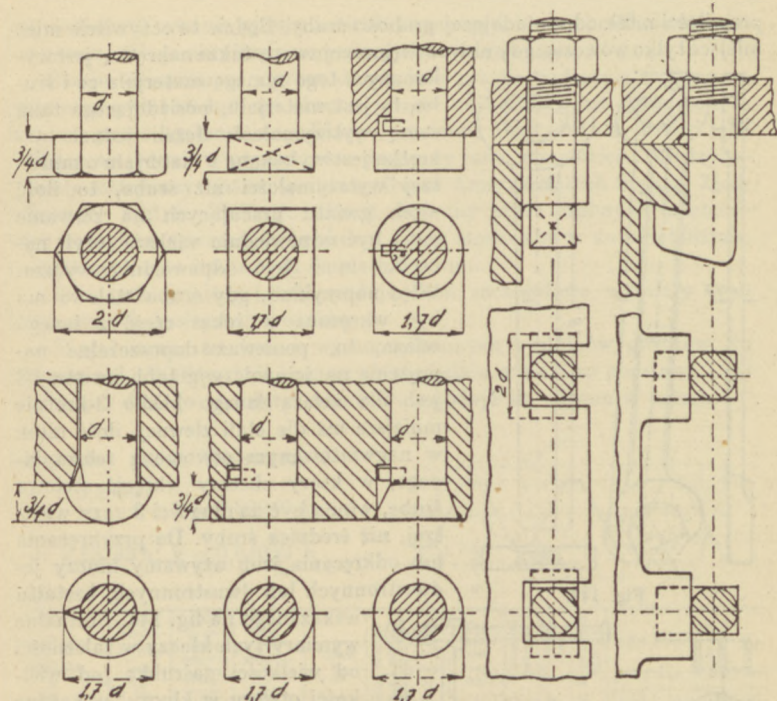


Fig. 143.

Drobne śrubki do metalu wykonywa się również z łebkami cylindrycznymi, okrągłymi i stożkowymi zaopatrzonemi w przecięciu do śrubokręta (fig. 144).

Naśrubki podobnie jak łby śrub wykonywa się również sześciokątne, czworokątne i okrągłe zależnie od wymogów konstrukcji, jak to wskazują oddzielne rysunki fig. 145. Wysokość naśrubka jak widać to z rysunków winna się równać średnicy śruby. Wynika to stąd, że wytrzymałość nitki gwintu na ścięciu powinna być taka sama jak wytrzymałość wrzeciona śruby na zerwanie, a to osiąga się, jak wypada z przeliczenia,

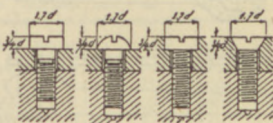


Fig. 144.

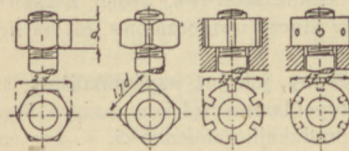


Fig. 145.

przy ilości nitek odpowiadającej grubości śruby. Będzie to oczywiście mieć miejsce tylko wówczas, gdy naśrubek (inaczej zwany także nakrętką) jest wykonany z tego samego materiału co i śruba, to jest materiału, posiadającego taką samą wytrzymałość. Jeżeli jednak nakrętka jest wykonana z materiału o mniejszej wytrzymałości niż śruba, to ilość nitek gwintu pracujących na zerwanie musi być odpowiednio większa, czyli nakrętka musi być odpowiednio wyższa. Więc na przykład, gdy śruba stalowa ma być wkręcona w jakąś część z lanego żelaza, to, ponieważ dopuszczalne naprężenie na ścinanie w/g tabl. na str. 58 jest dla żelaza lanego blisko 3-krotnie mniejsze niż dla stali zlewnej, ilość nitek w nagwintowanym otworze z żelaza lanego, w który chcemy wkręcić stalową śrubę, winna być na długości 3 razy większej, niż średnica śruby. Do przykręcania lub odkręcania śrub używamy kluczy jednostronnych lub dwustronnych, kształtu

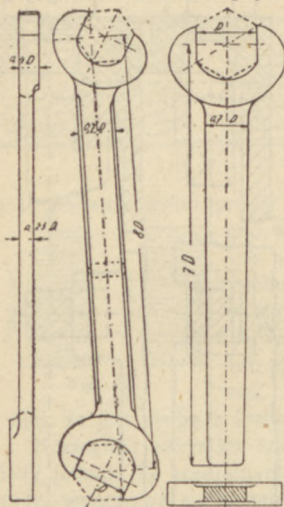


Fig. 146.

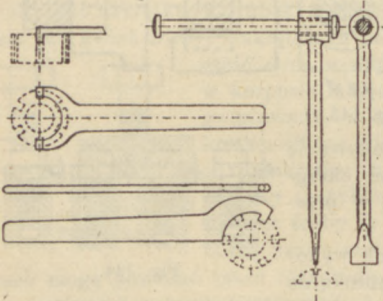


Fig. 147.

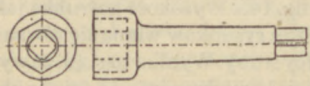


Fig. 148.

wskazanego na fig. 146. Normalne wymiary tych kluczy w zależności od wielkości naśrubka (od wielkości otworu w kluczu) wskazane są na rysunku. Naśrubki okrągłe powiercone, lub z kanałami jak również naśrubki z łebkami poprzeryzanymi wymagają kluczy specjalnych, wskazanych na fig. 147. W wypadkach, gdy do naśrubka niema dostępu kluczem zwykłym stosujemy klucze tak zwane storcowe. Jeden z takich typów kluczy uwidoczony jest na fig. 148.

Śruby, jak już wspominaliśmy, są najpospolitszymi częściami maszyn. Stąd też powstała konieczność masowej ich produkcji, zamienności, a co zatem

też powstała konieczność masowej ich produkcji, zamienności, a co zatem

idzie i znormalizowania wymiarów śrub, to znaczy ścisłego określenia wymiarów, oraz ścisłego określenia zarysów gwintów tych śrub.

Takim klasycznym i przez długie lata prawie wyłącznie używanym systemem gwintów był, a i obecnie jeszcze najbardziej jest rozpowszechnionym gwint systemu angielskiego, systemu Whitworth'a. Prócz tego systemu są jednak w użyciu także i systemy inne, mianowicie: Międzynarodowy metryczny system gwintów, Gwint Amerykańskich Stanów Zjednoczonych systemu Sellers'a, Gwint używany przez drobnych mechaników i optyków systemu Löwenherza i inne stosowane w automobilizmie, w elektrotechnice i w innych działach techniki.

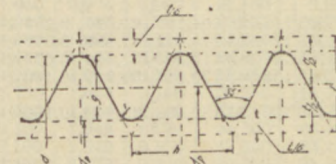
Załączone poniżej tabele podają nam szczegółowe wymiary śrub przy różnych systemach gwintów.

Wyjaśniamy, że dwa z wyszczególnionych systemów gwintów, to jest angielski Whitworth'a i amerykański Sellers'a mają za podstawę 1 cal angielski i dlatego wymiary takich śrub podaje się zawsze w calach.

Oryginalny gwint Whitworth'a

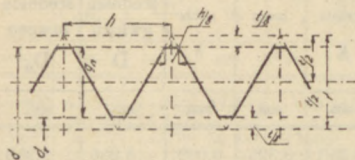
$$h = \frac{25,40095}{i}; t = 0,96049 h$$

$$r = 0,13733 h; g = 0,64033 h$$



Średnica gwintu d	Średnica rdzenia d _r	Pole przekroju rdzenia $\frac{\pi d_r^2}{4}$	Średnica podzielnika d _p	Skok h	Ilość skoków w 1" angiel.	Głębokość gwintu g	Prośnien zao-kraglenia r	Wysokość materii h ₁	Wysokość h ₂	Rozwarłość klucza S ₀	Siła P = $\frac{\pi d_r^2}{4} K_r$ przy K _r = kg/cm ²			
											480	600	800	
cal ang.	mm.	mm.	cm ²	mm.	mm.	i	mm	mm	mm	mm	kg.	kg.	kg.	
1/4	6,350	4,724	0,175	5,537	1,270	20	0,813	0,174	6	5	11	85	105	140
5/16	7,938	6,131	0,295	7,034	1,411	18	0,904	0,194	8	6	14	140	175	235
3/8	9,525	7,492	0,441	8,509	1,588	16	1,017	0,218	9	7	17	215	265	355
7/16	11,113	8,789	0,607	9,951	1,814	14	1,162	0,249	11	8	19	290	365	485
1/2	12,700	9,990	0,784	11,345	2,117	12	1,355	0,291	13	9	22	375	470	625
5/8	15,876	12,918	1,311	14,397	2,309	11	1,479	0,317	16	11	27	630	785	1050
3/4	19,051	15,798	1,960	17,424	2,540	10	1,627	0,349	19	13	32	940	1175	1565
7/8	22,226	18,611	2,720	20,419	2,822	9	1,807	0,388	22	16	36	1300	1630	2175
1	25,401	21,335	3,575	23,368	3,175	8	2,033	0,436	25	18	41	1715	2145	2870
1 1/8	28,576	23,929	4,497	26,253	3,629	7	2,324	0,498	28	20	46	2160	2700	3600
1 1/4	31,751	27,104	5,770	29,428	3,629	7	2,324	0,498	32	22	50	2760	3460	4610
1 3/8	34,926	29,505	6,837	32,215	4,233	6	2,711	0,581	35	24	55	3280	4100	5470
1 1/2	38,101	32,680	8,388	35,391	4,233	6	2,711	0,581	38	27	60	4025	5030	6700
1 5/8	41,277	34,771	9,495	38,024	5,080	5	3,253	0,698	41	30	65	4560	5700	7600
1 3/4	44,452	37,946	11,310	41,199	5,080	5	3,253	0,698	45	32	70	5435	6780	9050
1 7/8	47,627	40,398	12,818	44,012	5,645	4 1/2	3,614	0,775	48	34	75	6150	7690	10250

Gwint Sellersa, Stanów Zjednoczonych A. P.



$$h = \frac{1'' \text{ ang.}}{i}$$

$$g_n = \frac{3}{4} t = 0,6495 h$$

Średnica gwintu d		Średnica rdzenia d _r	Ilość skoków w 1 calu angiel. i	Skok h
cali ang.	mm.			mm.
1/8	3,17	2,35	40	0,635
9/16	4,76	3,39	24	1,058
1/4	6,35	4,70	20	1,270
5/16	7,94	6,10	18	1,411
3/8	9,52	7,46	16	1,587
7/16	11,11	8,76	14	1,814
1/2	12,70	10,16	13	1,954
9/16	14,29	11,54	12	2,117
5/8	15,88	12,88	11	2,309
3/4	19,05	15,75	10	2,540
7/8	22,23	18,56	9	2,822
1	25,40	21,28	8	3,175
1 1/8	28,58	23,86	7	3,629
1 1/4	31,75	27,04	7	3,629
1 3/8	34,93	29,43	6	4,234
1 1/2	38,10	32,60	6	4,234
1 5/8	41,28	35,28	5 1/2	4,618
1 3/4	44,45	37,85	5	5,080
1 7/8	47,63	41,03	5	5,080
2	50,80	43,47	4 1/2	5,645
2 1/4	57,15	49,82	4 1/2	5,645
2 1/2	63,50	55,25	4	6,350
2 3/4	69,85	61,60	4	6,350
3	76,20	67,95	3 1/2	7,257
3 1/4	82,55	73,12	3 1/2	7,257
3 1/2	88,90	78,74	3 1/4	7,816
3 3/4	95,25	84,24	3	8,467
4	101,60	90,59	3	8,467
4 1/4	107,95	96,48	2 7/8	8,826
4 1/2	114,30	102,29	2 3/4	9,237
4 3/4	120,65	108,07	2 3/4	9,676
5	127,00	113,79	2 1/2	10,160
5 1/4	133,36	120,15	2 1/2	10,160
5 1/2	139,71	125,81	2 1/2	10,695
5 3/4	146,06	132,16	2 1/2	10,695
6	152,41	137,74	2 1/4	11,289

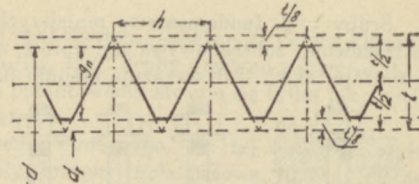
Gwint Löwenherza

dla mechaników i optyków

$$h = t$$

$$g_n = 0,75 h$$

$$k\alpha t = 53^{\circ}8'$$



średnica gwintu d	średnica rdzenia d _r	pole przekroju rdzenia F	skok h	ilość skoków na 1'' ang. i	wysokość nakrętki	rozwarłość klucza	średnica gwintu d	średnica rdzenia d _r	pole przekroju rdzenia F	skok h	ilość skoków na 1'' ang. i	wysokość nakrętki	rozwarłość klucza
mm.	mm.	cm ² .	mm.		mm.	mm.	mm.	mm.	cm ² .	mm.		mm.	mm.
1	0,625	0,003	0,25	102	1,2	3	4	2,95	0,068	0,7	36,28	4,5	8
1,2	0,825	0,005	0,25	102	1,4	4	4,5	3,375	0,089	0,75	33,87	5	10
1,4	0,95	0,007	0,30	85	1,7	5	5	3,8	0,113	0,8	31,8	5,5	10
1,7	1,175	0,011	0,35	72,57	2	5,5	4,15	4,15	0,135	0,9	28,22	6	12
2	1,4	0,015	0,40	64	2,3	6	4,5	4,5	0,159	1,0	25,4	6,5	12
2,3	1,7	0,023	0,40	64	2,6	6	7	5,35	0,225	1,1	23,9	7,5	14
2,6	1,925	0,029	0,45	56,37	3	7	8	6,2	0,302	1,2	21,16	8,5	14
3	2,25	0,040	0,50	50,8	3,5	7	9	7,05	0,390	1,3	19,54	9,5	17
3,5	2,6	0,053	0,60	42,33	4	8	10	7,9	0,490	1,4	18,14	10,5	17

Gwint gazowy Whitworth'a do łączenia rur.

nominalna średnica wewn. rury		ilość skoków na 1 cali ang.	średnica zewnętrzna gwintu d		średnica rdzenia d _r	
cali ang.	mm		cali ang.	mm	cali ang.	mm
1/8	3,175	28	0,3825	9,715	0,3367	8,552
1/4	6,350	19	0,5180	13,157	0,4506	11,445
3/8	9,525	19	0,6563	16,670	0,5889	14,958
1/2	12,700	14	0,8257	20,973	0,7342	18,649
5/8	15,876	14	0,9022	22,916	0,8107	20,592
3/4	19,051	14	1,0410	26,441	0,9495	24,117
7/8	22,226	14	1,1890	30,201	1,0975	27,876
1	25,401	11	1,3090	33,249	1,1925	30,289
1 1/4	31,751	11	1,6500	41,910	1,5335	38,951
1 1/2	38,101	11	1,8825	47,817	1,7660	44,856
1 3/4	44,452	11	2,0470	51,994	1,9305	49,035
2	50,802	11	2,3470	59,614	2,2305	56,655
2 1/4	57,152	11	2,5875	65,723	2,4710	62,763
2 1/2	63,502	11	3,0013	76,233	2,8848	73,274
2 3/4	69,853	11	3,2470	82,474	3,1305	79,515
3	76,203	11	3,4850	88,519	3,3685	85,560
3 1/4	82,553	11	3,659	92,939	3,5810	90,961
3 1/2	88,903	11	3,912	99,365	3,796	96,418
3 3/4	95,254	11	4,125	104,775	4,009	101,829
4	101,60	11	4,339	110,211	4,222	107,239

Śruby t. z. fundamentowe mniejszych wymiarów, nie narażone na wstrząśnienia, zabetonowywa się wprost w otworach fundamentu, cztery rodzaje takich śrub wskazują rysunki fig. 149.

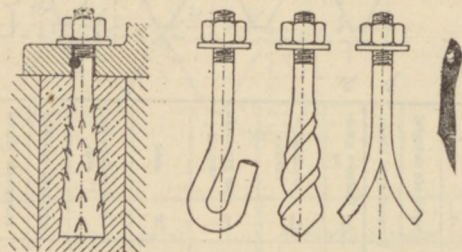


Fig. 149.

Śruby fundamentowe wielkich maszyn opierane bywają na płytach lanych umocowanych w kanałach fundamentowych. Dwa rodzaje takich śrub uwidocznione są na fig. 150.

Ponieważ śruby narażone na wstrząśnienia mogą się same stopniowo odkręcać, to śruby takie, a zwłaszcza nakrętki przy takich śrubach, należy zabezpieczać od samoczynnego odkręcania się. Najprostsze sposoby takiego zabezpieczenia polegają na stosowaniu bądź podwójnych nakrętek, bądź zatyczek przewlekanych przez sworzeń tuż nad nakrętką, albo przez nakrętkę i sworzeń, bądź też przez stosowanie specjalnych podkładek sprężynujących (pierścienie Grove).

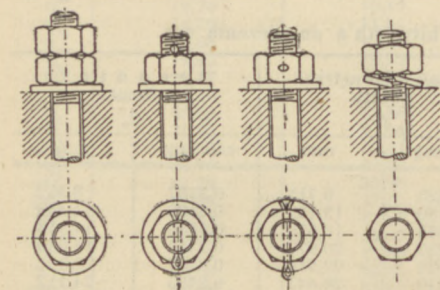


Fig. 151.

Prócz powyższych egzystuje jednak i wiele innych sposobów zabezpieczenia których tutaj nie podajemy. (Patrz fig. 151).

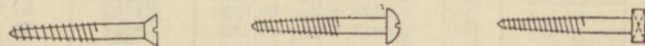


Fig. 152.

Śruby do drzewa posiadają sworznie zlekką koniczne, a łebki albo koniczne tak zwane „kryte“, albo półokrągłe, albo czworokątne. Dwa

pierwsze rodzaje przykręca się śrubokrętem, ostatni zwykłym kluczem używanym do śrub metalowych (fig. 152). Śruby drzewne z czworokątnymi łbami, zwane także śrubami patentowymi, stosuje się tylko przy większych wymiarach od 1/4 cala wzwyż.

Części do przeniesienia ruchu obrotowego. Do tej kategorii części maszynowych należą: osie, wały, łożyska, koła pasowe, linowe, cierne, zębate, sprzęgła, przyrządy smarownicze i t. d. Liczne z wymienionych części mają prawie wyłącznie zastosowanie przy pędniach (transmisjach) i dlatego rozpatrzmy je w odnośnym dziale pędni. Na tym miejscu zajmujemy się rozpatrzeniem tych części ruchu obrotowego, które znajdują zastosowanie również i przy innych ustrojach maszynowych.

Osie i wały. Ogólnie przyjęta w technice różnica w pojęciu osi i wału polega na tem, że nazwę osi stosujemy wówczas, gdy jest ona obciążona tylko siłami zginającymi, gdy występują w niej naprężenia gnące, a więc osie wozu, osie wagonu kolejowego i t. p. Nazwę zaś wału stosujemy wówczas gdy jest on narażony nie tylko na zginanie lecz i na skręcanie, gdy musi przenosić momenty skręcające. Naprzykład wał transmisyjny jest narażony na zginanie ciężarem rozmieszczonych na nim kół pasowych, sprzęgła i t. p. a jednocześnie jest obciążony momentami skręcającymi, wywoływanych przez pasy od silników i pasy napędzanych maszyn. Te same zjawiska występują przy głównych wałach roboczych maszyn parowych, różnych silników i wielu innych maszyn.

Nie zawsze jednak różnice w tych pojęciach są zupełnie ściśle przestrzegane. Utało się naprzykład określenie, wynikające z analogji z osiami wagonowymi „osie parowozowe“ jakkolwiek osie te są tak jak każde wały narażone zarówno na zginanie jak i na skręcanie. Powinny by więc nazywać się wałami. To samo da się powiedzieć o osiach wagonów tramwajowych motorowych, które ściśle rzeczy biorąc są także wałami a nie osiami.

Osie i wały, jako części do przeniesienia ruchu obrotowego, albo same umocowane są nieruchomo, a koła czy też inne nasadzone na nie części kręcą się na nich, albo też nasadzone na nie części są zamocowane na stałe i osie te względnie wały kręcą się wraz z owymi częściami w jakichś łożyskach. Ta część osi lub wału, która spoczywa w łożysku, nosi nazwę czopa, a ta część łożyska, która przylega do wału lub osi, to jest do czopa nosi nazwę panwi albo panewki. Czop może posiadać taką samą średnicę jak i wał t. j. nie zmniejszoną, albo też może posiadać średnicę zmniejszoną jak to wskazano na fig. 153. Cały ciężar wału wraz ze wszystkimi umon-

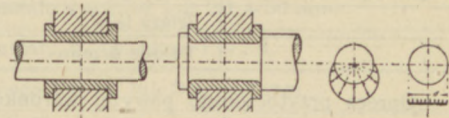


Fig. 153.

towaniami na nim częściami maszyn przenosi się za pośrednictwem czopów na panewki, albo też odwrotnie cały ciężar konstrukcji wspartej na panewkach, (jak to ma miejsce n. p. przy parowozach lub wagonach) przenosi się za pośrednictwem panewek na czopy.

Zarówno w pierwszym jak i w drugim wypadku pomiędzy czopem i panewką panuje stosunkowo wielkie ciśnienie. Stykające się więc wzajemnie powierzchnie czopa i panewki muszą być dostatecznie duże, ażeby wytrzymały te ciśnienia. Innymi słowy, ciśnienia występujące w panewkach (łożyskach) muszą się mieścić w granicach dopuszczalnych naprężeń ściskających, zgniatających. Ciśnienie wywierane przez czop na panewkę lub odwrotnie, wskutek cylindrycznego kształtu zarówno czopa jak i panewki, nie przenosi się równomiernie na całą powierzchnię panewki względnie czopa a tylko na jej część i to w taki sposób, jak to wskazano na fig. 153 rozkładu ciśnień na powierzchnię czopa i panewki, t. j. że największe ciśnienie występuje w spodniej względnie górnej części powierzchni, natomiast boczne części powierzchni są narażone na coraz to mniejsze ciśnienia, które na wysokości średnicy czopa spadają do zera. Dlatego też nie możemy przyjmować połowy całkowitej powierzchni czopa czy panewki (połowy powierzchni cylindra), jako roboczej powierzchni panewki i czopa, a przyjmujemy tylko rzut tej powierzchni czopa to jest iloczyn średnicy czopa „D” przez jego długość „L”.

Dopuszczalne ciśnienia (naprężenia) zgniatające na rzut powierzchni czopa czy panewki w kg. na cm. kw.

Materiał czopa	Materiał panewki	Dopuszczalne ciśnienie w kg. na cm. kw.
Twarda stal narzędziowa hartowana	Twarda stal narzędziowa hartowana	150
Twarda stal narzędziowa hartowana	Bronz	90
Stal niehartowana	„	60
Żelazo zlewne	„	35
„ „	Biały metal	13 do 20
„ „	Żelazo lane	5 do 25
„ „	Twarde drzewo	do 20

Oprócz przytoczonego powyżej warunku, to jest by powierzchnia czopa i panewki nie była narażona na nadmierne ciśnienie, dobre łożysko musi uwzględnić jeszcze i dwie inne okoliczności, a mianowicie:

1) Ażeby wskutek zbyt wielkiego ciśnienia panującego między czopem

i panewką smar, który musi być doprowadzany do łożyska dla zmniejszenia oporów tarcia, nie był wyciskany, i

2) Ażeby łożysko podczas pracy nie nagrzewało się nadmiernie, co mogłoby spowodować uszkodzenie zarówno czopa jak i panewki.

To ostatnie zjawisko t. j. nagrzewanie się łożyska podczas pracy powstaje wskutek tego, że obracający się czop musi stale przewycięzać opór tarcia, a więc musi wykonywać pracę. Moc tracona na pokonywanie oporów tarcia w panewkach (podana na str. 48) może być dość znaczna. Cała ta praca (moc) przekształca się w energię cieplną i idzie na nagrzewanie czopa, panewki i łożyska. Nagrzewanie się więc łożyska podczas pracy jest nieuniknione, chodzi tylko o to, ażeby nagrzewanie to nie przekroczyło pewnych granic. Tu z pomocą przychodzi nam naturalne chłodzenie się łożyska przez otaczające go powietrze. A to naturalne chłodzenie się łożyska będzie tym większe, im większą będzie powierzchnia chłodząca samego łożyska, to jest im większe będzie łożysko. W wypadkach gdy naturalne chłodzenie łożyska powietrzem nie wystarcza stosuje się nawet takie łożyska, które posiadają specjalne urządzenia do chłodzenia ich prądem przepływającej zimnej wody. Są to jednak wypadki naogół rzadko stosowane w technice. Stopień i warunki nagrzewania się łożyska mogą być ściśle przeliczone i zbadane, czego jednak ze względu na brak wiadomości o ciepłe, z którymi zapoznamy się dopiero w części II-iej Maszynoznawstwa, obecnie badać nie będziemy, i ograniczymy się do podania praktycznych wiadomości o przeciętnych wymiarach panewek. Punktem wyjścia będzie dla nas średnica czopa, a więc i panewki, która w każdym poszczególnym wypadku jest, jak już wiemy, uwarunkowana wytrzymałością osi czy wału na zginanie i skręcanie. Jeżeli więc mamy średnicę czopa „d” to chodzi tylko o zdecydowanie długości czopa, a więc i panewki „l”, a długość ta, jak to wynika z podanej poniżej tabeli praktycznej jest zależna od rodzaju materiału panewki przy czem uwzględnia również i okoliczność niewyciskania smaru i nie zagrzewania łożysk w stopniu nadmiernym.

Tabela długości czopa i panewki w zależności od średnicy czopa „d”.

Przy panewce z bronzu $l = 1,5d$ lub $1,25d + 50$ mm.

Przy panewce z białego metalu $l = 2,5d$ lub $2d + 50$ mm.

Przy panewce z białego metalu b. twardego $l = 2d$.

Przy panewce z żelaza lanego $l = 4d$ lub $3d + 50$ mm.

Przy panewkach z żelaza lanego przy napędzie ręcznym wystarczy $l = 1,5$ do $1,75d$

Ponieważ przy stosowaniu czopów i łożysk zachodzi potrzeba smarowania ich, co zresztą ma miejsce i przy stosowaniu wielu innych części maszyn będących w ruchu, to zanim przystąpimy do zapoznania się z konstrukcjami tych części, wskazanem jest zapoznać się ze smarami i sposobami smarowania.

Smary i przyrządy do smarowania. Smar jest materiałem wprowadzanym między trące się powierzchnie w tym celu, ażeby bezpośrednie tarcie się tych powierzchni zastąpić tarcieciem się międzycząsteczkowym owego smaru. Skutek tego będzie taki, że

- 1) opór tarcia będzie zmniejszony
 - 2) wyrabianie się, to jest ścieranie trących się powierzchni, będzie mniejsze i
 - 3) nagrzewanie się trących powierzchni będzie również zmniejszone.
- Ze względu na stopień gęstości smaru rozróżniamy: a) smary gęste, b) smary topliwe mniej gęste t. zw. „calypsol“ i c) smary płynne.

Smary gęste są to tłuszcze zwierzęce, na przykład łój, tłuszcze mineralne, gęste jak waselina lub wosk ziemny, następnie grafit drobno mielony, mydło, a najczęściej mieszaniny tych materiałów z dodatkiem płynnego oleju mineralnego. Więc na przykład:

Do smarowania żelaznych kół zębatach dobrą jest mieszanina 4 części łożu bydłowego z 1 częścią grafitu i małym dodatkiem oleju mineralnego.

Do smarowania kół zębatach drewnianych mieszanina 10 części łożu z 1 częścią grafitu i 1 częścią mydła.

Do smarowania łożysk używa się albo samej waseliny albo waseliny z nieznaczną domieszką grafitu, lub też mieszaniny wosku ziemnego, lub mydła z olejem mineralnym.

Smary topliwe, mniej gęste (calypsol) są to smary składające się z mieszaniny tłuszczów roślinnych i innych, które pod wpływem ciepła powodowanego rozgrzewaniem się panewki topią się i spływają do trących się powierzchni. Obydwa te rodzaje smarów mają stosunkowo małe zastosowanie.

Najczęstsze zastosowanie mają:

Smary płynne to jest oleje mineralne. Olei roślinnych nie powinno się używać jako smarów dlatego, że łatwo się one rozkładają, wydzielają kwasy a przedewszystkiem łatwo wysychają, krzepną. Oleje mineralne, używane obecnie prawie wyłącznie jako smary, są produktem destylacji t. j. odparowywania ropy naftowej. Z ropy jako mieszaniny różnych olejów, da się drogą nagrzewania jej kolejno do różnych coraz to wyższych temperatur odparowywać naprzód, przy temperaturze 100°—150° C gazolinę, benzynę, ligroinę, następnie przy nagrzewaniu do temperatury 150°—300° C naftę

używaną do oświetlenia, a przy temperaturze 300°—350° C różne oleje mineralne używane do smarowania, łącznie z mazutem i smołą. Przy temperaturze około 410° C odparowywa się jeszcze waselinę.

Ciężar właściwy t. j. ciężar 1 cm sześciennego wyrażony w gramach, tych produktów destylacji ropy jest następujący: gazoliny i benzyny od 0,65 do 0,75 (1 litr waży 650 do 750 gramów = 0,75 kg.), nafty od 0,72 do 0,86 (1 litr waży 720 do 860 gr. = 0,86 kg.) olei mineralnych od 0,80 do 0,96 (1 litr waży 960 gr. = 0,96 kg.) Przy okazji przypominamy, że ciężar właściwy wody = 1, to znaczy, że 1 cm. sześcienny wody waży 1 gr., a 1 litr wody waży 1 kg. Zatem wszystkie te produkty są lżejsze od wody. Oleje mineralne po oddestylowaniu ich podlegają jeszcze rafinacji pod działaniem kwasów w celu oddzielenia od nich rozpuszczonych w nich zanieczyszczeń, jak parafiny i smoly.

Pod względem ciężkości smarów płynnych, rozróżniamy ich trzy rodzaje:

- a) oleje lekkie wrzecionowe o ciężarze właściwym do 0,9
- b) oleje maszynowe średnio ciężkie o ciężarze właściwym od 0,91 do 0,92
- c) oleje ciężkie cylindrowe o ciężarze właściwym od 0,92 do 0,93.

Olejom mineralnym używanym jako smary stawiane są następujące wymagania:

1) Wysoki stopień przyczepności do powierzchni smarowanych, który mierzy się długością strumienia, jaki utworzy się przy spływaniu smaru w określonym czasie po gładkiej pochylonej powierzchni blachy. Im ten strumień jest krótszy, tem przyczepność danego smaru jest większa.

2) Wysoki stopień wiskozy czyli zczepności cząstek smaru między sobą. Stopień wiskozy mierzy się przyrządami zwanymi wiskozymetrami syst. Englera. Mierzenie to polega na porównywaniu czasu potrzebnego do wyciekania smaru przy określonej temperaturze, z czasem potrzebnym do wyciekania wody.

3) Odporność na wpływy temperatur t. j. zachowania możliwie niezmiennego stopnia przyczepności i zczepności przy różnych temperaturach.

4) Odporność przeciw parowaniu, ulatnianiu się i wysychaniu.

5) Możliwie niski punkt zastygania, krzepnięcia zwłaszcza w tych wypadkach, gdy maszyna pracuje na mrozie.

6) Możliwie wysoki punkt zapłonu (zapalenia się), zwłaszcza dla olejów cylindrowych.

7) Możliwa czystość, to znaczy smar winien być wolny od kwasów, które wyzerają powierzchnie trące, od wody i osadów, które utrudniają wysalsność knotów smarujących i t. p.

W zależności od pewnych cech, posiadanych w mniejszym lub większym stopniu, spotykamy w handlu różne rodzaje olejów mineralnych, a więc na przykład:

1) Oleje wrzecionowe, rzadkie i lekkie, używane do wrzecion lekko obciążonych i szybko wirujących o stopniu wiskozy (η) 5 do 12 i temperaturze zapłonu 160° do 200° C.

2) Oleje maszynowe lekkie (średnio gęste) dla mniej obciążonych części maszyn, pędni, turbin, dynamomaszyn. Wiskoza $\eta = 10$ do 25, temperatura zapłonu 170° do 220° C.

3) Oleje maszynowe ciężkie i gęste dla silnie obciążonych części maszyn i pędni. Wiskoza $\eta = 25$ do 45, temperatura zapłonu 185° do 220° C.

4) Ciemne oleje do osi wagonów i parowozów na lato wiskoza $\eta = 45$ do 60, temperatura zapłonu do 160° C, temperatura krzepnięcia—5° C. Na zimę wiskoza $\eta = 25$ do 45, temperatura zapłonu do 145° C, temperatura krzepnięcia—20° C.

5) Oleje ciemne cylindrowe b. gęste. Wiskoza przy 50° C, $\eta = 23$ do 45, wiskoza przy 100° C $\eta = 4$ do 10, temperatura zapłonu 260° do 320° C.

6) Oleje cylindrowe do silników spalinowych dobrze rafinowane wiskoza (przy 50° C) $\eta = 6$ do 12, temperatura zapłonu 200° do 240° C.

7) Oleje do sprężarek (Kompresorów) powietrznych, dobrze rafinowane, wiskoza (przy 50° C) $\eta = 4$ do 6, temperatura zapłonu 180° C.

Różne wytwórnie olejów maszynowych produkują różniące się od siebie gatunki.

W celu łatwiejszego wprowadzenia smaru pomiędzy czop i panewkę, ta ostatnia bywa zaopatrzona w rowki (kanaliki) do rozprowadzania smaru, które zazwyczaj wycina się ukośnie, jak to na przykład wskazane jest na fig. 154.

Typy oliwiarek. Najprostszy sposób oliwienia, stosowany przy walkach do napędu ręcznego, mało obciążonych polega na wlewaniu smaru perjodycznie przez otwórki wywiercone w łożysku, jak uwidocz-

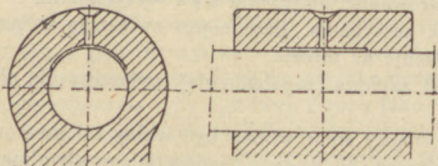


Fig. 154

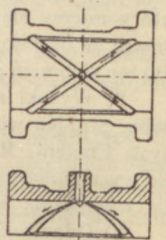


Fig. 155

niono to na rysunku, który to smar kanalikami w panewce rozchodzi się samoczynnie i smaruje czop względnie wałek (fig. 155).

Innym typem są oliwiarki knotowe. Ten rodzaj oliwiarek służy do

smarowania ciągłego. Oliwiarkę napełnia się smarem poniżej górnej krawędzi wewnętrznej rurki. Knot, w celu łatwiejszego wkładania go i wyjmowania z rurki, winien być spleciony razem z drucikiem. Knot stale ssie smar i wprowadza go kroplami do łożyska. Jeżeli maszyna jest nie czynna, to w celu zmniejszenia rozchodu smaru, należy knot za pomocą owego wplecionego drucika wyjąć, przy uruchomieniu zaś maszyny z powrotem wsadzić do rurki. Oliwiarki takie mogą stanowić oddzielną całość i wówczas są wkręcane w odpowiednie otwory w łożyskach, albo też stanowią jedną całość z łożyskiem, jak wskazano na fig. 156 i 157.

Dalszy rodzaj stanowią oliwiarki igłowe. Są to zazwyczaj szklane przezroczyste naczynia szczelnie zamykane drewnianym stożkowym koreczkiem. W koreczku jest przewiercony otworek, przez który przechodzi luźno drucik (igła). Jeżeli oliwiarkę taką po wyjęciu jej z łożyska i odetkaniu koreczka napełnimy olejem, a następnie, zatkawszy koreczkiem i wstawimy igłę, odwrócimy i założymy na łożysko, to o ile łożysko będzie w spoczynku, olej pomimo, że naokoło igły jest luz, wypływać z oliwiarki nie będzie. Nad powierzchnią oliwy bowiem wytworzy się próżnia, która nie pozwala oliwie spływać. Dopiero gdy wał jest w ruchu i wskutek tego powoduje pewne wstrząsy, powietrze dostaje się kanalikiem obok igły do oliwiarki i wówczas oliwa może powoli spływać kroplami do panewki (fig. 158).

Jeszcze inny rodzaj bardziej doskonały stanowią oliwiarki kroplowe. Oliwa wlewana do górnej miseczki, dostaje się przez otwórki do szklanego zbiorniczka, a następnie ze zbiorniczka tego może kanalikiem dostać się do wewnętrznej rurki. Rurka ta jest jednak zamknięta stożkowym zakończeniem igły (patrz fig. 159). Je-

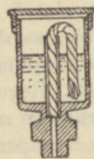


Fig. 156

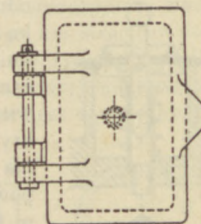
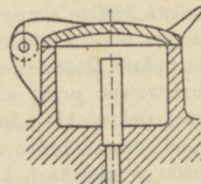


Fig. 157

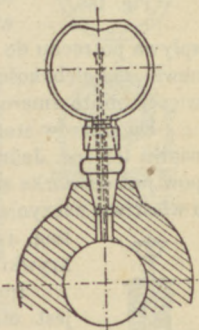


Fig. 158

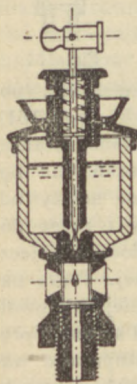


Fig. 159

zeli jednak igłę wzniesiemy, to środkowa rurka zostanie otwarta i oliwa może kroplami skapywać do łożyska. W czasie więc ruchu maszyny należy górną główkę przy igle postawić, wówczas igła zostanie podniesiona i oliwa będzie skapywała. Jeżeli zaś główkę przewrócimy jak wskazano na rysunku to igła opadnie, zamknie dolny wylot i oliwa skapywać już nie będzie. Ilość i wielkość skapujących do panewki kropel oliwy możemy obserwować przez szkiełko. Regulowanie liczby kropel uskutecznia się przez pokręcanie odpowiedniego naśrubka.

Panewki, które wraz z czopami odbywają ruch, jak na przykład panewki w główkach korbowodów, mimośrodów i t. p. posiadają oliwiarki odmiennego ustroju. Ponieważ panewka wraz z oliwiarką jest w ruchu, to oliwiarka musi być szczelnie zamknięta, inaczej bowiem oliwa byłaby z oliwiarki wyrzucana. Taką oliwiarkę mamy pokazaną na fig. 160. Oliwiarka ta jest szczelnie zamknięta stożkową pokrywką przyciskaną od spodu sprężynką. Do napełniania oliwiarki smarem należy nacisnąć pokrywę i przez powstałą szczelinę nalać smaru. Oliwienie odbywa się w ten sposób, że sworzeń pokrywy, który szczelnie wchodzi w rurkę jest z jednego боку spilotowany i przez utworzony jest kanalik, którym oliwa rozpryskiwana w czasie ruchu po całej oliwiarce, a więc i po sworzniu, spływa potrochu do rurki i w ten sposób dostaje się do panewki. Od głębokości spilotowania trzpienia zależy mniej lub więcej obfite smarowanie panewki.

Do smarów stałych, jak np. wazeliny, stosuje się oliwiarki tłoczne. Jednym z bardzo rozpowszechnionych typów jest oliwiarka systemu „Stauffera“. Górna pokrywka, a właściwie naczynie po skręceniu zostaje napełnione wase-

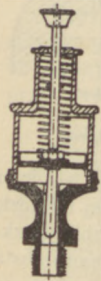


Fig. 162.

liną, i następnie w miarę przykręcania tego naczynka (pokrywki) wazelina zostaje wtłaczana do panewki (fig. 161).

Innym rodzajem oliwiarki tłocznej do smaru stałego jest oliwiarka samoczynna sprężynowa wskazana na fig. 162. Do napełniania takiej oliwiarki smarem należy odkręcić naczynie, podciągnąć tłoczek do góry i przez pokręcenie trzpienia o 90 stopni zatrzymać tłoczek kołeczkiem nad pokrywką to jest w pozycji górnej. Teraz napełniamy naczynie wasełiną, zakręcamy je na miejsce i uwalniamy trzpień przez ponowne pokręcenie o 90 stopni. Sprężyna zacznie cisnąć na tłoczek i wtłaczać stopniowo wasełinę do łożyska. Opuszczenie się główki „A“ aż do pokrywki

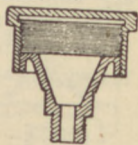


Fig. 161

jest znakiem, że wszystka wazelina z oliwiarki została już wytłoczona i należy ponownie napełnić oliwiarkę.

Wszystkie wyżej opisane typy oliwiarek mają tę wadę, że zużywają stosunkowo dużo smaru. Smar bowiem, który wyciekł z oliwiarki, dostał się wprawdzie do łożyska jest już jednak stracony, aczkolwiek przeważnie nie został zużyty całkowicie na smarowanie, lecz w znacznej ilości wyciekł bezpożytecznie.

Znacznie ekonomiczniejsze pod tym względem są systemy smarowania obiegowego, polegające na tem, że smar wyciekający z panewki zbiera się w naczynku, z którego z powrotem jest użyty do smarowania panewki. Łożysko napełnione smarem przy takim systemie smarowania może pracować bardzo długo, to jest dopóty, dopóki smar nie straci swoich własności smarowniczych. Wtedy dopiero należy go z łożyska wypuścić, łożysko przemyć i napełnić nową porcją smaru. Ten rodzaj smarowania jest znacznie oszczędniejszy, pomimo że smarowanie jest zawsze obfite i niezawodne.

Łożyska zaopatrzone w tego rodzaju urządzenia smarownicze noszą nazwę „samosmarów“. Istota działania samosmarów polega na tem, że na wale mamy zawieszony pierścień znacznie większej średnicy niż wał. Pierścień ten dolnym brzegiem zanurzony jest w oleju. Wskutek obracania się wału, obraca się również powoli i pierścień zabierając z naczynia smar i wnosząc go na wał. Pierścienie smarownicze bywają jednodzielne wtedy, gdy mogą być w całości założone do łożyska, w przeciwnym wypadku

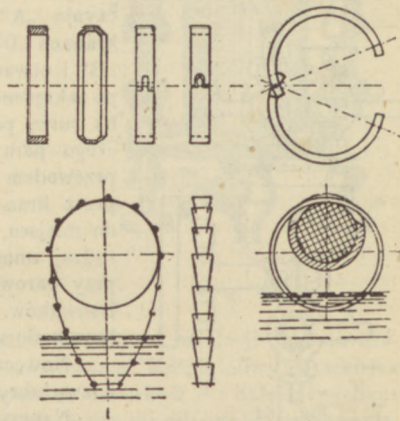


Fig. 163.

są dwudzielne, otwierane na zawiasce i zameczku, jak to widać na fig. 163. Zamiast sztywnych pierścieni smarowniczych stosuje się także łańcuszki.

Inny system smarowania obiegowego polega na tem, że na czopie łożyskowym, zazwyczaj po środku, jest umocowany na stałe lub wytłoczony pierścień, który dolnym brzegiem macza się stale w oleju i działaniem siły odśrodkowej, powstającej w czasie obrotu wału, rozrzuca olej po wewnętrznej powierzchni łożyska, skąd smar ten ścieka kanalikami pomiędzy panewką i czop i w ten sposób smaruje.

Prócz powyżej opisanych urządzeń smarowniczych, które ogólnie nazywać można lokalnymi t. j. miejscowymi, są w użyciu urządzenia smarownicze centralne t. j. takie, w których olej, wytłaczany w jednym wspólnym przyrządzie (smarownicy), przesyła się rurkami do wszystkich, lub przynajmniej do pewnych miejsc danej maszyny, wymagających smarowania.

Więc na przykład parowozy posiadają takie smarownice centralne, umieszczone w budce maszynisty, które posyłają smar do smarowania cylindrów i suwaków. Duże silniki parowe, spalinowe, pompy i wogóle większe objekty maszynowe bywają również zaopatrywane w takie smarownice centralne. To samo miewa miejsce przy silnikach samochodowych, lotniczych i innych. Smarownice takie mogą być parowe, używane przy parowozach, maszynach parowych i wogóle tam gdzie jest do dyspozycji para, lub też pompkowe otrzymujące napęd od tejże smarowanej przez nie maszyny.

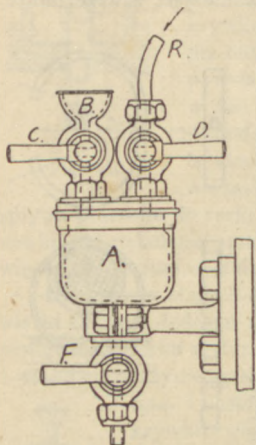


Fig. 164.

Stary najprostszy typ smarownicy parowej wskazany na fig. 164 składa się z naczynia „A” do którego przy zakręconych kranach „D” i „F” wlewa się przez lej (miskę) „B” i otwarty kran „C” olej. Następnie zaś po zakręceniu kranu „C” otwiera się kran „D” na rurze parowej oraz kran „F”, wskutek czego para doprowadzona do smarownicy przewodem „R” ciśnię na olej i wytłacza go przez kran „F” przewodem rurkowym, aż do miejsca, które ma być smarowane. Taki rodzaj smarownic był używany na przykład przy parowozach do smarowania cylindrów i suwaków. Intensywność smarowania regulowało się stopniem otwarcia kranu „F”.

Nowoczesne smarownice parowe noszą nazwę lubrykatorów. Jest ich wiele systemów.

Na przykład: Friedmana, przedstawiony

na fig. 165 w widoku ogólnym, Nathana, przedstawiony na fig. 166 w przekroju, de Limona i inne. Systemy te różnią się nieco od siebie w szczegółach, lecz sposób działania jest naogół identyczny i polega na następującym: Smar nalewa się do naczynia środkowego „R” (rysunek prawy w przekroju). Kolpak „P” znajdujący się nad naczyniem jest połączony z przestrzenią parową kotła. Para kondensując się częściowo w kolpaku sływa w postaci wody rurkami d , kanałkiem d^1 i rurką d^2 do dolnej części naczynia R^1 i wypycha oliwę, która wpływając do rurki r od góry opuszcza

się do kanałku poprzecznego r^1 i następnie przez cieniutkie wyloty r^2 kroplami wypływa do góry. Naokoło wylotów r^2 są szklane rurki również wypełnione skondensowaną wodą, tak że wypływające z wylotów kropelki przepływają przez wodę do góry i są widoczne dla maszynisty. Gęstość

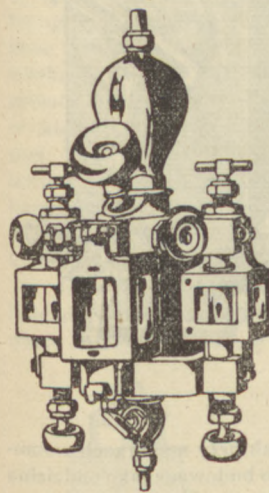


Fig. 165.

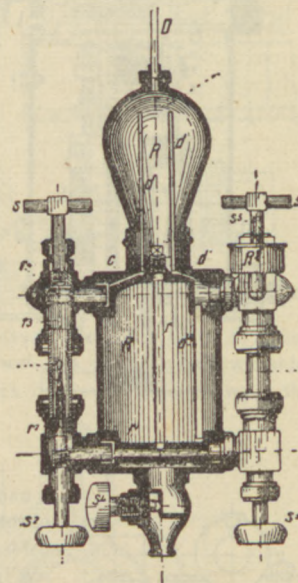


Fig. 166.

ukazywania się w szkiełkach kropelki zależna od regulacji dolnymi kranami S^2 i S^3 decyduje o obfitości smarowania. Krople oliwy ze szkiełek przechodzą do oprawki r^2 , a następnie do otworków r^1 i dalej popychane parą przechodzą przewodami do cylindrów czy innych miejsc smarowania.

Innym nowszym rodzajem smarownicy centralnej jest smarownica pompkowa zwana także tłocznią smarną, lub pompą smarowniczą. Wskazana na fig. 167 pompa smarownicza systemu Friedmana posiada szereg prostych pompek, umieszczonych we wspólnym zbiorniku, z których każda wtłacza smar do oddzielnego przewodu i zasila niem oddzielne miejsce smarowania. Tłocznia otrzymuje napęd od któregośkolwiek z mechanizmów ruchomych smarowanej przez nią maszyny. Intensywność smarowania da się regulować przesuwaniem zatyczki w dźwigni.

Łożyśka. Najprostsze łożysko żeliwne niedzielné, przedstawione na fig. 168 i 169 stosowane bywa rzadko, mianowicie tylko przy maszynach

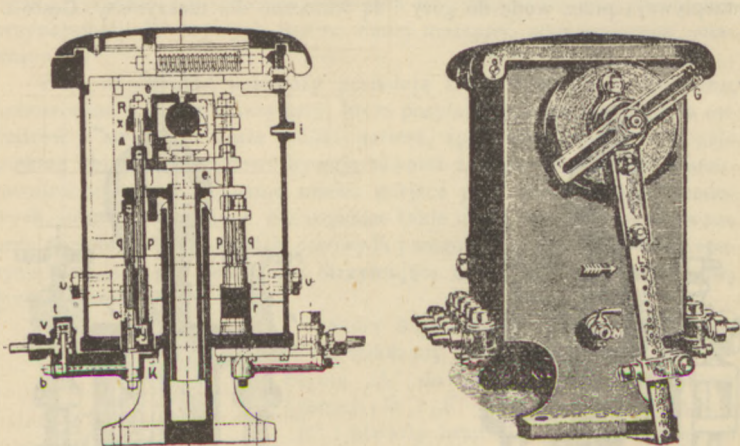


Fig. 167.

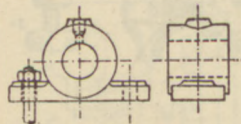


Fig. 168.

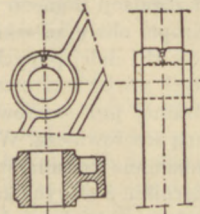


Fig. 169.

z napędem ręcznym lub przy maszynach wolnoobrotowych. Bywa ono budowane jako oddzielna całość (górny rysunek), przykręcana do maszyny, albo też jest wbudowane w postument (szkielet) maszyny, patrz dolny rysunek. Smarowanie takich łożysk bywa albo, przez sporadyczne nalewanie smaru do specjalnych otworów, albo też przy pomocy smarownicy Stauffera do wazeliny. Łożyśko specjalnej panewki nie posiada. Jest to konstrukcja najprostsza, jednocześnie najtańsza, ale oczywiście i najmniej doskonała.

Doskonalszym typem łożyska niedzielnego będzie łożysko zaopatrzone już w oddzielną panewkę w postaci brązowej tulejki szczelnie zabitej do otworu, a dla zabezpieczenia przeciw skręcaniu się lub wysunięciu, umocowanej przy pomocy śrubki „S”, wkręconej częściowo w korpus łożyska, częściowo zaś w panewkę, fig 170

(rys. z prawej strony). Zamiast nabijanych panewek (tulejek) do takich łożysk stosuje się również wylwanie ich wewnątrz kompozycją (białym metalem—babitom). W celu lepszego przylegania kompozycji do żeliwnego korpusu panewki, otwór na panewkę w tym ostatnim posiada zazębione kanały, w których kompozycja lepiej się trzyma. Takie wylwane panewki bywają dokładnie przetoczone lub przewiercone. Smarowanie takich łożysk stosuje się zwykle knotowe.

Jako następny typ wskażemy zwykle łożysko dzielone (fig 171) z dzielonymi również panewkami. Łożyśko takie (wskutek dzielenia) ułatwia składanie maszyny, wymianę zużytych panewek na nowe nadto, w wypadku

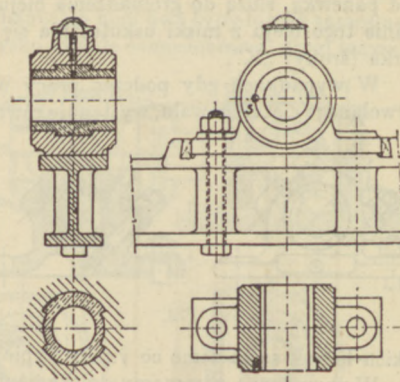


Fig. 170.

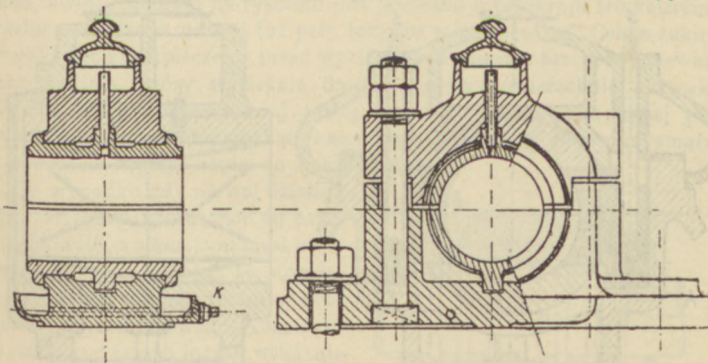


Fig. 171.

częściowego wyrobienia się panewek, umożliwia częściowe spilowanie brzegów panewek i ściśnięcie ich śrubami łożyskowymi za pośrednictwem pokrywki, przez co można osiągnąć ponowną szczelność łożyska. Smarowanie zwykle knotowe jak w poprzednim typie. Panewki bywają albo całkowicie brązowe, albo też żeliwne z wewnętrzną powierzchnią wylaną babitom (kompozycją). Miseczki nadlane przy dolnej części korpusu, w miejscach

pod panewką, służą do gromadzenia oleju skapującego z łożyska. Spuszczanie tego oleju z miski uskutecznia się periodycznie przez wykręcenie korka (śruby) „K”.

W wypadkach gdy podczas pracy wału, oprócz naporu pionowego wywołanego ciężarem wału, występuje również napór poziomy wskutek którego panewki na spoinie

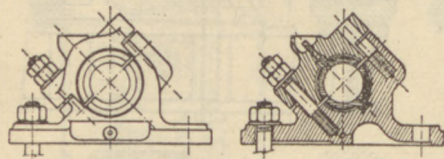


Fig. 172.

mogłyby się łatwo wyrabiać, stosuje się łożyska dzielone skośnie (fig. 172), w których spoiny wypadają nie w miejscach największych naporów. Inne szczegóły konstrukcyjne

takich łożysk są te same co i przy typie poprzednim.

W wypadkach gdy mamy do czynienia z wyjątkowo dużym naporem poziomym jak na przykład przy silnikach parowych lub spalinowych, to stosuje się łożyska z panewkami 3 lub 4-o dzielnymi takiej konstrukcji, które umożliwiają dociskanie bocznych panewek, najbardziej narażonych na wyrabianie, z tego powodu że one właśnie przyjmują cały nacisk wału.

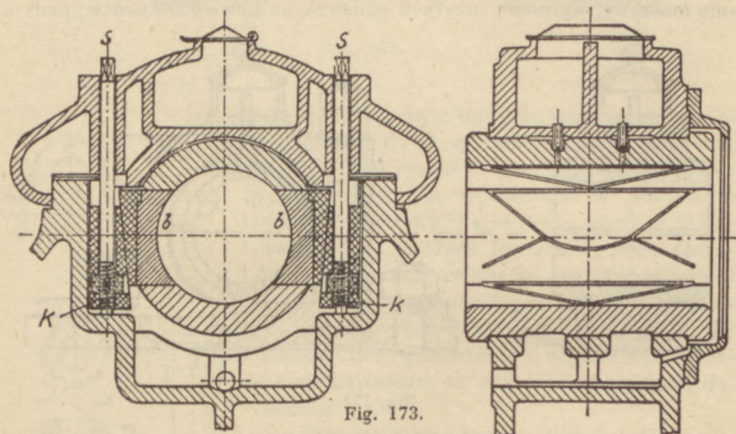


Fig. 173.

Wskazane na fig. 173 łożysko, stanowiące jedną całość wraz z ramą maszyny parowej, posiada panewki 4-o dzielne, przy czym boczne panewki „b” mogą być przy pomocy śrub „s” i klinów „k” szczelnie dociśnięte do wału (czopa). Górna panewka jest zapomocą górnej pokrywy łożyska dociskana oddzielnymi śrubami na rysunku nie wskazanymi.

Następne fig. 174 i 175 przedstawiają nam dwa typy łożysk samosmarowych. Pierwszy typ jest to łożysko zwykłe samosmarowe, drugi łożysko samosmarowe wahliwe, tak zw. Sellera. Panewki tego łożyska, specjalnie wydłużone, wspierają się na korpusie kulistymi podpórkami „p”, co umożliwia nastawialność panewki, to jest

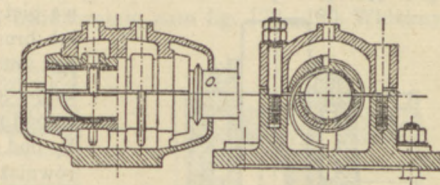


Fig. 174.

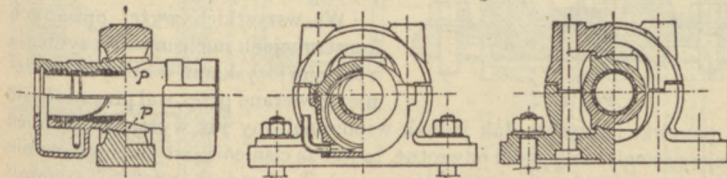


Fig. 175.

przystosowanie się osi łożyska do osi wału. Charakterystycznym szczegółem, uwidocznionym na rysunku jest obręczka o przekroju trójkątnym, szczelnie nasadzona na wał tuż przy łożysku w miejscu „o”. Celem takiej obrączki jest zabezpieczenie przed wyciekaniem smaru z brzegów panewki. Smar bowiem, który wycieknie dostaje się na powierzchnię obrączki i działaniem siły odśrodkowej zostaje rozrzucony po wewnętrznej powierzchni bocznej osłony, skąd kanalikiem ścieka do zbiornika smaru i z powrotem zostaje użyty do smarowania.

W wypadku gdy na wał działają siły w kierunku osi, dążące do przesunięcia wału, a siłom tym musi przeciwdziałać opór łożyska, to stosujemy tak zwane łożyska oporowe, zwane inaczej grzebińcami. Konstrukcję jednego z takich łożysk wskazuje fig. 176. Na wale widzimy szereg pierścieni, których liczebność będzie zależna od wielkości nacisku. Pierścienie te spoczywają w odpowiednich rowkach, wytoczonych w panewce.

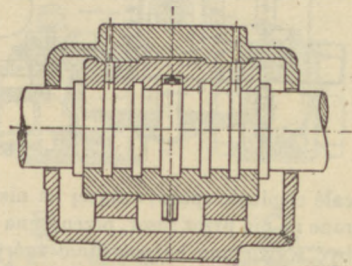


Fig. 176.

Inne szczegóły konstrukcyjne takich łożysk nie różnią się od już opisanych. Do wsparcia końców wałów pionowych stosuje się łożyska storcowe. Konstrukcję takiego łożyska przedstawia nam fig. 177. łożysko to posiada

panionową dwudzielną panewkę bądź całkowicie brązową bądź też laną stalową wylaną wewnątrz babitem a koniec wału bywa zaopatrzony w stalową piętę, która ślizga się po stalowej lub brązowej podkładce. Podkładka jest umocowana na czopikach aby zabezpieczyć ją przeciwko obracaniu się a spód podkładki jest kulisty dlatego, by pod ciśnieniem wału mogła się ona również ułożyć i całą powierzchnią przylegać do pięty.

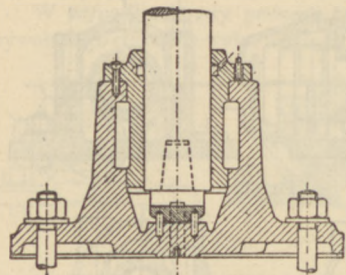


Fig. 177.

We wszystkich wyżej opisanych konstrukcjach mieliśmy do czynienia z takimi łożyskami, w których ciśnienie wywierane przez wał przenosiło się na panewki i łożyska. Jak jednak wspominaliśmy już wyżej, mogą mieć miejsce również i wypadki odwrotne, to jest że ciśnienie jest przenoszane nie wałem na panewkę, lecz panewką na wał. Taki rodzaj łożysk spotykamy przy osiach parowozowych, wagonowych, przy różnych windach, wózkach, sunnicach i wielu innych konstrukcjach. Łożyska tego typu noszą nazwę maźnic i zwykle bywają zaopatrywane tylko w górną półpanewkę, która

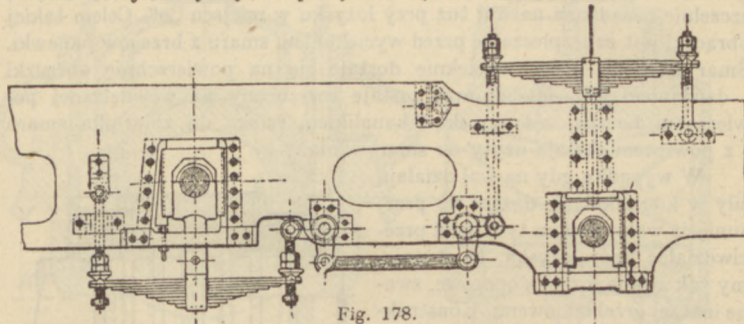


Fig. 178.

całe ciśnienie spoczywającej na niej konstrukcji, czy też ciśnienie wywierane na nią przez resor, przenosi na czop osi. To ciśnienie na panewkę może być wywierane bezpośrednio z góry, albo też za pośrednictwem specjalnego chomąta od dołu. Warunki te najlepiej wyjaśni nam załączony rysunek, (fig. 178), który przedstawia część ramy parowozowej takiego układu, że ciężar parowozu, spoczywającego na ramie, jest częściowo prawym resorem przenoszony na panewkę i czop prawej osi z góry a częściowo na panewkę i czop lewej osi resorem za pośrednictwem chomąta

od dołu. Odrośne konstrukcje takich maźnic, to jest przedstawionej na lewym rysunku do obciążenia od góry i przedstawionej na prawym rysunku do obciążenia od dołu, uwidaczniają nam fig. 179 i 180. Widzimy,

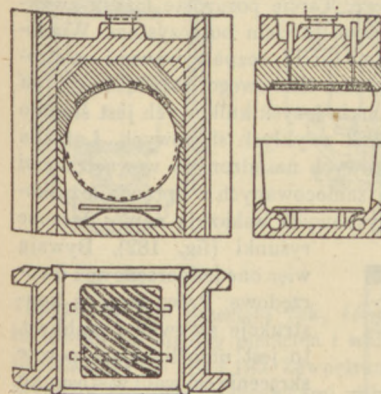


Fig. 179.

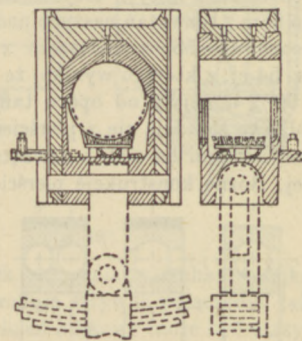


Fig. 180.

że panewki wylane kompozycją spoczywają tu w specjalnych oprawach maźniczych, które z kolei są umocowane w kierownicach ramy parowozowej. Oprawa maźnicza jest od spodu zamknięta skrzynką, w której mieści się poduszka bawełniana lub knotowa do smarowania czopa od spodu smarem płynnym. Nadto w górnej części oprawy maźniczej widzimy zagłębienia, do których zakłada się smar mniej stały, topliwy, który rurkami przy lekkim zagrzeniu się czopa i panewki może spływać między czop i panewkę od góry. Następną fig. 181 przedstawia nam maźnicę używaną przy tendrach parowozowych i przy wagonach. Nie różniąc się co do istoty swego ustroju i działania od maźnic poprzedniego typu posiada ona nieco odmienny kształt skrzynki maźniczej, co widać z rysunku. Dostęp i obsługa takiej maźnicy odbywa się przy pomocy pokrywy (dekla) w przedniej ścianie.

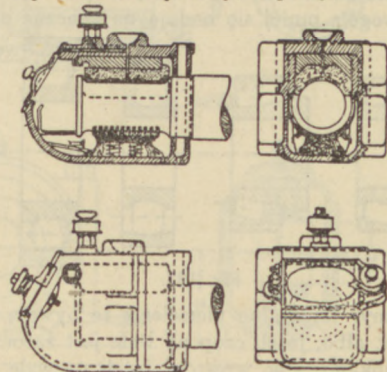


Fig. 181.

W nowszych czasach duże zastosowanie znajdują łożyska kulkowe i rolkowe. Powodem, dla którego łożyska te znalazły i znajdują coraz szersze zastosowanie, jest okoliczność, że wywołują one znacznie mniejszy opór tarcia niż zwykle łożyska ślizgowe. Tarcie posuwiste łożysk zwykłych zostało w tych łożyskach zastąpione tarciem potoczysłem. Wiadomo nam z rozważań naszych nad oporami tarcia, rozpatrywanymi na stronicach 44—55, a zwłaszcza z przykładu liczbowego rozwiązanego na str. 54-ej, z którego wynika, że opór tarcia łożysk kulkowych jest średnio o 90% mniejszy od oporu tarcia łożysk zwykłych ślizgowych. łożyska kulkowe składają się z pierścieni kulkowych nasadzonych wewnętrznymi pierścieniami na wał, a zewnętrznymi zamocowanych w oprawie łożyskowej. Różne konstrukcje pierścieni łożyskowych wskazują nam załączone

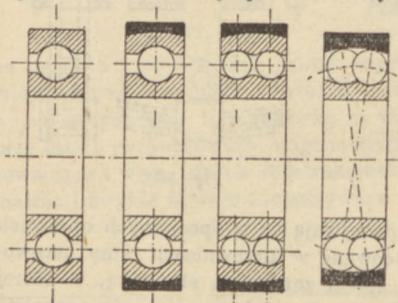


Fig. 182.

rysunki (fig. 182). Bywają więc one jednorzędowe i dwurzędowe. Prócz tego są konstrukcje sztywne i wahliwe, to jest umożliwiające pewne skrócenie osi wału w stosunku do osi łożyska. Poza temi dwoma dodatnimi właściwościami t. j. małym oporem tarcia i wahliwością do dodatnich cech łożysk kulkowych należy zaliczyć zwartość konstrukcji i małe zużycie smaru. Natomiast są one b. wrażliwe na uderzenia i przeciążenia i wogóle mniej się nadają na znaczne obciążenia (ciśnienia). W wypadkach znaczniejszych obciążeń stosuje się zamiast kulkowych, łożyska rolkowe konstrukcyj wskazanych na fig. 183. Rolki w takich łożyskach bywają albo cylindryczne, albo baryłkowe, albo zlečka koniczne. Sposób zamocowania wewnętrznych pierścieni na wale może być

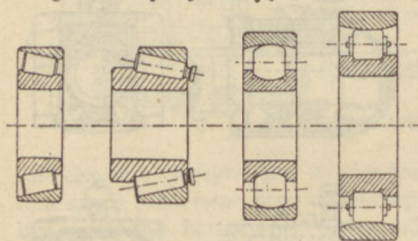


Fig. 183.

różny. Więc albo pierścienie te bywają poprostu szczelnie nasunięte na wał, albo, jeżeli czop na wale jest zatoczony, mogą być przyciśnięte naśrubkami, albo wreszcie, jeżeli na wale nie ma zatoczenia, to pomiędzy wewnętrznym pierścieniem i wał jest zasunięta stożkowa tulejka z naśrubkiem.

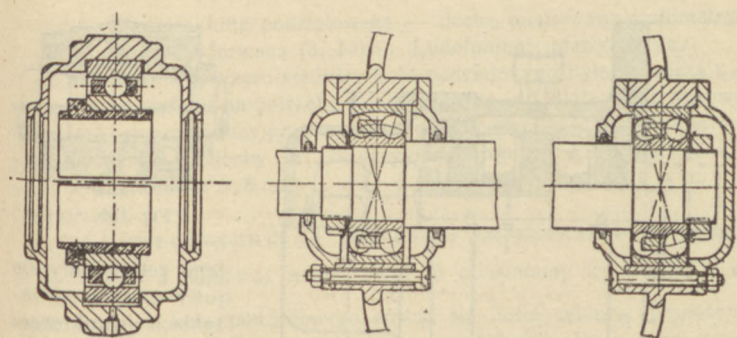


Fig. 184.

Fig. 185.

Tulejka ta jest przecięta tak, że wskutek skręcania naśrubka tulejka ta wciska się między pierścieniami i wał i powoduje sztywne połączenie, jak to wskazują fig. 184 i 185. Zewnętrzny pierścień kulkowy może być utrzymywany bocznymi pokrywkami, albo też, jak to ma miejsce przy łożyskach dzielonych, utrzymuje się wskutek skręcenia śrub łożyskowych.

Prócz łożysk z rolkami krótkimi bywają używane także łożyska z rolkami długimi, tak zwane walczkowe. Znajdują one główne zastosowanie do osi różnych wózków. Odnośną konstrukcję takiego łożyska wskazuje nam fig. 186. Dalsza fig. 187 uwidoczni nam: normalne dzielone łożysko kulkowe t. j. korpus łożyskowy wraz z założonym wewnątrz pierścieniem, a fig. 188 i 189 przykłady łożysk kulkowych łożysk oporowych.

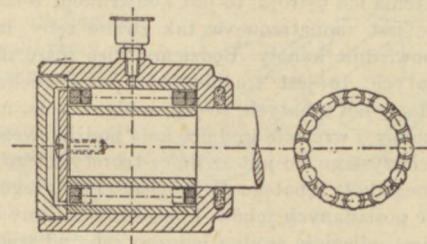


Fig. 186.

Koła zębate.
Z kołami zębatymi

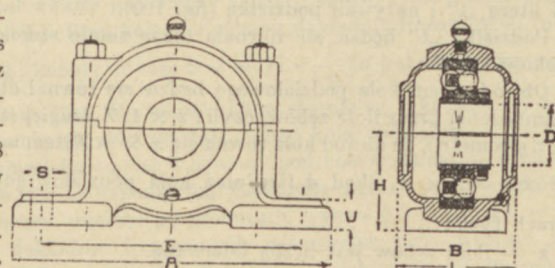


Fig. 187.

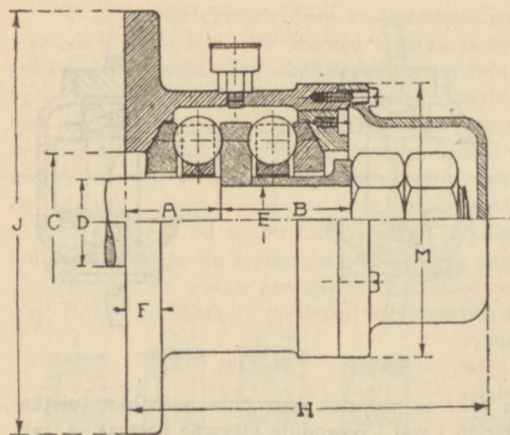


Fig. 188.

89). Obecnie rozpatrzmy koła zębate, jako części maszyn, a więc z punktu widzenia ich ustroju, to jest konstrukcji. Wiadomo nam, że każde koło zębate jest zaopatrzone w tak zwane zęby, między którymi znajdują się odpowiednie kanały. Będziemy więc rozróżniali zewnętrzną średnicę kół zębatach, to jest średnicę kół po wierzchu zębów, dalej wewnętrzną średnicę kół zębatach, to jest średnicę koła, na którym znajdują się spody kanałów, i wreszcie średnicę koła podziałowego, zwaną także średnicą koła macierzystego, to jest średnicę teoretycznego, niewidzialnego koła dotyku jednego koła zębatego do drugiego. Prócz tego w każdym kole rozróżnimy ilość posiadanych zębów, którą oznaczaliśmy literą „Z”, i odległość zębów, to jest odległość środka jednego zęba od środka drugiego, mierząc tę odległość po obwodzie koła podziałowego, którą to odległość będziemy oznaczali literą „t” i nazywali podziałką (fig. 190).

Podziałka „t” będzie się równała także sumie szerokości zęba plus szerokość kanału.

Obwód zatem koła podziałowego będzie się równał długości podziałki pomnożonej przez ilość zębów, czyli: $z \times t$. Z drugiej strony, wiadomo nam z geometrii, że obwód koła równa się $\pi \times d$. Zatem możemy napisać, że $z \times t = \pi \times d$. Skąd d (średnica koła podziałowego) = $\frac{z \cdot t}{\pi}$ We wzorach tych:

z — ilość zębów jest liczbą oderwaną.

t — podziałka — liczbą mianowaną (milimetry).

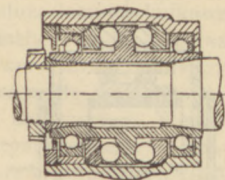


Fig. 189.

temi zetknęliśmy się już w naszych rozważaniach dwukrotnie a mianowicie przy obliczaniu przekładni kół zębatach (str. 9) i przy rozpatrywaniu kół zębatach, jako maszyn prostych (str.

d — średnica koła podziałowego — liczbą mianowaną (milimetry).
 π — liczba oderwana (3, 1415... Ludolphina), niewymierna.

Obliczanie w/g wzoru średnicy koła podziałowego byłoby rzeczą niewygodną ze względu na potrzebę dzielenia przez „ π ”, dlatego też wprowadzono taki zwyczaj, żeby przyjmować długość podziałki „t” w milimetrach jako wielokrotność liczby „ π ”. Naprzykład 1 mm. $\times \pi$, 1,5 mm. $\times \pi$, 5 mm. $\times \pi$, 3 mm. $\times \pi$, 8 mm. $\times \pi$ i t. d., słowem $m \times \pi$, czyli $t = m \times \pi$ (m razy π).

Jeżeli więc do wzoru na „d” podstawimy wartość za „t” to otrzymamy $d = \frac{z \cdot m \cdot \pi}{\pi}$ a ponieważ π się skróci to otrzymamy że $d = z \times m$,

czyli średnica koła podziałowego równa się ilości zębów, pomnożonej przez moduł (mnożnik „m” nazywamy „modulem”). Jeżeli więc moduł jest naprzykład 5 mm., to podziałka będzie: t mm. = 5 mm. $\times 3,14 = 15,70$ mm. Jeżeli moduł był 1,5 mm. to podziałka $t = 1,5 \times 3,14 = 4,71$ mm. i t. d. Przyjęto, że moduły do 5-ciu mm. robi się co $\frac{1}{4}$ lub co $\frac{1}{2}$ mm. Powyżej 5-ciu tylko co 1 mm. A więc spotykamy moduły 1, $1\frac{1}{4}$, $2\frac{1}{2}$, $4\frac{1}{2}$, 5, 6, 10 i t. d.

Podziałka „t” jest to, jak wiemy, odległość od środka jednego do środka drugiego zęba, albo jest to szerokość zęba plus szerokość kanału, mierząc po obwodzie koła podziałowego. Jeżeli szerokość zęba nazwalibyśmy „s” a szerokość kanału między zębami „f” to $t = s + f$.

Wzajemny stosunek szerokości (grubości) zęba i kanału jest zwykle taki, że, o ile zęby są surowe, to jest odlewane i nieobrabiane, to szerokość zęba „s” robi się równą $\frac{19}{40} t$ (podziałki), zatem na szerokość kanału „f” pozostaje reszta to jest $\frac{21}{40} t$. Różnica szerokości kanału i zęba, czyli tak zwany luz między zębami, będzie $\frac{21}{40} t - \frac{19}{40} t = \frac{2}{40} t = \frac{1}{20} t$. Przy kołach z zębami dokładnie frezowanymi robi się zęby takie jak i kanały, a więc $S = \frac{t}{2}$ i $f = \frac{t}{2}$ to jest, że między zębami

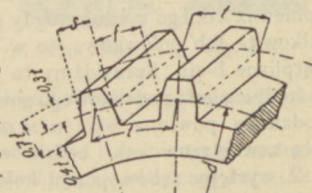


Fig. 190.

nie pozostawia się luzu. Wysokość zębów stosuje się taką, że przy zębach surowych wierzchołek zęba wystaje ponad koło podziałowe o $0,3 t$ (podziałki), natomiast kanał jest wgłębiony pod koło podziałowe, czyli wysokość pnia zęba jest $0,4 t$ (podziałki). Całkowita zatem wysokość zębów, lub głębokość kanałów, mierząc po promieniu, wynosi $0,3 t + 0,4 t = 0,7 t$. Przy kołach dokładnie frezowanych wierzchołek zęba wystaje ponad koło podziałowe o m (moduł), a kanał jest zagłębiony o $\frac{1}{6} m$ (modułu).

Przy wykonywaniu nowych kół wymiary ich, t. j. średnica koła podziałowego jako też średnica zewnętrzna są oczywiście znane. Przy kołach natomiast starych, o ile koło podziałowe nie jest na szczytowej ścianie zębów zatoczone lekką rysą, zmierzenie średnicy koła podziałowego staje się niemożliwe, ponieważ koło to nie jest widoczne. W takich wypadkach należy zmierzyć zewnętrzną średnicę koła t. j. po wierzchu zębów i według niej obliczyć moduł, podziałkę, jak również i średnicę koła podziałowego. Jeżeli chodzi o koło z zębami frezowanymi, to średnica koła podziałowego będzie się równała średnicy zewnętrznej koła wierzchołkowego mniej 2 m (moduły). W wypadkach zaś kół z zębami surowymi posługujemy się wzorem praktycznym, który brzmi: średnica zewnętrzna koła zębatego (średnica koła wierzchołkowego) równa się iloczynowi z modułu przez ilość zębów danego koła więcej dwa zęby, wzorem $d = (z + 2) \times m$.

Przykład 1. Do posiadanej koła zębatego o 45 zębach potrzebujemy dorobić inne koło o pewnej ilości zębów i w tym celu musimy dowiedzieć się jaki moduł posiada nasze koło? Zmierzywszy zewnętrzną średnicę koła przekonał się, że wynosi ona 234,4 mm. W myśl więc naszego praktycznego wzoru, jeżeli średnicę tę podzielimy przez ilość zębów więcej dwa, t. j. przez 47, to powinniśmy otrzymać moduł $234,4 : 47 = 4,987$. Ponieważ takiego modułu nigdy się nie stosuje, a stosuje się zwykle liczby całkowite lub połowkowe, to w naszym wypadku moduł równał się niewątpliwie 5-ciu. Sprawdźmy to zresztą obliczeniem. Jeżeli moduł był 5, to średnica koła podziałowego powinna być $(z \times m)$ czyli $45 \times 5 = 225$ mm. Podziałka powinna być $(\pi \times m)$ czyli $3,14 \times 5 = 15,7$ mm. A średnica zewnętrzna koła będzie większa od średnicy koła podziałowego o 2 występy zębów ponad koło podziałowe, czyli $0,2 \times 0,3 \times t$ to jest $0,3 \times 15,7 \times 2 = 9,42$ mm. Średnica zatem zewnętrzna koła powinna być: $225 + 9,42 = 234,42$ mm. Według naszego pomiaru średnica ta była 234,4 mm. Różnica 0,02 pochodzi niewątpliwie z niedość ścisłego naszego pomiaru.

Przykład 2. Przesłano nam na wzór stare, bardzo wyrobione, to jest z powyrabianymi zębami koło zębate p/g którego mamy wykonać nowe. Koło to posiada 60 zębów i posiada średnicę zewnętrzną, obecnie po wyrobieniu, około 490 mm. Zatem $62 \times m = 490$ z czego moduł m jest $490 : 62 = 7,90$ niewątpliwie więc moduł tego koła był 8. Wymiary nowobudowanego koła obliczymy oczywiście w sposób podobny jak w przykładzie poprzednim. Średnica koła podziałowego będzie $60 \times 8 = 480$ mm. Podziałka $8 \times 3,14 = 25,12$ mm. Średnica zewnętrzna koła $480 + 0,3 \times 25,12 \times 2 = 495,072$ mm.

Rodzaje kół zębanych. Koła zębate służą, jak wiemy, do przenoszenia ruchu obrotowego z jednego wału na drugi. Zależnie jednak od wzajemnego położenia skojarzonych ze sobą przy pomocy tych kół wałów różniamy kilka rodzajów kół zębanych.

1) Jeżeli osie wałów, na których są osadzone koła zębate, są do siebie równoległe, a więc leżą w jednej płaszczyźnie, to koła takie noszą nazwę kół zębanych walcowych, albo kół zębanych czołowych (fig. 191). Zęby są tu nacięte na walcowej powierzchni koła. Ten rodzaj ząbienia kół walcowych bywa trojaki. A) Albo obydwa koła ząbnią się swymi powierzchniami walcowymi zewnętrznymi. Ząbienie takie nosi nazwę ząbienia zewnętrznego (fig. 192). B) Albo zewnętrzna powierzchnia walcowa jednego koła ząbnią się z wewnętrzną powierzchnią walcową

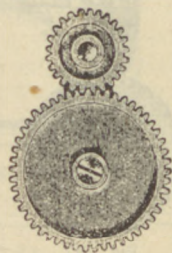


Fig. 191.

drugiego koła i wówczas ząbienie takie nosi nazwę ząbienia wewnętrznego, (fig. 193), i C) albo wreszcie koło zębate ząbnią się swoją zewnętrzną powierzchnią walcową z prostą listwą. Taki rodzaj nosi nazwę ząbienia listwowego albo grzebieniewego (fig. 194).

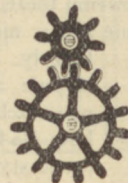


Fig. 192.

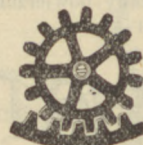


Fig. 193.

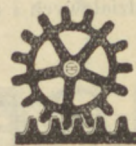


Fig. 194.

2) Jeżeli osie wałów na których są nasadzone koła nie są równoległe, lecz leżą w jednej płaszczyźnie, a więc przecinają się, wówczas koła takie noszą nazwę kół zębanych stożkowych albo konicznych. Szczególnym wypadkiem, b. często spotykanym w ustrojach maszynowych, będzie ten, gdy osie wałów są do siebie prostopadłe, t. j. stoją pod kątem prostym, jak to wskazano na fig. 195. Prawy rysunek (fig. 196) przedstawia nam wypadek ogólny kiedy to osie wałów tworzą dowolny kąt nachylenia.

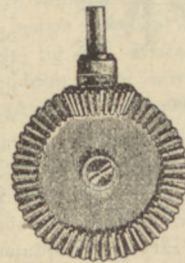


Fig. 195.

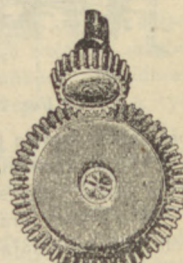


Fig. 196.

3) Jeżeli osie wałów nie są równoległe i nie leżą w jednej płaszczyźnie (są wchrowate), wówczas koła takie noszą nazwę kół śrubowych, jak

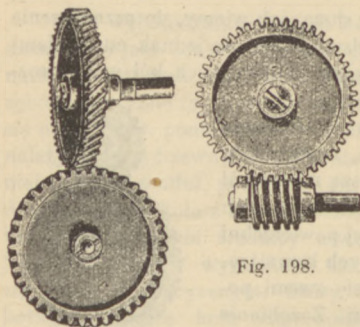


Fig. 197.

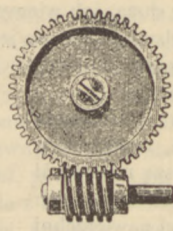


Fig. 198.

najbardziej odpowiadały prawidłowemu toczeniu się po sobie okręgów kół podziałowych i ażeby powierzchnie



Fig. 199.



Fig. 200.

zębów będzie jednocześnie w pracy, to jest im dłuższą będzie linja GCE (linja zazębienia, linja przyporu), tym bieg kół będzie spokojniejszy i tym mniej będą się zęby kół zużywały (wyrabiali).

Warunkom prawidłowego zazębienia odpowiadają takie koła, których zęby posiadają zarysy cykloidalne lub ewolwentowe. Przypomnijmy sobie konstrukcję krzywych, wykonywanych przy kreśleniu geometrycznym. Gdy koło jakieś toczy się po linii prostej, to każdy punkt tego koła opisuje krzywą, którą nazywamy cykloidą fig. 201. Gdy koło toczy się po zewnętrznej powierzchni drugiego koła, to każdy punkt toczącego się

to wskazuje fig. 197. Szczególnym wypadkiem takich kół śrubowych będzie wypadek.

4) Gdy osie wałów leżą w różnych płaszczyznach, lecz są do siebie prostopadłe i przytem przekładnia ma być bardzo duża. Koła takie noszą nazwę kół ślimakowych. Koło mniejsze, w kształcie śruby bez końca, nosi nazwę ślimaka, koło zaś większe — ślimacznicy (fig. 198).

Zarysy zębów przy kołach zębatych muszą być takie, ażeby jak najbardziej odpowiadały prawidłowemu toczeniu się po sobie okręgów kół podziałowych i ażeby powierzchnie zębów nie ślizgały się po sobie, lecz toczyły. Przy ślizganiu bowiem następuje znaczne ścieranie się tych powierzchni, to jest wyrabianie zębów. Na fig. 199 i 200 zazębień, oznaczono stykające się powierzchnie zębów grubemi kropkowanymi linjami. Z rysunków tych widzimy, że gdy zazębienie zacznie się w punkcie „G” z pierwszym zębem, to skończy się dopiero w punkcie „E” z 3-im zębem. Są tu więc jednocześnie w pracy (w styku) 3 pary zębów. W czasie obrotu kół zębatych w kierunkach, jak to wskazują strzałki, powierzchnie zębów będą się po sobie możliwie toczyły a nie ślizgały. Im większa

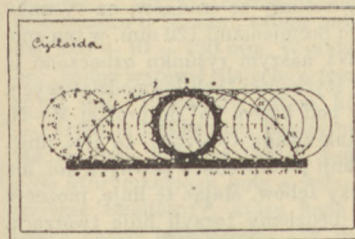


Fig. 201.

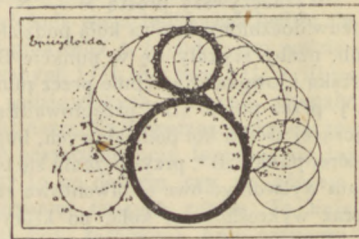


Fig. 202.

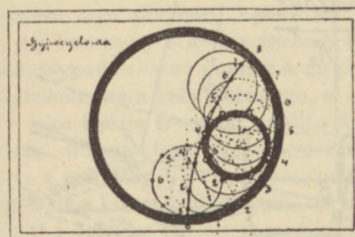


Fig. 203.

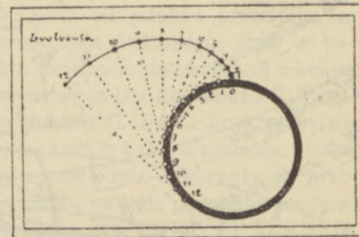


Fig. 204.

koła opisuje krzywą, którą nazywamy epicykloidą (fig. 202), i gdy wreszcie jedno koło toczy się po wewnętrznej powierzchni drugiego koła, to każdy punkt tego toczącego się koła opisuje krzywą, nazywaną hypocykloidą (fig. 203). We wszystkich więc tych trzech wypadkach, gdy tworzącą było koło, otrzymujemy linie krzywe, zwane cykloidalnymi. Jeżeli zaś po kole będzie się toczyła linja, albo, co jest to samo, jeżeli obwód koła zaczniemy rozwijać, to każdy punkt tej linji będzie opisywał linję krzywą, zwaną ewolwentą (także — rozwiniętą koła) fig. 204. Dlatego więc aby zazębienia kół zębatych jaknajbardziej odpowiadały warunkom prawidłowej pracy, zarysy zębów muszą być wykonane podług zarysu jednej z tych krzywych.

Zaznajamianie się ze sposobami wykreślenia różnych zarysów zębów nie leży w zakresie naszych potrzeb warsztatowych, są to bowiem prace biura technicznego, ograniczymy się więc do wykreślenia i zaznajomienia się z najprostszym, lecz najczęściej używanym zazębieniem ewolwentowym. Dajmy na to, że mamy wykreślić kształt zębów dla kół, z których każde winno posiadać po 24 zęby przy module równym 10 mm. Średnice kół będą zatem $24 \times 10 = 240$ mm. Promienie $240 : 2 = 120$ mm. Podziałka $t = 10 \times \pi = 10 \times 3,14 = 31,4$ mm. (Patrz fig. 205).

Naznaczamy prostą M — N, wykreślimy ze środków, na rysunku niewidocznych, dwa koła podziałowe promieniami 120 mm. w ten sposób, ażeby stykały się w punkcie B. Na naszym rysunku oznaczono je kreską i kropką. Następnie przez punkt styczności tych kół podziałowych, t. j. przez punkt „B”, przeprowadzimy pod kątem 75° do prostej M—N, łączącej środki kół podziałowych, linię tak zwaną tworzącą, to jest linię, której punkt „B”, przy toczeniu się tej linii po obwodach pewnych kół, ma nam wytworzyć owe ewolwentowe zarysy zębów. Mając tę linię, możemy teraz wykreślić owe koła, po których będziemy toczyli linię tworzącą.

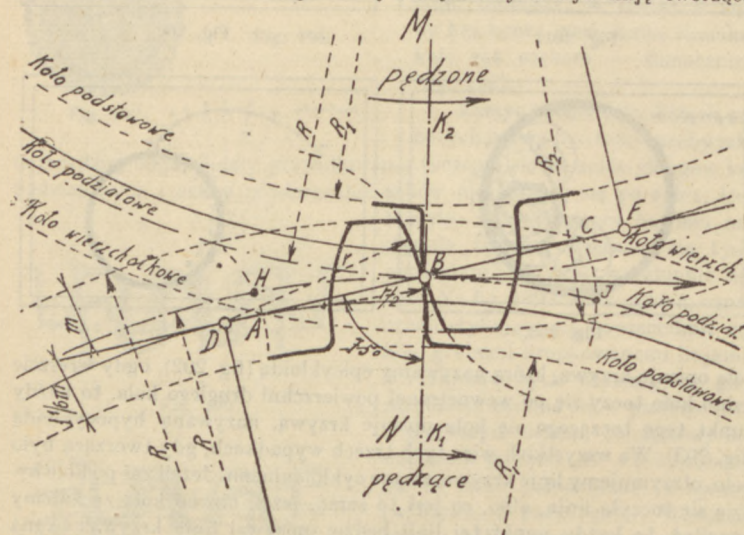


Fig. 205.

Wiadomo nam z geometrii, że promień, przeprowadzony w kole do punktu styczności koła z prostą, będzie prostopadły do tej prostej. Jeżeli więc ze środków naszych kół podziałowych (niewidocznych na rysunku) przeprowadzimy promienie prostopadłe do linii tworzącej, to promienie te (oznaczone liniami pełnymi) przetną nam linię tworzącą w punktach D i F. Punkty te będą, oczywiście, punktami styczności linii tworzącej z kołami, po których ma się ona toczyć. W taki sposób, mając już określone promienie tych kół, możemy je wykreślić, co też uskuteczniiono na rysunku liniami pełnymi. Dalej wykreślimy sobie okręgi kół wierzchołkowych i podziałowych zarówno dla dolnego jak i dla górnego kół zębatach. W przewidywaniu, że zęby naszych kół będą frezowane, wierzchołek

zęba winien wystawać ponad koło podziałowe o m (moduł), czyli w naszym wypadku o 10 mm., zatem promień koła wierzchołkowego będzie się równał $120 + 10 = 130$ mm. Wysokość pnia zęba, t. j. pod kołem podziałowym, winna wynosić dla zębów frezowanych $1 \frac{1}{6} m$ a więc $1 \frac{1}{6} \times 10 = 11,66$ mm. Promienie zatem kół podstawowych będą się równały $120 - 11,66 = 108,34$ mm. Każdy punkt naszej linii tworzącej, wyznaczony na rysunku literami D-B-F, będzie oczywiście przy toczeniu się tej linii po którymkolwiek kole a więc, czy to po dolnym, czy po górnym, wytwarzać ewolwentę, które będą zarysami naszych zębów. Ta linia tworząca będzie jednocześnie tak zwaną linią zazębienia, linią przyporu, to znaczy, że, przy toczeniu się kół pędzącego i pędzonego, punkty styczności zębów tych kół, ich przypory, będą znajdowały się zawsze na tej linii. Długość tego przyporu będzie się rozciągała od punktu przecięcia się naszej tworzącej z kołem wierzchołkowym koła pędzonego, czyli w naszym wypadku — od punktu A do punktu przecięcia się tworzącej z kołem wierzchołkowym koła pędzącego, w naszym wypadku do punktu C. Przypór więc będzie trwał od punktu A do punktu C. Im ta linia przyporu będzie dłuższa, tym oczywiście dłużej będzie trwało zazębienie. Jeżeli teraz z punktów A i C przeprowadzimy odpowiednie ewolwenty do przecięcia się z kołem podziałowym, to otrzymamy na kole podziałowym punkty H i J, które określą nam długość tak zwanego ŁUKU PRZYPORU. Pojęcie jednak o długości samego zazębienia (przyporu) może nam dać jednak nie sama długość linii, czy łuku przyporu, lecz stosunek tej długości do długości podziałki. Jeżeli np. koła nasze posiadałyby podziałkę, której długość odpowiadałaby ściśle długości łuku przyporu, to zazębialby się zawsze tylko jeden ząb: gdyby podziałka była dłuższą niż łuk przyporu, to zazębienie trwałoby krócej, niż na długości jednej podziałki, (drogi jednego zęba) czyli byłyby przerwy w zazębieniu, co jest, oczywiście, wadliwym. Gdyby podziałka była trzykrotnie krótsza niż łuk przyporu, to zazębienie powstałoby na drodze trzech podziałek, jednocześnie zazębialyby się trzy zęby. Powtarzamy więc, że miarą owej wielokrotności zazębienia, miarą czasu zazębienia, inaczej okresem przyporu będzie stosunek długości łuku przyporu do długości podziałki. Im ten stosunek będzie większy, tem większa ilość zębów będzie się zazębiała jednocześnie, tem koła będą pracowały spokojniej, prawidłowej, tem mniej będą się zużywały (wyrabialy), ponieważ naciski obwodowe będą się rozkładały na większą jednocześnie ilość zębów.

Pozostało więc nam teraz wykreślić tylko zarysy zębów. Zarysy te ściśle biorąc, powinny być ewolwentami, ponieważ jednak, przy nieznaczonej długości zarysu zębowego, kształt ewolwenty niewiele się różni od kształtu łuku kołowego, to można, nie popełniając zbyt wielkiego błędu

zakreślać zarysy zębów łukami. Otóż wierzchołek zęba, to jest część górna od koła podziałowego do koła wierzchołkowego, zakreślamy łukiem o promieniu długości od D do B, lub też dla górnego koła łukiem o promieniu długości F do B. Część zaś dolną zęba, to jest część pnia od koła podziałowego do obwodu koła, po którym toczy się tworząca, zakreślamy promieniem o długości równej połowie długości poprzednich promieni. Środki tych promieni będą zawsze znajdowały się na obwodach kół, po których toczy się tworząca. Dolną część pnia zębowego, t. j. część leżącą poniżej tych kół aż do kół podstawowych, wykreślamy przy pomocy prostych w kierunku promieni, zaokrąglając jedynie kąty kanałów między zębami. Teraz należy oznaczyć na obwodach kół podziałowych długości podziałek i szerokości zębów. W naszym przypadku szerokość zęba (w przewidywaniu, że zęby będą frezowane), przyjmiemy równą połowie podziałki, a więc $31,4 : 2 = 15,7$ mm. Drugą stronę zębów wykreślimy w sposób podobny jak pierwszą.

Następny rysunek (fig. 206) przedstawia nam zarysy zębów również ewolwentowe dla kół K_1 o 24 zębach i K_2 o 36 zębach. Moduł przyjęto taki

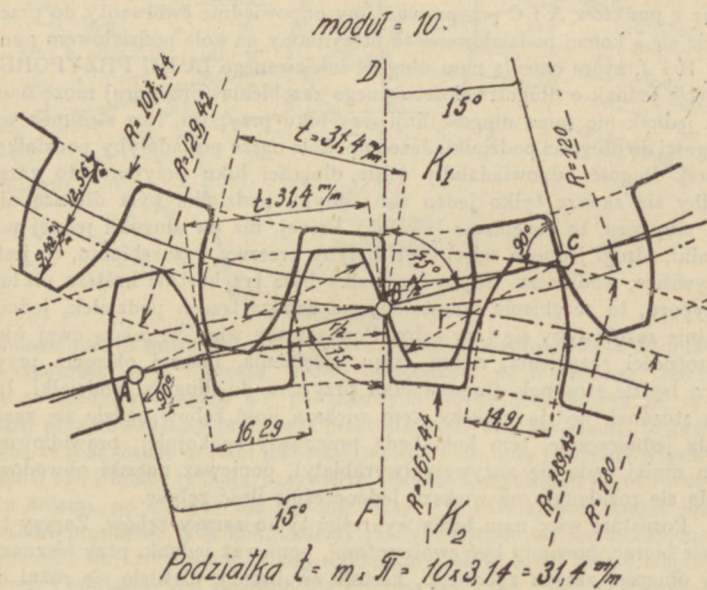


Fig. 206.

Sam to jest 10 mm. Podziałka więc $t = 31,4$ mm. Zarysy zębów wykreślono w sposób zupełnie identyczny, a różnica polega jedynie na tem, że w przewidywaniu, że będą to zęby odlane i pozostawione w stanie surowym, nadano im nieco inne wymiary. Mianowicie: wierzchołek zęba przyjęto równy $0,3 t = 0,3 \times 31,4 = 9,42$ mm. Pień zęba przyjęto równy $0,4 t = 0,4 \times 31,4 = 12,56$ mm. Szerokość zęba, mierząc po obwodzie koła podziałowego przyjęto $19/40 t$ czyli $19/40 \times 31,4 = 14,91$ mm. Szerokość kanału przyjęto $21/40 t$ czyli $21/40 \times 31,4 = 16,29$ mm. Zęby zatem wypadły nieco węższe, a kanały — nieco szersze, niż w poprzednim przykładzie. Inne szczegóły są widoczne z rysunku. Więc np. widzimy, że zazębiają się jednocześnie prawie trzy zęby, ponieważ łuk przyporu jest prawie trzykrotnie dłuższy od podziałki.

Pomijając szczegóły, dotyczące wykreślenia innych rodzajów zazębień, zapamiętajmy jednak pewne ich właściwości.

Zazębienia cykloidalne są na ogół prawidłowsze od zazębienia ewolwentowych. Przy jednakowych wymiarach zębów i jednakowych siłach, występujących na obwodach kół, ciśnienie jednostkowe między zębami jest przy zazębieniu cykloidalnym mniejsze, wskutek innego kształtu tych powierzchni, niż przy zazębieniu ewolwentowym. A to sprawia, że zęby o zarysie cykloidalnym zużywają się (wyrabiają) mniej, niż zęby o zarysie ewolwentowym. W przypadkach więc, gdy mamy do czynienia z bardzo znacznymi siłami obwodowymi i znacznymi szybkościami należy dać pierwszeństwo zazębieniu cykloidalnemu, pomimo, że zazębienie takie jest w wykonaniu znacznie trudniejsze, od zazębienia ewolwentowego.

Zazębienia ewolwentowe posiadają jednak tyle zalet, że dziś znajdują one prawie wyłączne zastosowanie.

Do zalet zazębienia ewolwentowych zaliczyć należy:

- 1) Prostotę zarysu.
- 2) Łatwość wykonania.
- 3) Koła o zazębieniu ewolwentowym nie wymagają tak dokładnego rozstawienia osi, jak koła o zazębieniu cykloidalnym, co jednak nie odbija się ujemnie na ich pracy.
- 4) Koła o zazębieniu ewolwentowym, o ile posiadają jednakową podziałkę lub też jednakowy moduł, zawsze mogą być ze sobą kojarzone (zestawiane), wówczas gdy koła o zarysie cykloidalnym wymagają dla skojarzenia nie tylko jednakowej podziałki, ale i jednakowych zarysów zębów, wytworzonych jednakowymi kołami tworzącymi, i 5) koła o zarysie ewolwentowym, przy większej ilości zębów na obwodzie koła, posiadają podstawy zębów, poniżej koła podziałowego, grubsze, niż to wypada przy zarysach cykloidalnych, co znowu wpływa na wytrzymałość zębów i odporność w wypadku uderzeń i wstrząsów podczas pracy.

Pod względem kierunku zębów na obwodach spotykamy:

a) zęby proste najbardziej rozpowszechnione, najłatwiejsze w wykonaniu. Wskutek pewnego luzu jaki jest pomiędzy zębem i kanałem, zęby takie pracują hałaśliwie i niedość równomiernie (fig. 207).

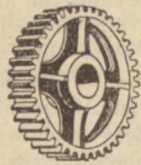


Fig. 207.

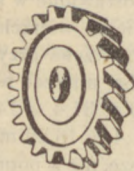


Fig. 208.

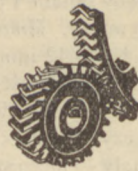


Fig. 209.

b) zęby ukośne, jednostronne, ściślej zęby śrubowe, pracują znacznie spokojniej. Wskutek wydłużenia zęba mają

znacznie dłuższą linię zazębienia (przyporu). Ciśnienie rozkłada się na większą powierzchnię, wskutek czego mniej się zużywają (wyrabiają), ale powodują jednostronny nacisk poosiowy (w kierunku osi). Dlatego też koła takie można stosować tylko wówczas, gdy mamy równoległe 2 pary takich kół o zębach z przeciwnymi ukosami, tak że powstające ciśnienia poosiowe wzajemnie się znoszą (fig. 208).

c) zęby ukośne dwustronne tak zwane daszkowe. Jest to konstrukcja najdoskonalsza, ale najtrudniejsza i najkosztowniejsza w wykonaniu. Ząb daszkowy łącząc z sobą wszystkie zalety zęba ukośnego t. j. długą linię przyporu, rozkład ciśnienia na dużą powierzchnię, a więc małe ciśnienie jednostkowe, bardzo spokojny (cichy) i równomierny bieg i małe zużycie jest jednocześnie wolny od wady zębów ukośnych t. j. wywoływania bocznego (poosiowego) nacisku. Daszek bowiem, jako wytworzony z dwóch ukośnych, lecz o przeciwnych ukosach zębów, sam w sobie neutralizuje boczne napory (fig. 209).

Szczegóły konstrukcyjne. Koła zębate wykonywa się przeważnie z żelaza lanego, lanej i kutej stali, z żelaza kutego a niekiedy także z brązu. Przekładnie, wolno i rzadko pracujące, przy maszynach, od których nie wymaga się precyzyjności, często posiadają koła zębate z zębami odlewanymi możliwie dokładnie, które w takim stanie surowym, nieobrobionym pozostają. Przeciwnie, koła często i szybko pracujące, zwłaszcza przy maszynach, od których wymagamy większej dokładności, otrzymują zęby frezowane. W większości wypadków materiałem kół zębatych jest żelazo lane, jednak w tych wypadkach, gdy występują znaczne szybkości i znaczne siły obwodowe, stosujemy do wyrobu kół zębatych materiał wytrzymałszy, a więc żelazo kute, stal lub też brąz. Ponieważ, ze względu na „wyrabianie się” zębów, pożądanym jest by koła były twarde, przeto, w wypadkach wykonywania kół zębatych z żelaza kowalnego lub miękkiej stali, koła takie już po całkowitem obrobieniu poddajemy cementacji, t. j.

nawęglaniu i utwardzeniu (zahartowaniu) powierzchni. Jakkolwiek koła stalowe całkowicie hartowane są twarde, są one jednak niepraktyczne, gdyż łatwo pękają. Natomiast koła z materiału kowalnego miękkiego, utwardzone tylko na powierzchni, okazały się b. praktyczne, zachowują znaczną elastyczność, nie są wrażliwe na uderzenia, wstrząsy, nie pękają a jednocześnie, wskutek utwardzonej powierzchni roboczej, mniej „wyrabiają się” i są długotrwałe. Liczne koła zębate przy różnych przekładniach silnikowych samochodowych i wielu innych są wykonywane właśnie w taki sposób.

Ponizej podajemy szereg rysunków, wskazujących nam najbardziej typowe konstrukcje kół zębatych. Małe koła (fig. 210) są wykonywane jako pełne bloki, tak że wieniec zębowy przylega bezpośrednio do piasty, tworząc z nią jedną całość. Przy większych nieco kołach (fig. 211) różniamy już piastę do nasadza-

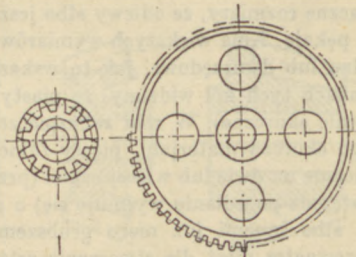


Fig. 210.

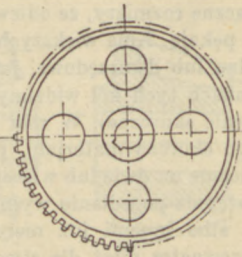


Fig. 211.

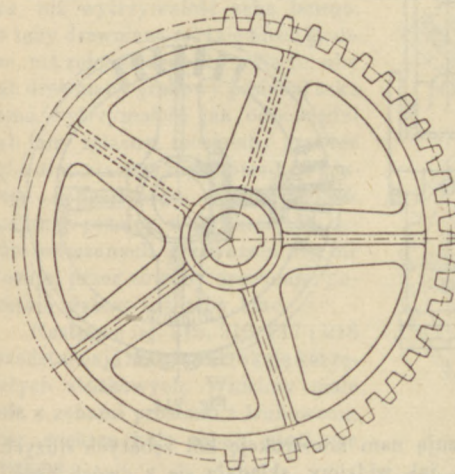
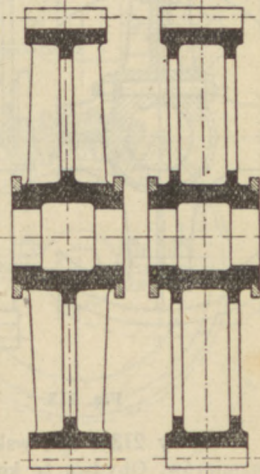


Fig. 212.



nia na wał i zaklinowania, wieniec zębowy z nafrezowanymi zębami oraz tarczę łączącą wieniec z piastą. Tarcza bywa albo pełna, albo też zaopatrzona w kilka okrągłych otworów. To robi się zarówno dla ulżenia konstrukcji jak i dla zabezpieczenia odlewu od pęknięcia przy stygnięciu, podczas którego może powstawać nierównomierny skurcz powodujący wewnętrzne naprężenia w materiale. Te naprężenia przyjmują niekiedy tak znaczne rozmiary, że odlewy albo jeszcze w formie, albo przy lada wstrząsie pękają. Koła większych wymiarów (fig. 212) zaopatrujemy w szprychy jedno lub dwurzędowe, jak to wskazują odnośne rysunki. Nadto na rysunkach tych kół widzimy, że piasty ich są zaopatrzone w zderze (pierścienie skurczne). W celu zabezpieczenia podczas odlewu od niebezpiecznego skurczu materiału, piasty takich większych kół odlewa się od razu dzielone na dwie lub więcej części (przez wstawienie do formy blach, które następnie po odlaniu wyjmują się) a powstałe w piastach szczeliny zakłada się albo innymi już nieco grubszymi blachami, albo zalewa cynkiem. Nazewnątrż piast dla stworzenia sztywnej całości zakłada się zderze.

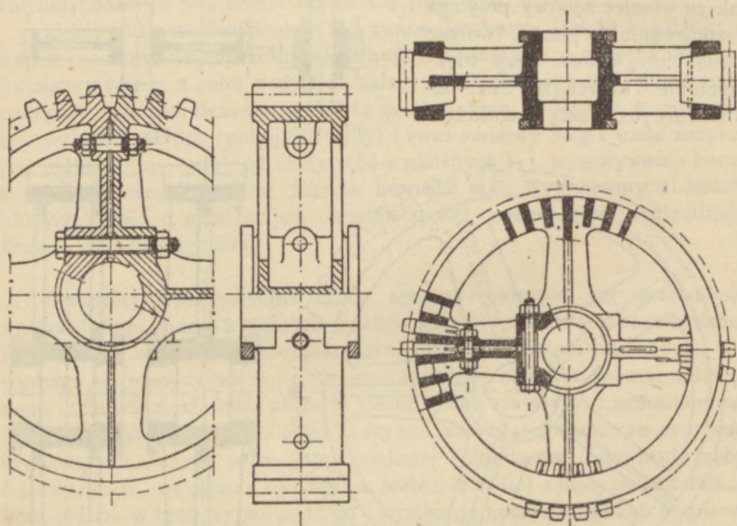


Fig. 213.

Fig. 214.

Figury 213 i 214 wskazują nam konstrukcję kół zębatach dużych rozmiarów. Obydwa te koła, jak widzimy, składają się z dwóch części skrzępanych z sobą śrubami. Tego rodzaju koła „dzielone“ wykonywa

się albo z powodu ich znacznych wymiarów i związanych z tem trudności transportowych, lub z powodu warunków montażowych, to jest niemożności założenia na wał koła całkowitego. Koło pierwsze posiada zęby lane, natomiast koło drugie zęby drewniane, z twardego drzewa grabowego, ponabijane do specjalnych otworów odlanych w wieńcu koła.

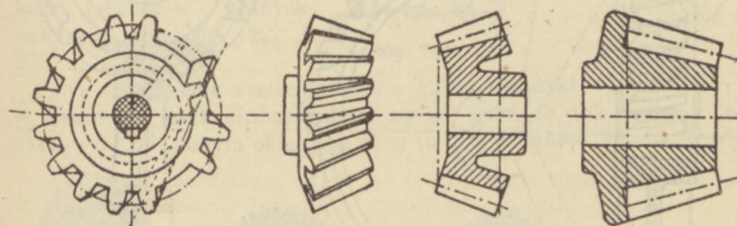


Fig. 215.

Fig. 216.

Fig. 217.

Koła z zębami drewnianymi, zwane także kołami palcowymi, stosuje się przy zazębieniach mieszanych to jest, gdy koło o zębatach żelaznych zazębia się z kołem o zębatach drewnianych. Ponieważ wytrzymałość zęba drewnianego jest, oczywiście, mniejsza, niż wytrzymałość zęba lanego, to zęby drewniane robi się nieco grubsze, niż zęby żelazne lane. Na to, aby ząb drewniany grabowy posiadał taką samą wytrzymałość jak odpowiedni ząb lany żelazny, musiałaby grubość zęba drewnianego równać się 1,88 grubości zęba lanego. Takiej jednak znacznej różnicy w grubościach zębów mieszanych przeważnie się nie stosuje, przez co zęby drewniane pozostają słabsze niż zęby lane.

Następne fig. 215, 216, 217 i 218 przedstawiają nam konstrukcję kół zębatach stożkowych. Widzimy małe koła z zębatach prostymi i śrubowymi, oraz większe koło zębatach stożkowe dzielone.

Dalsze fig. 219 i 220 wyobrażają nam zespół kół zębatach ślimakowych i śrubowych.

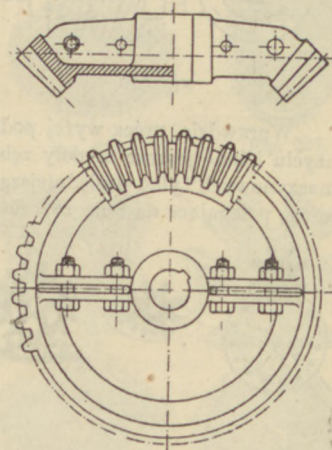


Fig. 218.

Przykładami powyższymi wyczerpaliśmy mniej więcej najważniejsze i najczęściej używane konstrukcje kół zębatach.

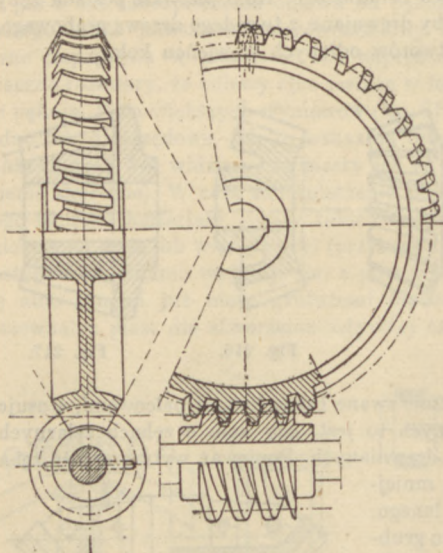


Fig. 219.

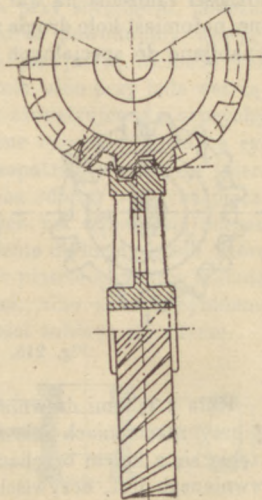


Fig. 220.

Wprawdzie, prócz wyżej podanych, spotykamy niekiedy w rzadszym użyciu i inne jeszcze zespoły zębata, odgrywają one jednak w urządzeniach maszynowych tylko pośrednią rolę. A więc spotykamy zazębienie kołkowe, polegające na tem, że koło zębata zazębia się z listwą, lub też z in-

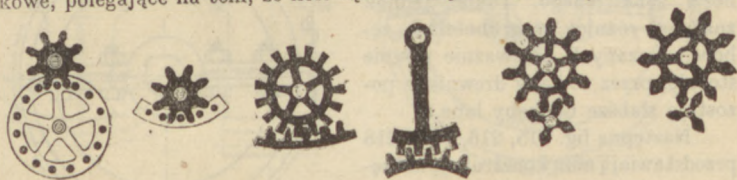


Fig. 221.

nem kołem, zaopatrzonem w cylindryczne kolki, zamiast zębów. Albo też jedno z kół posiada zęby o bokach płaskich. Albo wreszcie jedno z kół posiada bardzo małą ilość zębów, naprz. 3—4, wskutek czego stosujemy odmienny kształt zębów. Wypadki te uwidoczniło na fig. 221.

W wypadkach, gdy odległość osi kół jest znaczna a średnice kół nie mogą być odpowiednio powiększone, stosuje się, tak zwane, przekładnie łańcuchowe. Łańcuch bez końca obejmuje koła zębata tak, jak pas obejmuje koła pasowe. Konstrukcje takich łańcuchów pędnych wskazują nam fig. 222 i 223.

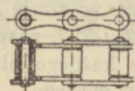


Fig. 222.

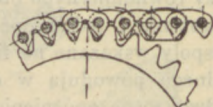


Fig. 223.

Na zakończenie wreszcie działu o kołach zębatych wspomniemy, że w niektórych mechanizmach używa się kół zębatach, tak zwanych „nieokrągłych”. W samym określeniu tkwi tu niedokładność. Trudno bowiem

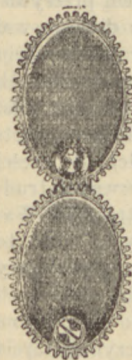


Fig. 224.

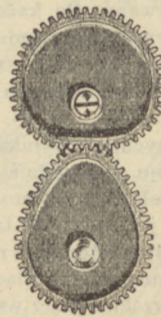


Fig. 225.

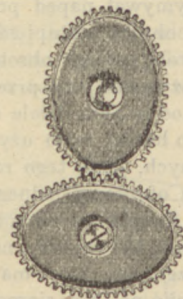


Fig. 226.

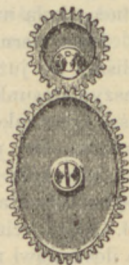


Fig. 227.

mówić o kole „nieokrągłym”. Ten rodzaj kół stosowany bywa wówczas, gdy równomierny ruch obrotowy jednego wału musi być zamieniony na ruch obrotowy innego wału, lecz na ruch nierównomierny w czasie każdego obrotu. Wiemy, że prędkości obwodowe dwóch skojarzonych ze sobą kół będą w prostym stosunku do ich promieni. Ponieważ wskutek nieokrągłych obwodów takich kół promienie punktów styczności będą się sta-

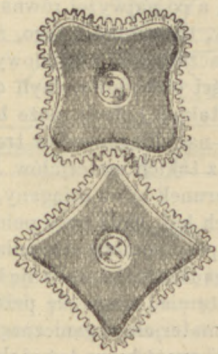


Fig. 228.

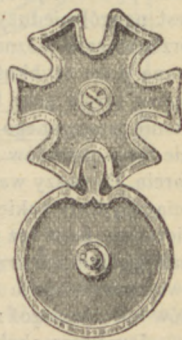


Fig. 229.

le zmieniały, będzie się zmieniał również stosunek promieni a , co zatem idzie będzie się zmieniała również prędkość koła pędzonego i to równomiernie przy każdym obrocie. A więc zespoły, wskazane na fig. 224 i 225, będą przy równomiernych obrotach wału koła dolnego powodowały jedno przyspieszenie i jedno opóźnienie w czasie każdego obrotu wału górnego. Zespoły wskazane na fig. 226 i 227, przy równomiernych obrotach wału dolnego powodują w czasie każdego obrotu dwukrotne przyspieszenie i dwukrotne opóźnienie wału górnego.

Zespół (fig. 228) będzie w czasie jednego obrotu wału dolnego powodował aż czterokrotne przyspieszenie i czterokrotne opóźnienie wału górnego. Wreszcie zespół (fig. 229) ilustruje nam zażębienie z kołem jednozębnowym. Przy takim zespole napęd może być tylko od koła jednozębnowego. Tego rodzaju napęd nie jest napędem równomiernym, lecz napędem przerywanym. Przy równomiernym bowiem ruchu obrotowym wału dolnego wał górny będzie zatrzymywał napęd przerywany. Po każdym przesunięciu górnego koła o $1/6$ obrotu nastąpi zatrzymanie górnego wału, dopóki ząb dolnego koła nie zrobi pełnego obrotu i nie znajdzie na ząb górnego koła.

Koła cierne, używane przy przekładniach ciernych, z którymi spotkał się już w odnośnym dziale mechaniki (str. 9), należą do części maszyn stosunkowo bardzo mało używanych, co wynika z pewnych trudności konstrukcyjnych, jakie tego rodzaju przekładnie następczą. Warunkiem, aby ruch obrotowy jednego koła był przenoszony na inne, to jest, aby koła nie ślizgały się po sobie, jest, by opór tarcia, powstający między obwodami kół, był większy, niż siły występujące na obwodach tych kół. Opór tarcia ślizgowego, które ma tu miejsce, jak wiadomo nam, równa się iloczynowi nacisku na trące się powierzchnie przez współczynnik tarcia czyli $N \times f$. Zatem siła występująca na obwodzie koła pędzącego siła „P” musi być mniejsza, a co najwyżej równa $N \times f$. Ponieważ ten opór tarcia jest naogół nieduży, to wynika z tego, że koła cierne nadają się tylko do przenoszenia nieznacznych sił obwodowych, ale za to mogą tu być stosowane duże szybkości obwodowe, czyli duże ilości obrotów. Zwiększenie oporu tarcia przy takich kołach może być osiągnięte albo przez powiększenie wzajemnego nacisku obwodów trących się kół, albo przez wykonanie tych obwodów z takich materiałów, które mają większy współczynnik tarcia. Pierwszy warunek bywa osiąganym, bądź przy pomocy sprężyn, które ściągają wały takich kół, bądź przy pomocy dźwigni, obciążonych jakimś ciężarem, bądź też przy pomocy ciśnienia hydraulicznego. Wymaga to jednak specjalnych urządzeń, co komplikuje konstrukcje. Drugi warunek, to jest zwiększenie oporu tarcia, osiąga się przez wykonywanie jednego z obwodów kół z jakiegoś materiału organicznego naprz. z drzewa, skóry, papieru.

Powyzsza okoliczność bywa też rozlegle wykorzystywana przy kołach

ciernych i, jak to widać na rys. kół ciernych, wskazanym na fig. 6 jedno z tych kół posiada wieńiec żeliwny, lany i obtoczony, a drugi ma wieńiec obłożony drzewem i również gładko obtoczony. Podobne konstrukcje są stosowane i przy kołach ciernych stożkowych, jak to wskazują fig. 230 i 231. W jednym zespole mamy jedno z kół wyłożone sprasowaną skórą, w drugim zaś jedno koło wyłożone drzewem. Zgatunków drzew, używanych do wykładania obwodów

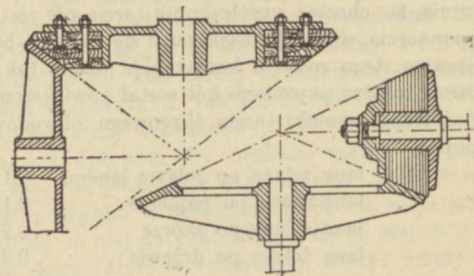


Fig. 230.

Fig. 231.

kół ciernych, stosuje się grabinę, jedlinę, lipinę, lub wierzbinę. Inny sposób uzyskania większego oporu tarcia na obwodach kół polega na tem, że przy wykonywaniu obydwóch kół z żelaza lanego wytaczamy na ob-

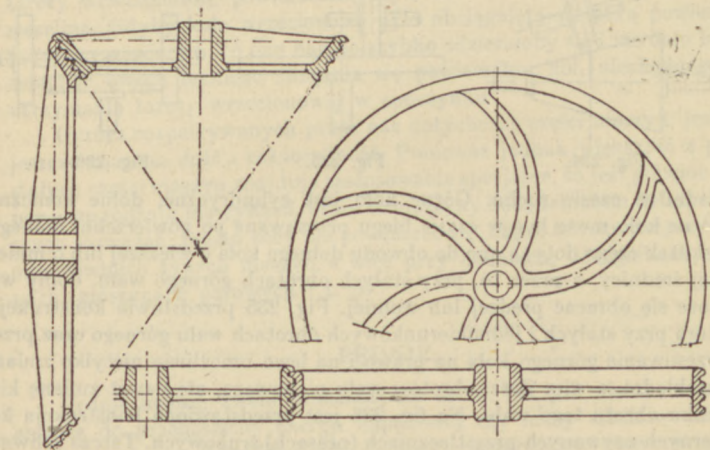


Fig. 232.

Fig. 233.

wodach tych kół odpowiednie występy i kanały o pochyłych ścianach, konstrukcji wskazanej na fig. 232 i 233. Występy jednego koła działają na kanały drugiego jak kliny. Wiadomo nam z nauki o klinie, że boczny wypór klina jest większy od normalnego nacisku na klin, więc i w tym

wypadku nacisk bocznych, trących się powierzchni występów i kanałów będzie większy od nacisku, jaki normalnie wywierają na siebie obwody kół. A ponieważ opór tarcia jest iloczynem nacisku przez współczynnik tarcia, to, chociaż współczynnik tarcia nie został tu powiększony, jednak opór tarcia, wskutek zwiększenia się nacisku, będzie w rezultacie większy. Słowem, tego rodzaju konstrukcja działa tak, jak gdyby współczynnik tarcia między obwodami kół został powiększony.

Współczynniki tarcia ślizgowego obwodów kół ciernych są następujące:

lane żelazo po żelazie lanem	0,1	do 0,15
lane żelazo po papierze	0,15	do 0,2
lane żelazo po skórze	0,2	do 0,3
lane żelazo po drzewie	0,2	do 0,5

Kół ciernych używa się także w tych wypadkach, gdy zachodzi potrzeba łatwej i szybkiej zmiany przekładni lub nawet zmiany kierunku ruchu. Fig. 234 przedstawia konstrukcję kół ciernych dla zmiany prze-

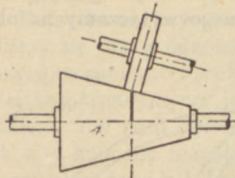


Fig. 234.

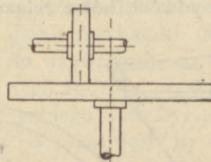


Fig. 235.

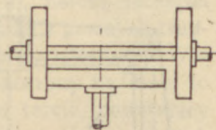


Fig. 236.

kładni w czasie ruchu. Górne koło jest cylindryczne, dolne koniczne. Górne koło może być w czasie biegu przesuwane po powierzchni dolnego, wskutek czego dotyka ono do obwodu dolnego koła o większej lub o mniejszej średnicy, a przez to, przy stałych obrotach górnego wału, dolny wał może się obracać prędzej lub wolniej. Fig. 235 przedstawia konstrukcję, która przy stałych i jednokierunkowych obrotach wału górnego oraz przez przesuwanie górnego koła na prawo i na lewo umożliwi nie tylko zmianę przekładni, a więc ilości obrotów wału pionowego, ale nawet zmianę kierunku obrotu tego wału. Na fig. 236 jest przedstawiona konstrukcja kół ciernych używanych przy tłoczniach (prasach) śrubowych. Tarcza żeliwna, osadzona na pionowym wale wrzecionowym, zaopatrzonym w dolnej części w śrubę, jest na obwodzie obciążona skórą i może być napędzana lewą lub prawą tarczami żeliwnymi, obracającymi się stale w jednym kierunku. Owe tarcze napędowe mogą być wraz z wałem przesuwane w prawo lub w lewo w kierunku poziomym. Jeżeli lewą tarczę napędową dosuniemy do tarczy wrzecionowej, to ta ostatnia będzie się obracała w jednym kierunku,

jeżeli zaś dosuniemy doń prawą tarczę napędową, to tarcza wrzecionowa będzie się obracała w przeciwnym kierunku. Obracanie się zaś tarczy wrzecionowej w jednym lub w drugim kierunku powoduje wkręcanie się lub wykręcanie śruby, a co za tem idzie podnoszenie się lub opuszczanie stempla prasy. Pozornie zdawałoby się, że gdy tarcze przesuniemy w ten sposób, że żadna z nich nie będzie dotykała tarczy wrzecionowej, to tarcza ta a więc i śruba pozostaną w spoczynku. Tak jednak nie będzie. Wskutek znacznego ciężaru śruby i tarczy wrzecionowej i dużego skoku śruby tarcza ta wraz ze śrubą pod wpływem siły ciężkości zacznie się sama wkręcać i opuszczać, a więc nie pozostanie w spoczynku. A żeby tarczę wrzecionową utrzymać w spoczynku w dowolnym położeniu musi jedna z tarcz napędowych lekko się do niej dotykać, ślizgać się po niej. W tym też celu, przy obciążaniu skórą tarczy wrzecionowej, baczycy należy by skóra tarła się gładką powierzchnią to jest licem a nie spodem a to dlatego, że przy prasie takiej musi zachodzić ślizganie się kół we wszystkich tych momentach, gdy prasa nie działa chociaż tarcze napędowe są w ruchu. Dla ułatwienia, tego ślizgania się tarcz napędowych po obwodzie tarczy wrzecionowej, powierzchnię tej ostatniej smaruje się nawet lekko wazeliną. Gdyby koło wrzecionowe było obciążone szorstką powierzchnią skóry nawierzchni, to ono bardzo szybko zdzierałoby się i nie dało by się osiągnąć owego lekkiego ślizgania się powierzchni kół, niezbędnego do utrzymania tarczy wrzecionowej w spoczynku.

Oprócz rozpatrywanych przez nas dotychczas części maszyn, jest ich jeszcze znaczna ilość i różnorodność. Ponieważ jednak większość z pozostałych części maszyn znajduje zastosowanie specjalne, to jest głównie przy pewnego rodzaju maszynach, które to maszyny będą tematem dalszych naszych rozważań, przeto żeby nie powtarzać się, części te rozpatrzemy przy odpowiednich typach maszyn, a więc przy pędniach, dźwignikach, pompach, maszynach parowych i t. p.

PĘDNIĘ.

Pędnie inaczej zwane transmisjami są to, jak już wiemy, maszyny służące do przenoszenia energii napędowej czy mocy silników na inne maszyny robocze. Wszelkie silniki (motory), dostarczające nam energię napędową, są budowane w ten sposób, że posiadają zwykle wał zaopatrzony w koło czy to pasowe, czy linowe, czy cierne czy wreszcie zębate. Wał wraz z kołem jest przez ów silnik wprowadzany w ruch obrotowy. Pędnia (transmisja) ma na celu przenosić (przekazywać) ruch obrotowy wału motorowego na odpowiednie maszyny robocze. Stąd też pochodzi, że wszelkie pędnie są prawie wyłącznie przekładniami kołowymi. Wśród zaś prze-

kładni kołowych głównie spotykamy przy pędniach przekładnie pasowe, rzadziej linowe, zębate lub cierne.

Przenosząc przy pomocy tych kół ruch obrotowy, przenosimy oczywiście i pracę względnie moc. Moc, jak nam wiadomo, jest iloczynem siły przez prędkość, a ponieważ mamy tu do czynienia z ruchem obrotowym, chodzi tu więc o siły występujące na obwodach kół, czyli o tak zwane siły obwodowe. Moc zatem, przenoszona przez jakiegokolwiek koło będące w ruchu, równa się iloczynowi z siły obwodowej „P” przez prędkość obwodową „V” czyli Moc (w kilogramometrach/sek.) = $P \times V$. Jeżeli zaś tę moc chcielibyśmy wyrazić w koniach mechanicznych, to wartość $P \times V$ należy podzielić przez 75. Oznaczywszy więc liczbę przenoszonych koni mechanicznych przez „N”, można napisać wzór $N = \frac{P \times V}{75}$ a stąd $P = \frac{75 \times N}{V}$.

Jeżeli do wzoru tego podstawimy za „V” to jest za prędkość obwodową jej wartość, według znanego nam wzoru $V = \frac{\pi \times D \times n}{60}$, to wzór nasz na obliczenie siły obwodowej, występującej na kole przy przeniesieniu przez pewną moc koni przy pewnych obrotach, przyjmie postać następującą: $P = \frac{75 \times N}{V} = \frac{75 \times N \times 60}{\pi \times D \times n} = 1433 \frac{N}{D \times n}$. albo podstawiając zamiast „D” 2 r (dwa promienie) to $P = 716 \frac{N}{r \times n}$. We wzorach tych

- P — jest siłą obwodową wyrażoną w kg.
- N — ilością koni mechanicznych przenoszonej mocy
- D — średnicą koła w metrach
- r — promieniem koła w metrach
- n — ilością obrotów koła na minutę.

Przykład. Jaka siła występuje na obwodzie koła pasowego (siła ciągnąca pas) przy silniku (motorze elektrycznym), który pracuje z mocą 5 koni, robi 1430 obrotów na minutę i posiada koło pasowe średnicy 160 mm?

$$P = 1433 \frac{N}{D \times n} = \frac{1433 \times 5}{0,16 \times 1430} = 31,3 \text{ kg.}$$

Siła występująca na obwodzie jakiegokolwiek koła, wywołuje oczywiście moment skręcający wału, na którym koło jest osadzone. Ten moment skręcający, jak wiadomo z wytrzymałości materiałów (str. 78) równa się iloczynowi siły przez ramię, t. j. równa się $P \times r$. „P” w naszym wypadku jest siłą występującą na obwodzie koła, a ramię „r” jest promieniem koła.

Jeżeli więc za „P” podstawimy jej wartość, według świeżo otrzymanego wzoru, i jeżeli „r” wyrazimy w cm., jak to jest przyjęte przy obliczaniu momentów, to wartość momentu skręcającego wyrazi się wzorem:

$$M = P \times r = 716 \frac{N}{r \times n} \times r \text{ (cm)} = 716 \frac{N \times r \times 100}{r \times n} = 71600 \frac{N}{n} \text{ (ki-}$$

logr. cm.) (kilogramocentymetrów) lub $M = 716 \frac{N}{n}$ (kilogramometrów).

Przykład. Jaki moment skręcający powstaje w wale, który przenosi moc 15 koni mechanicznych przy 125 obrotach na minutę?

$$M = 71600 \frac{15}{125} = \text{około } 8600 \text{ kgcm.} = 86 \text{ kgm.}$$

Widzimy, że wielkość momentu skręcającego bynajmniej nie jest zależna od średnicy koła, a tylko od ilości przenoszonych koni mechanicznych i od ilości obrotów wału. Jest to zresztą zjawiskiem naturalnym, bowiem moment skręcający, który jest iloczynem siły przez ramię, będzie zawsze jednakowy, czy jako iloczyn małej siły przez duże ramię, czy jako iloczyn dużej siły przez małe ramię. Im koło, nasadzone na wał, będzie posiadało większą średnicę, to tem mniejsza będzie siła obwodowa. W miarę tego, jak będzie się powiększało ramię siły siła będzie się zmniejszała. Iloczyn jednak siły przez ramię, to jest wielkość momentu, będzie stałą.

Załączony rysunek (fig. 237) przedstawia nam schemat pędni (trans-

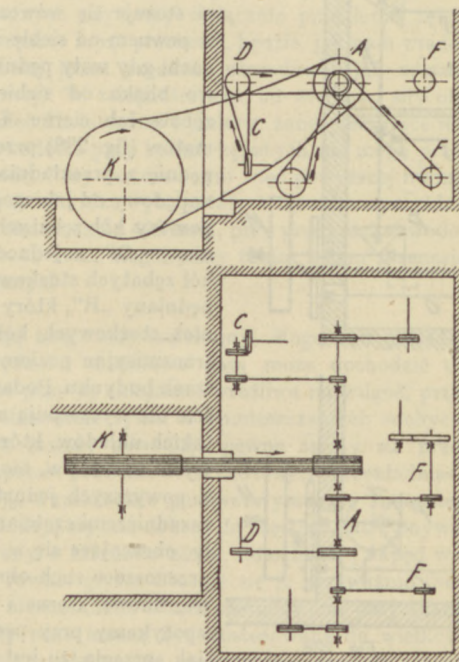


Fig. 237.

misji) w większym zakładzie przemysłowym, podany w planie i w przekroju pionowym. Na rysunku tym widzimy, że napęd z głównego wału „K” przenoszony jest zapomocą przekładni linowej na wał „A”, a z wału tego, zapomocą przekładni pasowych prostych, skrzyżowanych i półskrzyżowanych (przekładnia „C”) na inne krótsze wały, lub też bezpośrednio na maszyny robocze. Owe krótkie wały transmisyjne, pośredniczące w przenoszeniu napędu z głównej pędni na maszyny, noszą nazwę przystawek. Takimi przystawkami w stosunku do głównego wału pędzanego „A” są naprzykład walki „D”, „F” i inne.

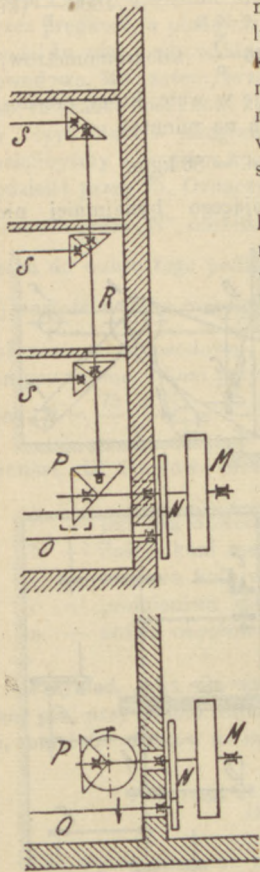


Fig. 238.

Na opisanym schemacie widzieliśmy przekładnię linową i pasowe. Ten rodzaj przekładni stosuje się wówczas, gdy wały pędziane są w pewnym od siebie oddaleniu. W tych wypadkach, gdy wały pędziane znajdują się stosunkowo blisko od siebie, stosuje się przekładnie zębate lub cierne. Drugi z załączonych schematów (fig. 238) przedstawia nam właśnie taką pędnię z przekładniami zębatymi. Główny wał napędowy od jakiegoś silnika „M” napędza przy pomocy kół zębatych czołowych „N” wał pędziany „O”, a jednocześnie przy pomocy pary kół zębatych stożkowych „P” inny pionowy wał pędziany „R”, który z kolei, przy pomocy również stożkowych kół zębatych, napędza wały transmisyjne poziome „S” na oddzielnych piętrach budynku. Podane schematy pędni, oczywiście nie wyczerpują najrozmaitszych możliwości takich układów, które w zależności, od miejscowych warunków, mogą być najróżnorodniejsze. Z powyższych jednak przykładów widzimy, że zasadniczymi częściami składowymi pędni są wały, obracające się w łożyskach, oraz różne koła przenoszące ruch obrotowy, to jest koła: pasowe, linowe, cierne i zębate. Prócz powyższych spotykamy przy pędniach jeszcze takie części, jak sprzęgła, to jest części do stałego lub chwilowego połączenia ze sobą wałów, części do naprężania pasów, do przetrwania ich z jednego koła na inne i t. p. Zaznajomienie się z temi właśnie częściami pędni będzie tematem naszych dalszych rozważań.

Ponieważ o kołach zębatych mówiliśmy już przy ogólnych częściach maszyn, obecnie więc, przy pędniach, powtarzać już o nich nie będziemy, natomiast musimy sobie zdać sprawę, w jakich wypadkach przekładnie cierne i zębate znajdują zastosowanie przy pędniach. Zakres zastosowania różnych rodzajów przekładni najbardziej się nam uwypukli, gdy rozpatrzymy cechy różnych rodzajów przekładni.

Przekładnie zębate wymagają niezbyt znacznego rozstawienia wałów. Bieg kół zębatych jest zawsze mniej lub więcej hafaśliwy, zależnie od sposobu wykonania, od kształtu zębów, od materiału, ale za to nie dają one żadnych strat na prędkości.

Przekładnie zębate, jako zbudowane z materiałów nie wrażliwych na wpływy wilgoci, mogą pracować w pomieszczeniach mokrych. Dlatego też przy kołach i turbinach wodnych używamy wyłącznie przekładni zębatych. Moc, jaką przekładnia zębate może przenosić, będzie, jak nam wiadomo, iloczynem siły obwodowej przez prędkość obwodową (jak zresztą przy każdej przekładni kołowej). W zależności więc od wielkości siły obwodowej, zęby kół muszą mieć dostateczne wymiary, zabezpieczające ich wytrzymałość. Prędkości obwodowe przy kołach zębatych nie mogą przekraczać 12 metrów na sekundę. Przy zastosowaniu więc powyższej normy i przy wielkich kołach zębatych o bardzo wytrzymałych zębach, naprzykład grubości około 50 mm. i szerokości około 400 mm., przy prędkości obwodowej maksymalnej, to jest do 12 m/s., moglibyśmy takim kołem przenosić moc do 400 koni mechanicznych.

Przekładnie pasowe mają bieg cichy i spokojny. Mogą one posiadać znaczną ilość obrotów. Prędkość obwodowa pasa może dochodzić do 30 m/s. Ze względu na to, że pasy są sklepane i wrażliwe na wilgoć, przekładnie pasowe mogą być stosowane tylko w pomieszczeniach suchych. Przekładnia pasowa jednak zawsze powoduje pewne straty na prędkości, tak że nawet przy zupełnie prawidłowo urządzonych przekładniach straty te wynoszą 1 do 2%. Przekładnie pasowe wymagają znacznie większego rozstawienia wałów. Nadają się one dobrze do częstego zatrzymywania, puszczenia w ruch, zmiany w kierunku biegu, umożliwiają napęd wałów równoległych jak i nie równoległych. Stosuje się je przeważnie tam, gdzie mamy do czynienia z nieznacznymi siłami obwodowymi przy znacznej ilości obrotów. Wymiary pasa muszą być dostosowane do wielkości siły obwodowej, a ponieważ pas ma pewną maksymalną grubość i szerokość, to, przyjąwszy naprzykład pas grubości 8 mm. i maksymalnej szerokości 500 mm. i przeliczywszy jego wytrzymałość, która uwarunkuje nam maksymalną siłę obwodową, znajdziemy, że przy maksymalnej prędkości

obwodowej takiego pasa 30 m/s. będzie on w możności przenieść moc do 200 koni mechanicznych.

Przekładnie linowe mają zakres zastosowania taki sam, jak przekładnie pasowe, tylko że nadają się jedynie do przenoszenia ruchu na wały równoległe i że szybkości obwodowe należy stosować tu mniejsze. Mianowicie: przy linach zarówno konopnych, bawełnianych jak i druczianych stałowych maksymalna szybkość nie powinna przekraczać 25 m/s.

Uwzględnivszy jak w wypadku poprzednim wytrzymałość liny przy pewnych maksymalnych jej wymiarach, otrzymamy z przeliczenia, że lina konopna lub bawełniana, przy maksymalnej średnicy do 55 mm. i prędkości obwodowej do 25 m/s, może przenosić moc do 30 koni mechanicznych, lina zaś stalowa drucziana średnicy do 30 mm. i takież prędkości obwodowej może przenosić moc do 440 koni mechanicznych.

Z powyższego wynika, że przewody linowe nadają się doskonale w tych wypadkach, gdy mamy do przenoszenia duże ilości energii. Nie jesteśmy bowiem skrepowani stosowaniem takiej ilości lin, jakiej nam potrzeba. Nadto, stosując liny, mamy możność przenoszenia energii z głównego wału oddzielnymi linami jednocześnie na kilka innych wałów. Liny drucziane stalowe stosuje się tylko w tych wypadkach, gdy mamy przenosić duże ilości energii na dalszą odległość.

Przekładnie cierne z powodu niemożności stosowania większych sił obwodowych, o czym mówiliśmy już uprzednio, przy pędniach siłowych prawie że nie znajdują zastosowania.

Części pędni.

Wały, których średnice zależnie od przenoszonej mocy możemy określać znany już nam sposobem (str. 78-81), wykonywa się przeważnie ze stali jednakowej średnicy na całej ich długości. Na wałach zatem pędnianych nie zataczamy nigdy czopów, tak że wał transmisyjny w miejscu przylegania do panewki łożyskowej posiada tę samą średnicę, co i na całej pozostałej swej długości. W celu zabezpieczenia pędni od przesuwania się w kierunku podłużnym, w kierunku osi, stosuje się albo jedno łożysko grzebieniowe, (fig. 176) albo, jak to przeważnie miewa miejsce stosuje się tak zwane pierścienie osadce.

Pierścienie osadce, uwidocznione na fig. 239, wykonywa się bądź w całości, niedzielone, bądź też jako dwudzielne. Pierwsze z nich są oczywiście prostsze i tańsze, wymagają jednak nawlekania ich na wał, a więc są kłopotliwsze do montażu. Zamocowywa się je na wale tuż przy łożysku przy pomocy śrub (sztyftów) rozstawionych pod kątem 90° względnie

120°. Na cały wał pędniany, o ile w wale nie występują silne napory boczne to jest nie ma kół zębatych stożkowych, wystarczą zazwyczaj 2 takie pierścienie osadce z których jeden ustawia się po lewej a drugi po prawej stronie któregośkolwiek łożyska, aby zabezpieczyć wał przed przesuwaniami się go w obie strony. Pierścienie dwudzielne są wygodne tem, że da się je umontować w każdej chwili na kompletnie już umontowany wał. W wypadkach, gdy transmisja posiada łożyska z panewkami krótszemi niż korpusy łożyskowe pierścień osadczy musi być założony tak, ażeby tarł nie o korpus (nie o pokrywę łożyskową) lecz o panewkę, czyli musi być nieco wpuszczony w korpus łożyskowy, jak to wskazuje ostatni rysunek pierścienia osadczego.

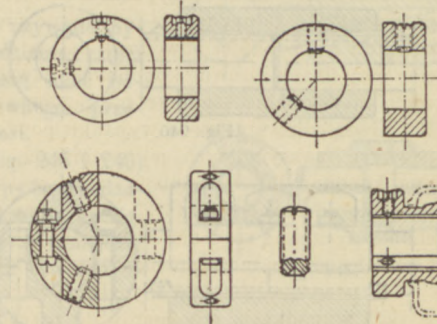


Fig. 239.

Sprzęgła transmisyjne. Jeżeli wał transmisyjny posiada znaczną długość, albo jeżeli na długości swej posiada różne średnice, to wał taki wykonywa się z kilku części, z kilku oddzielnych wałów. Łączenie wałów w kierunku ich długości skutecznie się przy pomocy tak zwanych sprzęgieł. Każde sprzęgło winno posiadać kształt możliwie okrągły, żeby było zrównoważone, żeby nie „bilo“. Sprzęgła należy umieszczać możliwie blisko łożyska. Sprzęgła wykonywa się z żelaza lanego. Wytrzymałość sprzęgła na skręcanie musi być oczywiście nie mniejsza niż wytrzymałość połączonych tym sprzęgłem wałów. Konstrukcyj sprzęgieł jest bardzo wiele. Zapoznamy się z głównymi typami tych sprzęgieł w zależności od ich przeznaczenia.

a) **Sprzęgła stałe** używane do trwałego połączenia oddzielnych wałów w jedną całość. Łączone części wałów mogą posiadać jednakowe albo też różne średnice. Najprostszym sprzęgłem tego typu będzie sprzęgło nasuwkowe (fig. 240) wykonane w kształcie tulejki obejmującej obydwa wały i zamocowanej na nich przy pomocy klinów.

Innym rodzajem jest sprzęgło łubkowe, składające się z dwóch części skręconych ze sobą śrubami. Jakkolwiek tarcie powstałe wskutek silnego skręcenia śrub może być wystarczające, aby któryś z wałów nie obrócił się w sprzęgło, to jednak wskazanem jest zakładać jeszcze pomiędzy jedną łubkę sprzęgła i obydwa końce wałów wpuszczony klin

(osadkę) jak to wskazane jest na fig. 241 i 242. Na fig. 242 mamy uwidocznioną konstrukcję sprzęgła stałego amerykańskiego systemu Sellersa. Składa się ono z zewnętrznej obejmy roztoczonej stożkowo na obie strony w odwrotnych kierunkach. Pomiedzy tę obejmę i końce wałów zaciska się trzema śrubami dwie stożkowe tulejki posuwające się po wspólnej osadce.

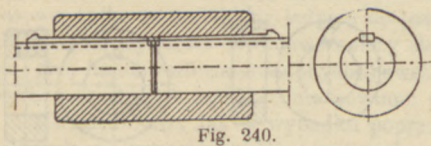


Fig. 240.

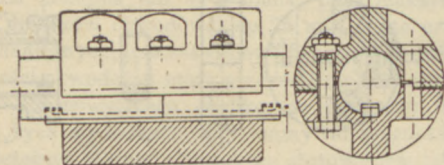


Fig. 241.

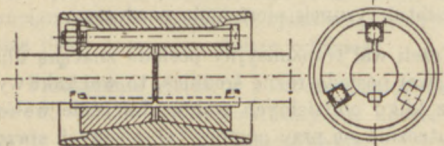


Fig. 242.

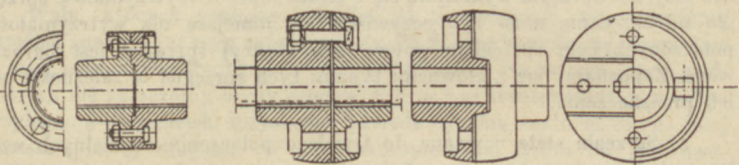


Fig. 243.

Fig. 244.

sprzęgło tarczowe zwykle, w którym wzajemne złączenie wałów w jedną całość, polega jedynie na tarcu powierzchniowym wywołanem między obydwiema połówkami (tarczami) sprzęgła przez silne zmocowanie ich śrubami i po prawej stronie sprzęgło tarczowe w którym połówki (tarcze) są jeszcze między sobą zazębione zapomocą podłużnego występu i brzozy wzdłuż średnic obu tarcz. Przy takim połączeniu jesteśmy w zupełności zabezpieczeni, że w wypadku gdyby opór tarcia między tarczami okazał

się nawet mniejszy niż moment skręcający, to występ jednej tarczy zazębiony w brzozy drugiej nie pozwoliłby na wzajemne przesunięcie się wałów a co zatem idzie na obciążenie śrub sprzęgła.

b) Sprzęgła suwliwe używane bywają wówczas, gdy oddzielne części wału transmisyjnego muszą mieć pozostawioną możliwość pewnego przesuwania się w kierunku osi.

Załączone rysunki (fig. 245 i 246) przedstawiają nam dwa typy tego rodzaju sprzęgieł. Sprzęgło wskazane na fig. 245 może być stosowane przy mniejszej liczbie obrotów. Tulejka z otworem o

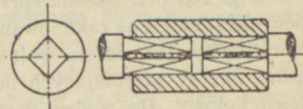


Fig. 245.

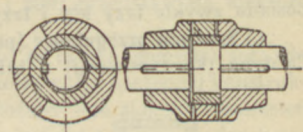


Fig. 246.

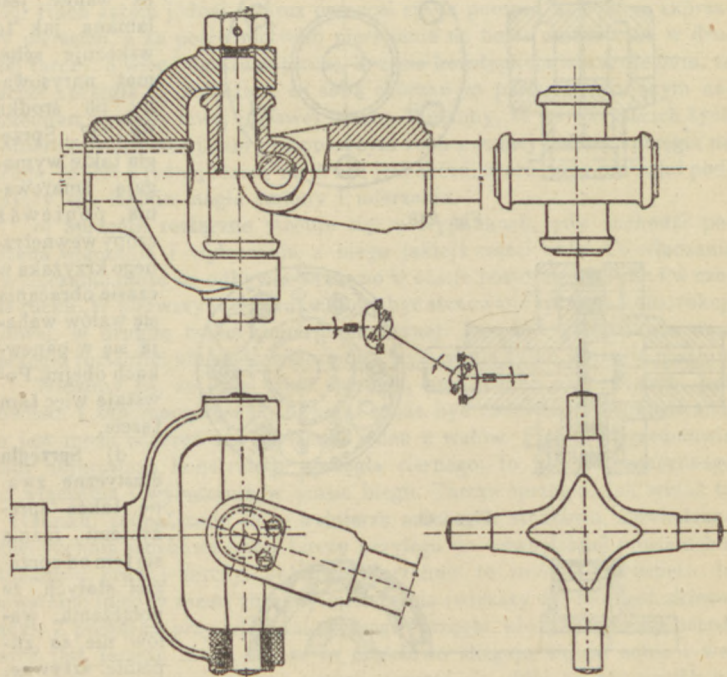


Fig. 247.

przekroju czworokątnym nasadzona jest luźno na końcu wałów zapilowanych również w czworokąty.

Fig. 246 przedstawia sprzęgło suwliwe konstrukcji kłowej. Oddzielne połówki sprzęgła są zaklinowane na końcach łączonych wałów. Między końcami wałów jest zatem wolna przestrzeń na długości równej wysokości kłów. Zarzasy zazębiających się kłów tworzą, jak widać na rysunku pierścienia kolowy. Do wolnej przestrzeni między kły wstawia się pierścien, który ułatwia scentrowanie wałów. Każda z połówek takiego sprzęgła posiada zwykle trzy kły i trzy zagłębienia.

c) **Sprzęgła przegubowe** (przegibne, wahliwe) zwane często sprzęgłami Cardana (kardanowemi) a także sprzęgłami albo przegubami Hocke'a,

używane są do wałów różnokierunkowych, gdy oś wałów jest łamaną jak to wskazuje schemat narysowany po środku fig. 247. Sprzęgła takie wymagają smarowania, ponieważ czopy wewnętrzznego krzyżaka w czasie obracania się wałów wahają się w panewkach obejm. Powstaje więc tam tarcie.

d) **Sprzęgła elastyczne** zwane także sprzężystymi różnią się tem od sprzęgieł stałych, że połączenia wałów nie są zupełnie sztywne, przeciwnie są

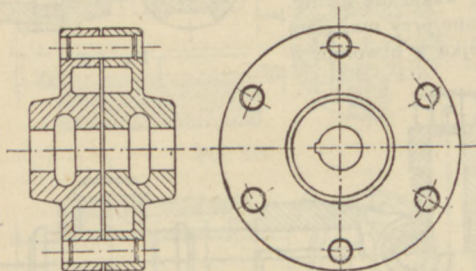


Fig. 248.

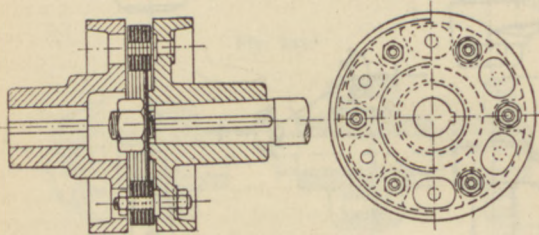


Fig. 249.



Fig. 250.

elastyczne to jest dopuszczają pewne wzajemne przesunięcie się wałów względem siebie. Ten rodzaj sprzęgieł stosowany bywa wówczas, gdy zachodzi potrzeba złagodzenia uderzeń jakie powstają przy raptownym wzroście szybkości, wzroście siły obwodowej, raptownem poruszaniu się, lub raptownem zatrzymaniu jednego z wałów co przy wielu maszynach miewa miejsce. Sprzęgieł tego typu jest także bardzo wiele konstrukcyj. Załączone rysunki (fig. 248, 249 i 250) przedstawiają niektóre z nich.

Pierwsze zbudowane jest w ten sposób, że tarcze (połówki) sprzęgła są połączone ze sobą za pomocą skórzanych kółków. Na następnej konstrukcji widzimy, że między tarcze sprzęgła założony jest skórzany pierścień składający się z kilku warstw skóry. Przez pierścień ten przechodzą bolce ze śrubami umocowane na przemian jeden w prawej tarczy, następny w lewej. Ruch zatem jednej z tarcz przenosi się za pomocą bolców na skórzany pierścień, a za pośrednictwem pierścienia na bolce umocowane w drugiej tarczy, a więc i na drugą tarczę. Trzecia konstrukcja wskazuje nam, że tarcze sprzęgła są połączone ze sobą skórzany pasem oplatającym naprzemian występy lewej i prawej tarczy. Widzimy, że we wszystkich tych konstrukcjach materiałem przenoszącym ruch z jednej połowy sprzęgła na drugą, to jest z jednej tarczy na drugą jest skóra, która, jako materiał poddający się, łagodzi nagłe zmiany i uderzenia.

e) **Sprzęgła rozłączne** stosuje się w wypadkach, gdy zachodzi potrzeba włączania i wyłączania z biegu jakiejś części wału. To włączanie i wyłączanie może się odbywać zarówno w czasie postoju pędni jak i w czasie ruchu. W pierwszym wypadku mogą być stosowane sprzęgła konstrukcji kłowej, w drugim tylko konstrukcji ciernej. Fig. 251 przedstawia nam sprzęgło rozłączne kłowe do włączania i wyłączania tylko w czasie postoju.

Widzimy tu, że lewa część sprzęgła, umocowana na osadkach, jest suwliwa i za pomocą ręcznej dźwigni może być zasuwana lub odsuwana, to jest może włączać lub wyłączać jeden z wałów. Fig. 252 przedstawia nam najprostszą konstrukcję sprzęgła ciernej, to jest przeznaczonego do włączania i wyłączania w czasie biegu. Tarcze sprzęgła, jak widać to z rysunku, zaopatrzone są w kołnierze zatoczone stożkowo. Zewnętrzna powierzchnia stożkowa lewej tarczy przylega do wewnętrznej powierzchni stożkowej prawej tarczy. Jeżeli powierzchnie te zostaną dociśnięte, to powstanie między nimi znaczny opór tarcia (większy niż moment skręcający). Z początku przy włączaniu takiego sprzęgła, kiedy wzajemny nacisk tarcz jest jeszcze mały, tarcze te częściowo ślizgają się po sobie i wał będący w spoczynku zaczyna powoli obracać się, dopiero gdy nacisk na tarcze zostanie dostatecznie zwiększony, tarcze połączą się trwale, wały utworzą jakby jedną całość i obracać się już będą z jednakową ilością

obrotów. Na widoku bocznym tego sprzęgła wskazany jest również przyrząd do włączania i wyłączania sprzęgła. Widzimy, że obie tarcze przy pomocy obejm połączone są z dźwigniami jednoramiennymi, których

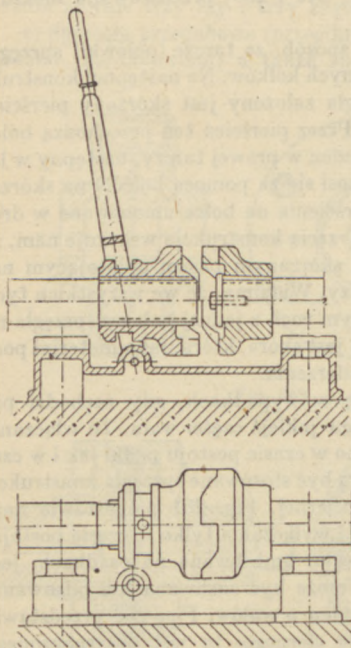


Fig. 251.

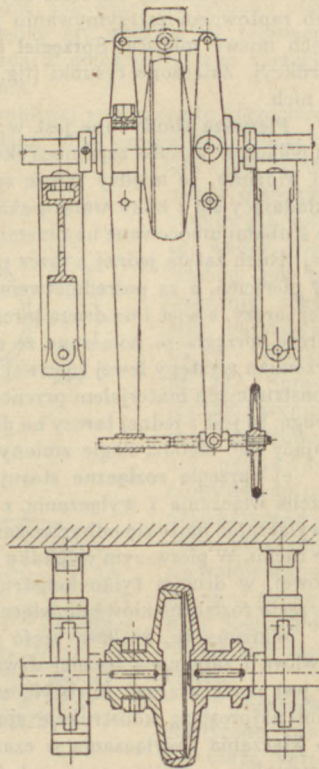


Fig. 252.

końce mogą być przy pomocy śruby o prawym i lewym gwincie zsuwane lub rozsuwane, a przez to tarcze sprzęgła ściskane lub rozluźniane. Śruba może być pokręcana przy pomocy ręcznego kółka. Obie połowy sprzęgła przesuwają się po końcach wałka na osadkach.

Fig. 253 przedstawia nam inny bardziej doskonały i bardziej już skomplikowany typ sprzęgła ciernego, stosowany przy przenoszeniu dużych momentów skręcających. Jest to sprzęgło tak zwanego systemu „BA-

MAG“ Tow. Budowy Maszyn w Dessau. Obie tarcze sprzęgieł są tu zaklinowane na końcach wałów. Połączenie zaś sprzęgieł, na skutek wielkiego oporu tarcia powstałego między tarczami, otrzymuje się przez rozsuniecie 4-ch szczęk suwliwych, umontowanych w prawej tarczy sprzęgła. Szczęki te jak również wewnętrzny obwód lewej tarczy sprzęgła zaopatrzone są w klinowe zęby i rowki, przez dociskanie których zwiększa się,

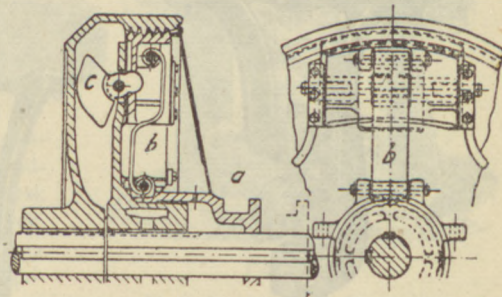


Fig. 253.

jak wiemy, bardzo znacznie opór tarcia, bowiem wypór boczny tych klinów będzie znacznie większy niż nacisk na szczękę w kierunku promienia. Cofanie i rozsuwanie szczęk a więc wyłączanie i włączanie sprzęgła odbywa się przy pomocy suwliwej tulejki „a” i sprężyn „b”. Ciężarki „c” służą do wyważenia (odciążenia) szczęk, to jest aby szczęki nie opuszczały się pod wpływem własnego ciężaru.

Dalszemi częściami pędni są łożyska, których typowe konstrukcje są nam już znane. Na tym miejscu dodamy, że przy ustrojach transmisyjnych dziś stosuje się prawie wyłącznie łożyska samosmarowe systemu „Sellersa” lub też łożyska kulkowe. Wały pędniane w różnych fabrykach i pracowniach bywają umieszczane w bardzo różny sposób, a więc na podłodze, przy ścianach, pod sufitem, wzdłuż jakichś kolumn czy słupów, pod belkami stropowymi lub w inny sposób. Ponieważ na wałach pędnianych mamy prawie zawsze umontowane jakieś koła naprzykład pasowe, linowe, zębate lub cierne, które to koła zawsze posiadają pewne wymiary (pewne średnice) to wynika stąd konieczność, że wały pędniane muszą się znajdować zawsze w pewnym mniejszym lub większym oddaleniu od ścian, sufitów, lub podłogi, to jest od miejsc, na których są umieszczone. Dlatego też łożyska pędniane nie mogą być montowane bezpośrednio na ścianie, podłodze lub pod sufitem, lecz na jakichś konsolach, kozłach lub wieżach. Załączone rysunki na fig. 254—260 przedstawiają nam pospolite typy tych części.

Widzimy więc dwa typy konsol stropowych, dla lżejszych i dla cięższych wałów, typ kozła podłogowego, normalną konsolę ścienną na ścianie murowanej, dla wału równoległego do ściany, umocowywaną zapomocą śrub muryowych i przeciwpłyt, dalej konsolę na słup lany żeliwnej, konsolę ścien-

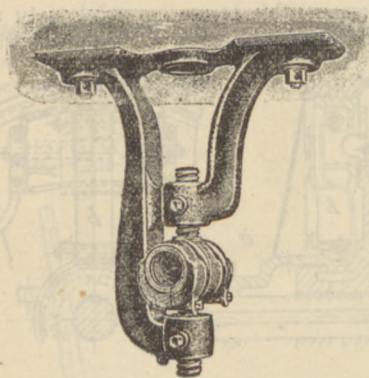


Fig. 254.

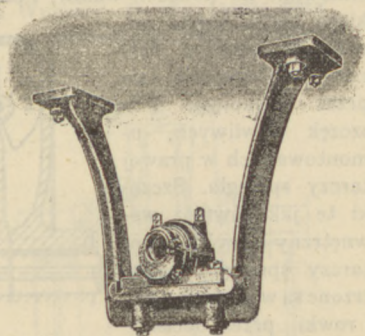


Fig. 255.

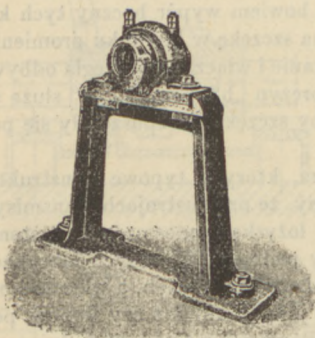


Fig. 256.

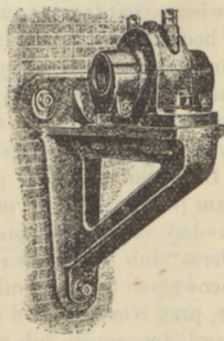


Fig. 257

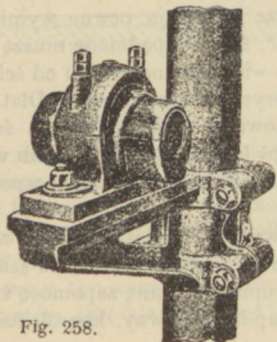


Fig. 258.

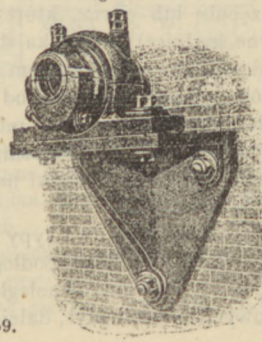


Fig. 259.

na dla wału prostopadłego do kierunku ściany i wreszcie skrzynię murową z łożyskiem, ustawianą w otworze ściennym w tych wypadkach, gdy wał pędziany przechodzi przez ścianę z jednego pomieszczenia do drugiego. Następnie (fig. 261 i 262) przedstawiają wieszary dla łożysk transmisyjnych kulkowych. Pierwszy do umocowania na belkach stropowych poprzecznych do wału transmisyjnego, drugi do umocowania na belce żelaznej podłużnej, to jest biegnącej w kierunku wału pędzanego.

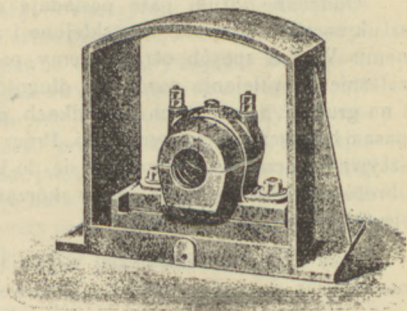


Fig. 260.

Napęd pasowy. Przy przekładniach pasowych, ciągnem przenoszącym ruch z jednego koła na drugie jest jak wiadomo pas. Pasy używane dla przekładni pasowych bywają wykonywane z różnych materiałów.

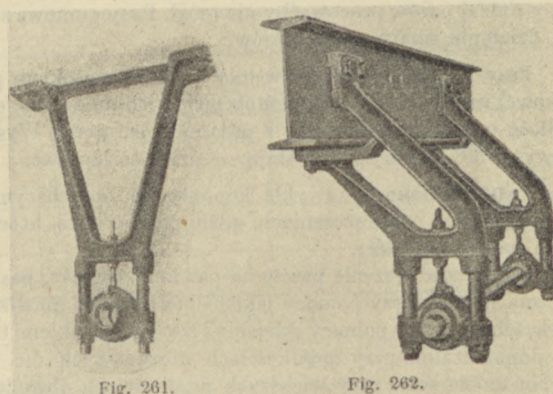


Fig. 261.

Fig. 262.

Pasy skórzane wykonywane są ze skór wołowych blankowych. Mianowicie pasy cieńsze i węższe z grzbietów, pasy zaś grubsze i szersze z boków. Pasy grzbietowe są wogóle wytrzymalsze. Zazwyczaj im pas jest szerszy tym jest i grubszy. W ogólnych zarysach można przyjąć że:

Pasy szerokości	poniżej 60 mm.	posiadają grubość	4 mm.
Pasy szerokości	od 60 do 80 mm.	posiadają grubość	5 mm.
Pasy	„ „ 80 „ 120 „	„ „	6 „
Pasy	„ „ 120 „ 200 „	„ „	7 „
Pasy	„ „ 200 „ 500 „	„ „	8 „

Oddzielne sztuki pasa posiadają długość do 1,5 m. Końce takich sztuk są pościnane ukośnie, sklejone i zeszyte cienkimi trokami skórzanymi. W ten sposób otrzymujemy pas ciągly dowolnej długości. Niezależnie od sklejania pasów na długość skleja się je także na szerokość i na grubość a to w tych wypadkach, gdy zachodzi potrzeba utrzymania pasa o b. znacznej wytrzymałości. Prócz pasów blankowych, które są dość sztywne i przez to nie nadają się do kół małej średnicy i wielkiej ilości obrotów, używa się także pasów skórzanych chromowych wyróżniających się miękkością i giętkością.

Pasy z sierści wielbłądziej zajmują pod względem giętkości pośrednie miejsce pomiędzy pasami blankowymi i chromowymi. Pod względem wytrzymałości nie ustępują pasom skórzonym. Znoszą dobrze wysoką temperaturę, wilgoć i obecność kwasów.

Pasy gumowe z bawełnianymi przekładkami są o 25% słabsze od skórzanych. Używa się je w miejscach, gdzie panuje wyjątkowa wilgoć i gdzie inny rodzaj pasów pracowaćby nie mógł. Pasy gumowe są bardzo wrażliwe na działanie smarów i tłuszczów.

Pasy Balata — pasy bawełniane nasycone sokiem pewnej podzwrotnikowej rośliny a to w celu uodpornienia ich na działanie wilgoci. Wytrzymałość posiadają jednakową z pasami skórzanymi. Wysokich temperatur powyżej 30° C. nie znoszą, stają się przez to łamliwe.

Pasy parciane — zwykle konopne są najlichszym gatunkiem lecz używane są w pomieszczeniach, gdzie panuje kurz, których to warunków inne pasy nie znoszą.

Ostateczne łączenie pasów na pas krótkospięty, pas bez końca, uskutecznia się albo przy pomocy jakichś metalowych możliwie giętkich sprzęczek, albo też przy pomocy sklejania i zeszywania cienkimi trokami. Sprzączki są dopuszczalne przy prędkościach obwodowych nie przewyższających 10-ciu m. na sek., przy większych prędkościach obwodowych pas winien być bezwarunkowo sklejony i zeszyty.

Wytrzymałość pasów. Naprężenie rozrywające (granica wytrzymałości) dla pasów jest stosunkowo znaczne wynosi bowiem, zależnie od gatunku od 250 aż do 450 kg. na cm. kw. W przerabianym przez nas na str. 62 przykładzie 4-ym, obliczenia wytrzymałości pasa przyjęliśmy dopuszczalne naprężenia do 25 kg. na cm. kw., czyli przewidzieliśmy 10-cio krotne bezpieczeństwo na zerwanie. Obecnie wyjaśnić musimy, że sprawa obliczenia wytrzymałości pasów nie jest tak prostą jak by się to na pozór zdawało i jak to gwoli prostocie w omawianym przez nas przykładzie przyjęliśmy. Każdy pas bowiem jest przedewszystkiem w miejscu połączenia osłabiony

o 20 do 30%. Następnie pas niepracujący, w spoczynku musi dostatecznie silnie obciążać koła, a więc już niezależnie od siły obwodowej, która wystąpi podczas pracy, jest obciążony pewną siłą rozrywającą. Dalej podczas pracy pas jest nie tylko w prostych swych częściach rozciągany, ale wskutek obejmowania kół na obwodach jest jednocześnie zginany i zginanie to jest zależne od średnicy kół. W czasie pracy pasa występują takie zjawiska, jak sprężyste wyciąganie się pasa, jak poślizg sprężysty oraz poślizg zwykły, które bezwarunkowo wpływają na wytrzymałość jak i na trwałość pasa. Dlatego też zależnie od rodzaju pracy pasa, t. j. zależnie od średnic kół pasowych i od szybkości obwodowych należy stosować różne normy obciążeń.

Niemiecki uczony i mechanik Bach podaje następujące przez siebie obliczone normy naprężeń (siły obwodowej) dla 1-go cm. szerokości pasa w kg. w zależności od średnicy koła pasowego i od prędkości obwodowej. Zaznaczamy więc, że są to normy dla cm. szerokości pasa a nie dla cm. kw. przekroju pasa.

Przy prędkości obwodowej „V” w m. na sek.		3	10	20	30	40	
Średnica	200	3	4,5	5,5	6	6	Pasy
	500	5	7	9	10	10	
mniejszego	1000	6	8,5	11	12	12	pojedyncze
	koła	2000	6,5	9,5	12	13	
pasowego	500	7,5	10	12,5	13	13	Pasy podwójne (klejone)
	mm.	1000	9,5	13,5	17	18,5	
	2000	11	16	20,5	22	22	

Dla pasów półskrzyżowanych wartości te należy zmniejszać o kilka procent, dla pasów całkowicie skrzyżowanych zmniejszać o 10 do 30%. Przy obliczaniu dozwolonych naprężeń dla pasów gumowych i bawełnianych Bach radzi przyjmować wielkość siły obwodowej $P = 8 \text{ do } 10 \times b \times s$, przy czym „b” oznacza szerokość pasa w cm. a „s” grubość pasa w cm.

Znany fabrykant pasów C. O. Gehrckens w Hamburgu podaje dla pasów skórzanych normy nieco wyższe a mianowicie. Dozwolone obciążenia siłą obwodową dla każdego cm. szerokości pasa mogą wynosić:

Przykłady. Jaka jest prędkość obwodowa koła średnicy 760 mm., które robi 228 obr. na min. Pierwsza pionowa rubryka wskazuje nam liczby obrotów w dziesiątkach, następnie zaś w jednościach. Zatem odszukawszy mniejszą pełną liczbę dziesiątków w pierwszej rubryce, to jest 220 znajdujemy w kolumnie pod „8“ liczbę 11, 94, która jest prędkością obwodową koła przy 228 obrotach, lecz przy średnicy 1 m. Ponieważ nasze koło posiada średnicę 760 mm. czyli 0,76 m. to prędkość obwodowa naszego koła będzie $11,94 \times 0,76 = 9,0744$ m. na sek.

Jaka jest prędkość obwodowa koła o średnicy 450 mm., które robi 825 obrotów na minutę. Ponieważ w tabeli naszej mamy tylko wyliczenia prędkości obwodowej do 500 obr. a koło nasze robi ich 825 to jest o 325 obrotów więcej, to znajdziemy oddzielnie prędkość dla 500 obr. i oddzielnie dla 325 obr. Przez dodanie tych prędkości otrzymamy prędkość dla 825 obrotów. Dla 500 obr. wynosi ona 26,18 a dla 325—17,02 zatem dla 825 będzie $26,18 + 17,02 = 43,20$. Taka prędkość byłaby dla koła o średnicy 1 m., ponieważ jednak nasze koło posiada średnicę tylko 450 mm. t. j. 0,45 m. to prędkość obwodowa naszego koła będzie $43,2 \times 0,45 = 19,44$ m/s.

Jaka jest prędkość obwodowa koła o średnicy 3 m. 220 mm. jeżeli robi ono 125 obrotów na minutę? Przy 125 obr. prędkość obwodowa w/g tablicy jest 6,55, lecz jest to dla koła o średnicy 1 m. ponieważ koło nasze posiada średnicę 3,22 m. to prędkość naszego koła będzie, tyle razy większa czyli $6,55 \times 3,22 = 21,091$ m/s.

Tablica siły obwodowej obliczonej w kilogramach w/g wzoru $P = \frac{75N}{V}$ to jest w/g ilości przenoszonych koni „N“ i w/g prędkości obwodowej „V“ w metrach na sekundę.

Vm/sek.	ILOŚĆ KONI MECHANICZNYCH „N“								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	75	150	225	300	375	450	525	600	675
2	37,5	75	112,5	150	187,5	225	262,5	300	337,5
3	25	50	75	100	125	150	175	200	225
4	18,75	37,5	56,25	75	93,75	112,5	131,25	150	168,75
5	15	30	45	60	75	90	105	120	135
6	12,5	25	37,5	50	62,5	75	87,5	100	112,5
7	10,71	21,43	32,14	42,86	53,57	64,29	75	85,71	96,43
8	9,38	18,75	28,13	37,5	46,88	56,25	65,63	75	84,38
9	8,33	16,66	25	33,33	41,66	50	58,33	66,66	75
10	7,50	15	22,50	30	37,50	45	52,50	60	67,50
11	6,82	13,64	20,45	27,27	34,09	40,90	47,72	54,54	61,36
12	6,25	12,50	18,75	25	31,25	37,50	43,75	50	56,25
13	5,77	11,54	17,31	23,08	28,85	34,60	40,40	46,15	51,92
14	5,35	10,71	16,07	21,43	26,78	32,14	37,50	42,85	48,21
15	5	10	15	20	25	30	35	40	45

Vm/sek.	ILOŚĆ KONI MECHANICZNYCH „N“								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
16	4,69	9,38	14,06	18,75	23,44	28,13	32,81	37,50	42,19
17	4,41	8,82	13,23	17,65	22,06	26,47	30,88	35,30	39,71
18	4,17	8,33	12,50	16,66	20,83	25	29,16	33,33	37,50
19	3,95	7,89	11,84	15,79	19,74	23,68	27,63	31,58	35,53
20	3,75	7,50	11,25	15	18,75	22,30	26,25	30	33,75
21	3,57	7,14	10,71	14,28	17,86	21,43	25	28,57	32,14
22	3,41	6,82	10,23	13,64	17,05	20,45	23,86	27,27	30,68
23	3,26	6,52	9,78	13,04	16,30	19,57	22,83	26,09	29,35
24	3,13	6,25	9,38	12,50	15,63	18,75	21,88	25	28,13
25	3	6	9	12	15	18	21	24	27
26	2,88	5,77	8,65	11,54	14,42	17,31	20,19	23,08	25,96
27	2,78	5,56	8,33	11,12	13,90	16,66	19,44	22,22	25
28	2,68	5,36	8,04	10,71	13,39	16,07	18,75	21,43	24,11
29	2,59	5,17	7,76	10,34	12,93	15,52	18,10	20,69	23,28
30	2,50	5	7,50	10	12,50	15	17,50	20	22,50

Przykłady. Przekładnia pasowa, czy jakakolwiek inna przekładnia kołowa, przenosi moc 125 koni mechanicznych przy prędkości obwodowej 18 metrów na sekundę. Jak wielka siła w kilogramach występuje na obwodzie?

Przy prędkości obwodowej 18 m/s. i mocy 1-go konia występuje podług powyższej tablicy siła obwodowa 4,17 kg., zatem przy 100 koniach będzie siła 100 razy większa, to jest 417 kg. Przy przenoszeniu mocy 2 koni i prędkości obwodowej 18 m/s. mamy siłę 8,33 kg., a więc przy 20 koniach — 10 razy większą, to jest 83,3 kg. I wreszcie przy mocy 5 koni i tej samej prędkości obwodowej mamy siłę 20,83 kg. Zatem całkowita siła obwodowa w naszym wypadku będzie: $417 + 83,3 + 20,83 = 521,13$ kg.

Teraz, gdy już potrafimy korzystać z tablic, rozwiążmy przykład określenia wymiarów pasa dla pewnych warunków pracy.

Jaki pas należy zastosować dla przenoszenia mocy 16 koni przy pomocy koła pasowego o średnicy 860 mm., które wykonywa 175 obrotów na minutę.

Prędkość obwodowa koła tego w/g tablicy na str. 173 będzie:

$$9,16 \cdot 0,86 = 7,8776 \text{ m/s.}$$

Siła, występująca na obwodzie, przy prędkości (przyjmijemy najbliższą liczbę całkowitą podaną w tabeli na str. 172) 8 m/s. i przenoszeniu mocy 1 konia będzie 9,38 kg. Przy 10-ciu koniach — będzie 93,8 kg. Przy 6-iu koniach — będzie 56,25 kg. Zatem przy 16 koniach siła na obwodzie będzie $93,8 + 56,25 = 150,05$ kg.

Stosując teraz normy w/g tablicy Gehrckensa (str. 170) widzimy, że przy najbliższej do naszego koła średnicy, to jest około 1000 mm. i najbardziej zbliżonej szybkości obwodowej t. j. około 10 m/s., możemy ob-

ciążyć każdy cm. szerokości pasa siłą obwodową do 11 kg. Ażeby zatem przenieść naszą siłę obwodową 150 kg. musielibyśmy zastosować pas, szerokości $150 : 11 = 14$ cm. = około 140 — 150 mm. szerokości.

Wielkość siły obwodowej, występującej w naszym wypadku, mogli-
byśmy obliczyć również ze znanego nam wzoru $P = 1433 \frac{N}{D \times n}$ czyli
 $P = 1433 \frac{0,86 \times 175}{16} = 152,34$ kg. Obecnie obliczenie jest, oczywiście

ściślejsze, ale wymaga trzech działań. Różnica w otrzymanym rezultacie jest tak znikoma, że żadnego praktycznego znaczenia nie posiada.

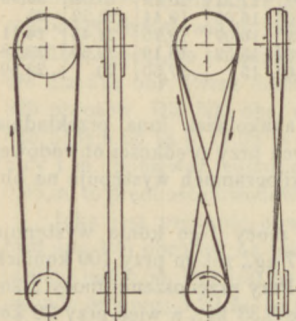


Fig. 263.

Fig. 264.

Przechodząc do strony konstrukcyjnej napędu pasowego wyjaśniamy, że napęd pasowy, jak było to już wyjaśniane, może być stosowany zarówno do wałów równoległych jak i do wałów nierównoległych. Wały równoległe mogą być napędzane pasami prostymi (otwartymi), lub też pasami skrzyżowanymi bez pomocy żadnych rolek, lecz tylko wtedy, gdy koła leżą w jednej płaszczyźnie. W pierwszym wypadku kierunek obrotu kół, a więc i wałów, będzie jednakowy, w drugim wypadku kierunek obrotu wału pędzonego będzie odwrotny do kierunku obrotu wału pędzącego. Ten rodzaj napędu wyjaśniają dostatecznie załączone fig. 263 i 264.

W wypadku gdy wały nie są równoległe, lecz są do siebie prostopadłe, mogą być napędzane pasem tak zwanym półkrzyżowym, lecz tylko przy zachowaniu warunku, że pas zbiegający będzie się odchyłał od kierunku koła pasowego o kąt nie większy niż 30° , jak to wyjaśniają załączone fig. 265—268. Gdyby jednak wzajemne położenie kół, lub stosunek średnic był taki, że pas zbiegający odchyłałby się od kierunku

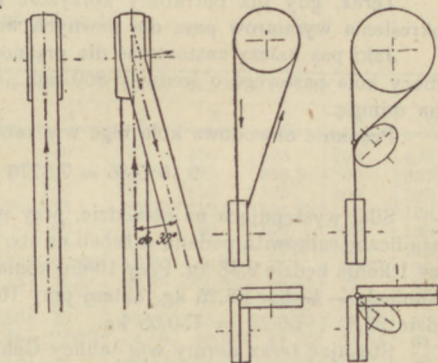


Fig. 265.

Fig. 266.

Fig. 267.

Fig. 268.

koła o kąt większy niż 30° , to pas taki będzie spadał i wówczas zachodzi konieczność zastosowania rolki kierowniczej (fig. 268). Wogóle pamiętać należy, że układ napędu pasowego musi być bezwarunkowo taki, ażeby pas nabiegający nabiegał w kierunku płaszczyzny, przechodzącej przez środek koła, inaczej bowiem pas będzie spadał; natomiast pas, zbiegający z koła, może się od tej płaszczyzny nieco odchyłać, lecz, jak już powie-

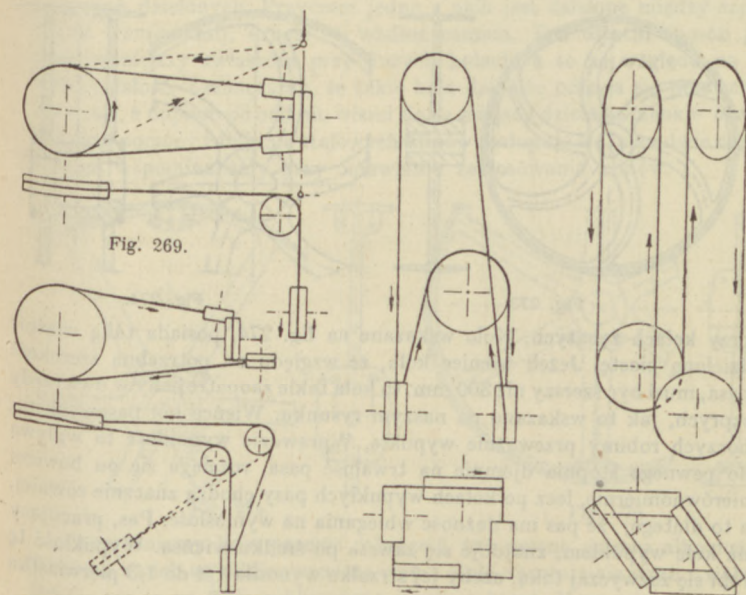


Fig. 269.

Fig. 270.

Fig. 271.

Fig. 272.

dzieliśmy, w żadnym razie nie więcej niż o 30° . We wszystkich więc innych wypadkach, a więc gdy osie wałów są równoległe, lecz koła nie leżą w jednej płaszczyźnie, gdy osie wałów są prostopadłe, lecz odchylenie pasa wypada zbyt znaczne, lub gdy osie wałów nie są równoległe napęd pasowy może być stosowany — zachodzi jednak potrzeba stosowania dodatkowych kół czy rolek kierowniczych. Załączone schematy na fig. 269—272 ilustrują nam kilka takich napędów, nie wyczerpując oczywiście wszelkich możliwości, których może być b. wielka ilość. Przy stosowaniu rolek kierowniczych należy pamiętać, że rolkę ustawia się w tym miejscu, gdzie przecinają się płaszczyzny przechodzące przez środki kół.

Koła pasowe, podobnie jak koła zębate, wykonywa się przeważnie jako odlewane z żeliwa. Bywają one całkowite lub dzielone, zależnie od wielkości i warunków montażowych. Fig. 273 i 274 przedstawiają nam koła pasowe lane całkowite. Koła całkowite większych rozmiarów odlewa się z piastami dzielonymi a następnie ściąga się pierścieniami skurczonymi w celu zabezpieczenia się od szkodliwych skutków skurczu, podobnie jak

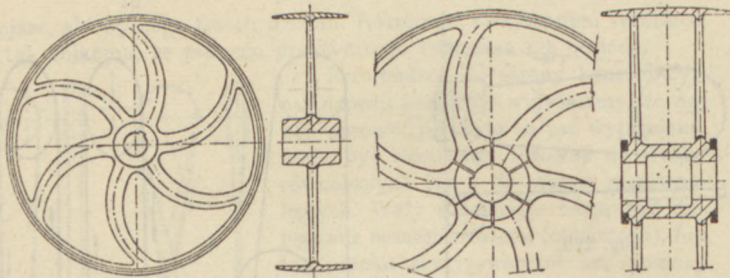


Fig. 273.

Fig. 274.

przy kołach zębatych. Koło wskazane na fig. 274, posiada taką właśnie dzieloną piastę. Jeżeli wieniec koła, ze względu na potrzebną szerokość pasa, musi być szerszy niż 300 mm. to koła takie zaopatrujemy w dwa rzędy szprych, jak to wskazano na naszym rysunku. Wieniec kół pasowych roboczych robimy przeważnie wypukłe. Wprawdzie wypukłość ta wpływa do pewnego stopnia ujemnie na trwałość pasa, rozciąga się on bowiem nierównomiernie, lecz po kołach wypukłych pasy chodzą znacznie równiej, a to dlatego, że pas ma dążność wbiegania na wyniosłość. Pas, pracujący na kole wypukłym, znajduje się zawsze po środku wienca. Wypukłość tę robi się zazwyczaj taką, ażeby jej strzałka wynosiła $1/4$ do $1/3$ pierwiastka drugiej potęgi z szerokości wienca : $h = 1/3 - 1/4 \sqrt{b}$. Grubość wienca sto-

sujemy co najmniej 3 mm. a wogóle — równą $1/300 D$ (średnicy) plus 2 mm. Jeżeli więc budowaliśmy koło o średnicy 1200 mm., to grubość wienca na brzegu powinna być $(1200 : 300) + 2 = 6$ mm. Szerokość wienca jest, oczywiście, zależną od szerokości pasa, jaki na kole tym ma pracować. Wieniec powinien być nieco szerszy od pasa. Szerokość tę dla pasów otwartych robimy o 10% szerszą od pasa plus 10 mm., a dla pasów skrzyżowanych jeszcze o 10% szerszą, niż dla pasów otwartych. Wymiary szprych muszą być obliczone na zginanie. Przyjmujemy zwykle, że moment gnący, występujący w szprychach, to jest iloczyn siły obwodowej przez promień koła, musi być zrównoważony jednoczesną wytrzymałością trzeciej części ogólnej ilości szprych w kole. Przekrój szprych robi się zwykle owalny.

Ilość szprych (ramion) zwykle równa $1/7$ pierwiastka 2 potęgi ze średnicy koła w mm. Grubość piasty robimy równą $1/3$ średnicy wału plus 5 mm., a szerokość piasty co najmniej równą półtorej średnicy wału, a przeważnie szerszą aż do szerokości wienca.

W żadnym jednak razie szerokość piasty nie może być większa, niż szerokość wienca. Fig. 275 i 276 przedstawiają nam konstrukcję lanych kół pasowych dzielonych. Przyczem jedno z nich jest dzielone między szprychami (ramionami), drugie — wzdłuż ramion. Ten ostatni sposób jest praktyczniejszy zwłaszcza przy dużych kołach, a to ze względu na ich wytrzymałość. Zaznaczamy, że takie koła dzielone odlewa się przeważnie w całości, a dopiero po odlaniu wierci się na miejscu dzielenia cienkie otworki i przy pomocy zabijania stalowych klinów rozłupuje się je na dwie części, o czym wspominaliśmy przy omawianiu zastosowania klinów.

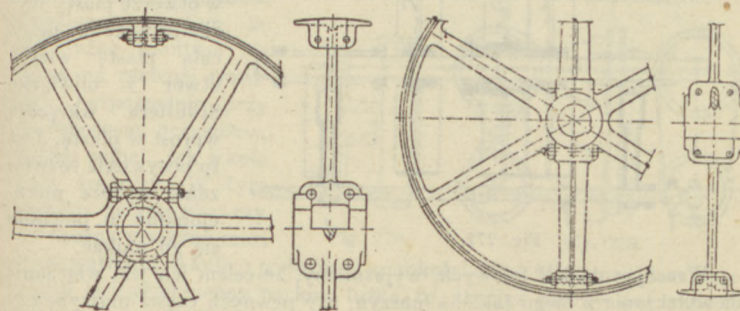


Fig. 275.

Fig. 276.

Rozróżniamy koła pasowe robocze i, tak zwane, jałowe albo luźne. Pierwsze z nich są zaklinowane na wale i stałe obracają się wraz z wałem. Drugie nie są na wale zaklinowane, czyli są luźne. Może więc koło obracać się na wale, chociaż wał jest nieruchomy, lub też wał może się obracać, pomimo że koło się nie porusza. Ponieważ jednak, przy takim ustroju wał w miejscu przylegania doń piasty koła jałowego, „wyrabiał by się“, to, aby uniknąć takiego wyrabiania się wału, co zmniejszałoby jego wytrzymałość, koła jałowe osadza się nie wprost na wale, lecz na lanej tulei, zamocowanej na stałe na wale. Fig. 277 przedstawia nam t. zw. przystawkę transmisyjną, na której widzimy jedno koło jałowe (luźne), mianowicie koło „B“. Koło to wiruje nie bezpośrednio po wale, lecz po pochwie (tulei), która za pomocą śrub jest na stałe przymocowana do wału. Pochwa taka musi oczywiście posiadać odpowiednie urządzenie smarownicze, (zwykle przy pomocy oliwiarki Stauffera). Jakkolwiek racjonalność budowy wymaga właśnie takiego urządzenia, jak wyżej opisane, to jednak zdarza się,

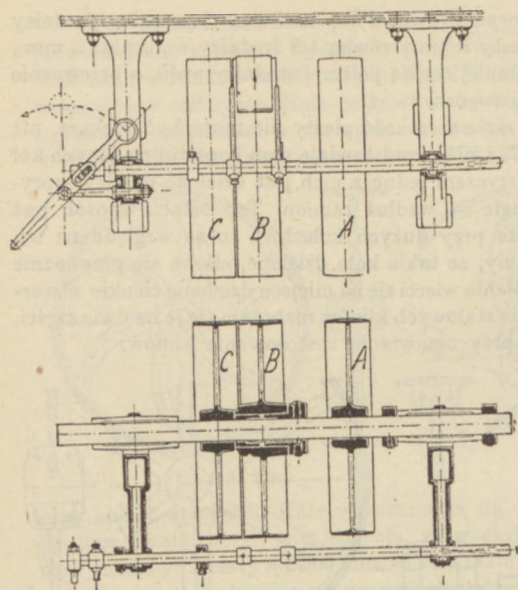


Fig. 277.

Wracając do kół jałowych, wyjaśniamy, że celem ich jest włączanie lub wyłączenie z biegu jakichś maszyn, czy pewnych części maszyn, czy pewnych części pędni. Na to, ażeby móc włączać lub wyłączać jakąś maszynę trzeba mieć ustawione obok siebie dwa koła. Jedno luźne, drugie robocze. Pas natomiast będzie jeden przesuwany bądź na koło robocze, bądź też na jałowe. Jeżeli pas będzie się znajdował na kole roboczym, to dana maszyna czy też dana część pędni będzie w ruchu, jeżeli zaś pas przesuniemy na koło jałowe, to dana maszyna czy też odpowiednia część pędni zostanie zatrzymana. Koła jałowe bywają ustawiane najczęściej na przystawkach, jak to wskazano na podanym przez nas rysunku. Koła „A” i „C” są na owej przystawce kołami roboczymi, to znaczy są one na wale przystawki na stałe zaklinowane. Koła „C” i „B” są połączone jednym wspólnym pasem z kołem pasowym na głównej transmisji, które to koło posiada podwójną szerokość, równą łącznej szerokości kół „C” i „B”. Pas zatem, przerzucony z głównej transmisji na te koła, jest stale w ruchu i, jeżeli przesuniemy go na koło luźne „B”, to koło to będzie się obracało, lecz wał przystawki pozostanie w spoczynku. W spoczynku pozostanie i cała przystawka a więc i napędzana przez nią, zapomocą koła „A”,

że niekiedy, ze względów oszczędnościowych, nasadzają koła luźne bezpośrednio na wał. Dla zabezpieczenia koła od przesuwania się na boki przykręcają wówczas na wale, tuż przy piastce, dwa pierścienie osadcze. Smarowanie skuteczniają wówczas w ten sposób, że w otworze piasty wycinają kanalik, przez całą piastę wiercą otwór i oliwarkę Stauffera wkręcają wprost w piastę. Jest to oczywiście rozwiązanie wysoce nieracjonalne i powinno się go unikać.

odnośna maszyna czy jakaś część transmisji. Jeżeli jednak pas z koła „B”, będącego, jak powiedzieliśmy, stale w ruchu, przesuniemy przy pomocy specjalnego przyrządu i widełek, wskazanych na rysunku, na robocze koło „C”, to wówczas koło to zacznie się obracać a wraz z nim i wał przystawki i koło robocze „A”, które z kolei uruchomi nam odnośną maszynę. Jest to, jak powiedzieliśmy, najczęściej używany sposób stosowania koła jałowego. Prócz niego jednak używa się niekiedy i innego sposobu, polegającego na tem, że koło luźne montuje się wprost na głównej transmisji, bezpośrednio przy kole roboczym, oczywiście, o takiej samej, jak i koło luźne, średnicy. W tym wypadku przystawka czy też odnośna maszyna musi być zaopatrzona w koło o podwójnej szerokości. Przy takim urządzeniu, jeżeli pas jest przerzucony na koło luźne, to, chociaż główny wał transmisyjny stale się obraca, jednakże koło to oraz pas będą w spoczynku. W spoczynku również będzie połączona z nim przystawka czy też jakaś maszyna. Jeżeli teraz zechcemy uruchomić ową maszynę, to musimy przesunąć pas z koła luźnego na transmisji na znajdujące się tuż przy nim koło robocze. Tu jednak napotykamy na pewną trudność. O ile bowiem pas, będący w ruchu, przesunąć jest bardzo łatwo, wystarczy bowiem popchnąć lekko pas nabiegający, to przesunięcie pasa, będącego w spoczynku, zwłaszcza że pas ten silnie przylega do koła, jest bardzo trudne. Na to, aby pas ten dało się przesunąć na koło robocze, trzeba go koniecznie wprowadzić w ruch. Uskuteczniamy to w ten sposób, że dosuwamy koło luźne do koła roboczego tak, by brzeg wieńca dotykał do koła roboczego. Wskutek tarcia, jakie powstaje między brzegami wieńców, koło robocze, będące stale w ruchu, zaczyna porywać z sobą, to jest wprawiać w ruch koło luźne, gdy to ostatnie zacznie się już obracać wówczas przerzucamy pas, co już nie sprawia nam trudności. Koła luźne wykonywamy zazwyczaj z obwodami płaskimi (niewypukłymi) i średnicy nieco mniejszej niż koła

Fig. 278.

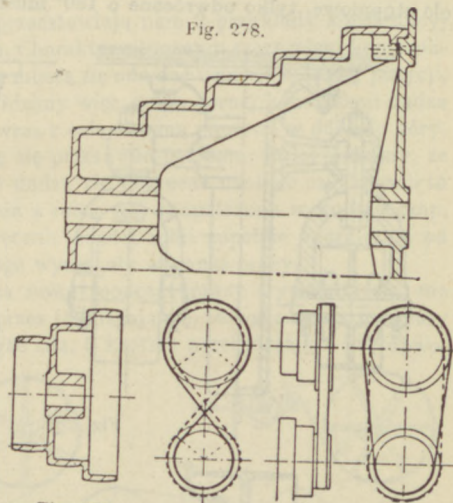
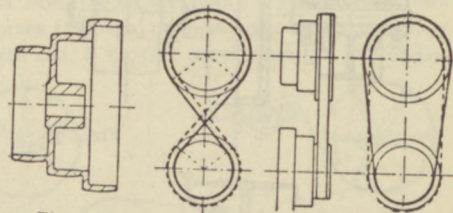


Fig. 279.

Fig. 280.



roboty a to dlatego, by w czasie pracy jałowej pas nie wyciągał się. Jeżeli napędzana maszyna musi pracować przy zmiennej ilości obrotów, to wówczas maszyna taka bywa zaopatrywana w koło pasowe stopniowe i także koło stopniowe, tylko odwrócone o 180° musi być założone jako koło ro-

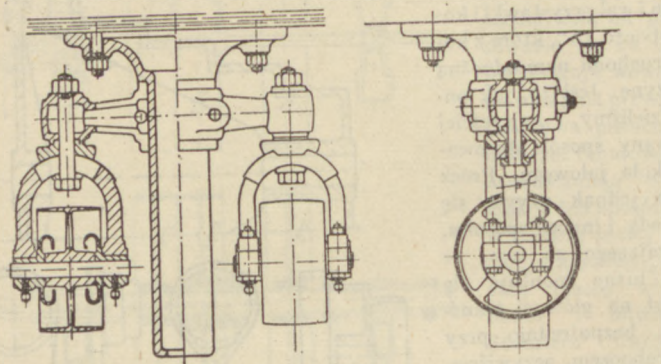


Fig. 281.

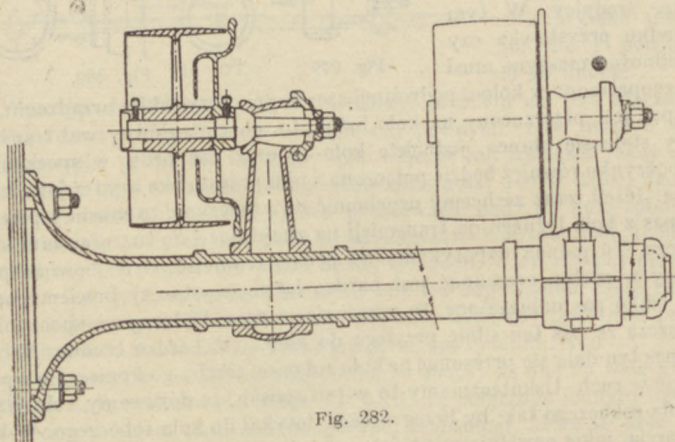


Fig. 282.

bocze na przystawce. Fig. 278, 279 i 280 przedstawiają nam typowe konstrukcje oraz sposób połączenia takich kół pasowych stopniowych. Pas na kołach stopniowych może pracować zarówno jako pas otwarty, jak i skrzyżowany. Ponieważ przy kołach stopniowych ten sam pas przerzu-

camy na różne stopnie, to musi tu być zachowany warunek, żeby długość obwodu pasa dla wszystkich stopni była jednakowa, a to da się osiągnąć najłatwiej wtedy, jeżeli obydwa koła będą jednakowe, tylko ustawione w odwrotnej kolejności stopni.

Następne fig. 281 i 282 przedstawiają nam 2 przykłady konstrukcyj rołek pasowych kierowniczych. Charakterystycznym szczegółem konstrukcyjnym takich rołek jest to, że muszą się one dać ustawić w takiej pozycji, jakiej będzie wymagał pas. Widzimy więc, że na górnej konstrukcji dadzą się one swobodnie przesunąć wraz z całą obejmą pionowo w dół i do góry, a na dolnej konstrukcji dadzą się przesunąć poziomo. Dalej widzimy, że przy obu konstrukcjach rolki dadzą się pokręcać naokoło osi, konsoli to jest o 360° , i że wreszcie każda z rołek jest zaopatrzona w kulisty czop, który umożliwi dowolne skrócenie każdej rolki zupełnie niezależnie od innej, to jest tak, jak będą tego wymagały warunki pracy.

Ponieważ pasy, zwłaszcza nowe, podczas pracy wyciągają się, nie dość szczelnie opasują koła i przez to ślizgają się, to wskazaniem jest pasy nowe przed założeniem obciążyć siłą, 5-krotnie przekraczającą siłę obwo-

dową, jaką dany pas ma przenosić. Nadto przy przekładniach dużych, to jest gdzie pas z koła o dużej średnicy przechodzi na koło o średnicy stosunkowo małej i gdzie wskutek tego opasanie koła małego jest na stosunkowo małej części obwodu, stosuje się specjalne naprężacze pasów, jak to wskazano na fig. 283, 284 i 285. Te naprężacze spełniają podwójną rolę, gdyż rolka naprężacza, znajdując się pod stałym naprężeniem, za pomocą dźwigni i ciężaru nie tylko napręża pas, ale jednocześnie powoduje także większe opasanie małego koła. Przy dynamomaszynach i silnikach elektrycznych ustawianych zazwyczaj na saniach, odpowiednie naprężenie pasa da się łatwo osiągnąć przez przesunięcie silnika na saniach przy pomocy odpowiednich śrub.

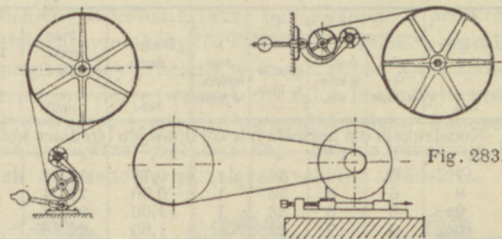


Fig. 284

Fig. 285.

Niezmiernie ważną rzeczą, zwłaszcza dla kół o większych średnicach oraz pracujących przy dużej ilości obrotów, jest należyte ich „wyważenie“ — „wycentrowanie“ to jest sprawdzenie czy środek ciężkości koła znajduje się w osi koła. W tym celu koło osadza się na wałku, który obraca się luźno w łożyskach (najlepiej kulkowych). Jeżeli koło zatrzymuje się

stałe w jednym miejscu, jest to dowodem, że ta właśnie strona koła jest cięższa i w celu przesunięcia środka ciężkości koła do osi należy z przeciwnej strony przymocować na szprysze lub wieńcu odpowiedni ciężarek (najlepiej kawałek ołowiu). Próby te należy przeprowadzić wielokrotnie, aż otrzymamy taki stan zrównoważenia koła, że zatrzymuje się ono samoczynnie za każdym razem w innym miejscu. Koła nie zrównoważone, wskutek powstającej siły odśrodkowej powodują drżenia całego wału transmisyjnego a nawet mogą spowodować złamanie lub zgięcie wału.

Napęd linowy. Do napędu linowego używane bywają liny konopne, bawełniane i stalowe — druciane. Liny konopne wykonywa się albo z konopi europejskich, albo też z konopi manilskich (z wysp Filipińskich). Liny z konopi manilskich są mniej giętkie ale odporniejsze na działanie wilgoci. Liny bawełniane wykonywa się z bawełny amerykańskiej. Są one najbardziej giętkie i sprężyste, ale najmniej trwałe i nie znoszą wilgoci.

Tabela druczanych lin pędnianych Fabryki dawn. „A. Deichsel“ w Sosnowcu.

Średnica liny mm	I Ł O Ś C				Średnica drutu mm	Pole przekr. drutów liny mm ²	Ciężar 1 metra bież. kg.	Siła rozryw. linę	
	spłotów w linie	drutów w spłocie	drutów w linie	dusz konop. w linie				z żelaza szwedz.	
								kg.	z patent. stali kg.
Konstrukcja dla normalnych kół linowych (średnica koła = 175 × średnica liny)									
7	6	6	36	1	0,75	15,84	0,17	650	1650
8	6	6	36	1	0,90	23,04	0,22	925	2500
9	6	6	36	1	1,00	28,08	0,27	1150	3600
10	6	7	42	1	1,00	32,76	0,32	1350	4150
11	6	6	36	1	1,2	40,68	0,40	1650	5100
12	6	7	42	1	1,2	47,46	0,45	1950	6300
13	6	6	36	1	1,4	55,44	0,53	2250	7000
14	6	7	42	1	1,4	64,68	0,64	2600	8100
15	6	8	48	7	1,4	73,92	0,70	3000	9500
16	6	7	42	1	1,6	84,42	0,77	3400	11000
17	6	7	42	1	1,7	95,34	0,87	3650	12250
18	6	8	48	7	1,6	96,48	0,91	4000	13000

Konstrukcja dla mniejszych kół linowych (średnica koła = 150 do 175 × średnica liny)

7	6	7	42	1	0,7	15,96	0,17	650	1800
8	6	7	42	1	0,8	21,00	0,20	850	2400
9	6	7	42	1	0,9	26,88	0,25	1100	2750
10	6	8	48	7	0,9	30,72	0,30	1250	3100
11	6	8	48	7	1,0	37,44	0,36	1520	3800
12	6	9	54	1	1,0	42,12	0,40	1600	4500
13	6	10	60	7	1,0	46,80	0,53	1900	5800
14	6	10	60	7	1,1	57,00	0,65	2300	7400
15	6	10	60	7	1,15	62,40	0,69	2500	8000
16	6	10	60	7	1,20	67,80	0,75	2750	8800
17	6	10	60	7	1,25	73,20	0,80	2950	9300
18	6	12	72	7	1,20	81,36	0,90	3300	10500

Tabela lin konopnych „Manilla“ i „Colonial“ oraz lin bawełnianych, wykonywanych przez fabrykę „Napęd“ w Łodzi.

Średnica liny mm.	Ciężar 1-go metra bież. kg.	Siła rozryw. kg.	Średnica liny mm.	Ciężar 1-go metra bież. kg.	Siła rozryw. kg.
25	0,490	4900	42	1,384	13840
26	0,530	5300	44	1,519	15190
27	0,572	5720	46	1,661	16610
28	0,615	6150	48	1,808	18080
29	0,659	6590	50	1,962	19620
30	0,706	7060	52	2,122	21220
32	0,803	8030	54	2,289	22890
34	0,907	9070	56	2,461	24610
36	1,017	10170	58	2,640	26400
38	1,133	11330	60	2,826	28260
40	1,256	12560			

Liny stalowe druciane wykonywa się z miękkich gatunków stali

Liny konopne wykonywa się w przekroju przeważnie okrągłym, splecionym z 3 żył. Niekiedy wyrabiają także liny konopne o przekroju kwadratowym lub sześciokątnym. Liny bawełniane i druczane wyrabia się wyłącznie okrągłe, przytem liny druczane wykonywane są w ten sposób że każda żyła posiada własną duszę (wewnętrzny spłot konopny) a prócz tego cała lina posiada wewnątrz jeszcze jedną grubszą duszę konopną, co robi się dla uzyskania większej giętkości liny. Zwykle przekroje lin konopnych i druczanych wskazane są na załączonych fig. 286—289.

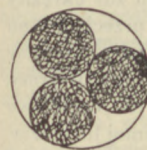


Fig. 286

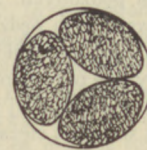


Fig. 287.

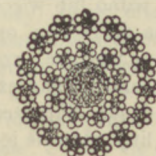


Fig. 288.

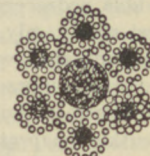


Fig. 289.

Przekroje wieńców kół linowych wskazaliśmy już na fig. 4 i 5 przy omawianiu przekładni linowej. Fig. 4 przedstawia nam przekrój wieńca dla lin konopnych i bawełnianych, fig. 5 dla lin druczanych. Spód kanału dla lin druczanych musi być wyłożony drzewem lub skórą, inaczej bowiem lina druczana szybko by się zdzierzała. Klocki drewniane lub też kawałki skóry zasuwają się przez boczny otwór w wieńcu a potem uderzeniami młotka przesuwają po obwodzie aż do wypełnienia całego obwodu. Liny konopne i bawełniane, jak to widać z fig. 4 zaciskają się w kana-

łach; w tym celu boki kanałów na liny robi się pod kątem 45° . Kanały dla lin drucianych są roztoczone znacznie większym promieniem, niż promień liny, a to w tym celu, ażeby ta ostatnia nie tarła się o boki kanału, lecz swobodnie w nim leżała. Końce lin zarówno konopnych jak i drucianych muszą być razem zaplecione, ażeby połączenie nie tworzyło niedopuszczalnego zgrubienia. Splatanie końców lin jest rzeczą trudną i wymaga specjalnej umiejętności. Na owo splecenie końców potrzeba od 3 do 5 m. liny. Liny konopne podlegają rozciąganiu trwałemu i dlatego wska-

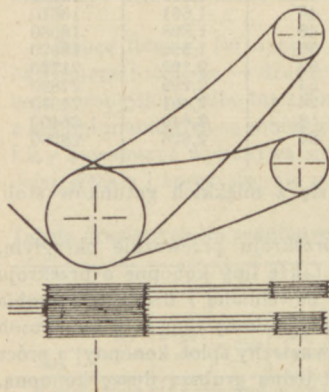


Fig. 290.

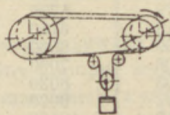


Fig. 291.

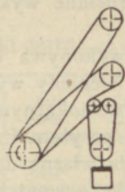


Fig. 292.

zanem jest liny takie przed użyciem wyciągać obciążeniem dwukrotnieprzewyższającym siłę obwodową. Napęd przy pomocy lin konopnych może być albo równoległy, albo okrężny, jak to wskazano na fig. 290, 291 i 292. Napęd równoległy jest wtedy, gdy liny na podobieństwo pasów krótkospiętych, obiegają z koła pędzącego na jedno lub więcej kół pędzonych. Napęd zaś okrężny jest wtedy, gdy jedna długa lina, opasawszy koło pędzące, przechodzi na pędzone, znów wraca na pędzące, przechodzi na inne koło pędzone i wreszcie po przejściu przez mechanizm naprężający liny przy pomocy ciężaru, wraca na pierwotne koło pędzące. Naprężenie liny opinającej koła jest częściowo skutkiem naprężenia liny, głównie jednak wskutek ciężaru samej liny. Dlatego też odległość kół przy napędzie linami konopnymi powinna być znacznie większa, niż odległość kół przy napędzie pasowym. Winna ona wynosić nie mniej niż 6 — 8 m., i nie więcej jak 20 — 25 m. Przekładnię można stosować nie większą jak 1 : 5. Średnica koła linowego powinna być, ze względu na trwałość liny, przynajmniej 40 aż do 50 razy większa od średnicy liny.

Napęd linami drucianymi stosuje się tylko w tych wypadkach, gdy mamy do przeniesienia znaczne ilości energii na znaczną odległość. Najmniejsza odległość wałów kół do lin drucianych winna wynosić około 20 m. a może dochodzić do 100—120 m. Odległość ta musi być znaczną dlatego,

że przyleganie liny do koła powstaje bynajmniej nie przez naciągnięcie liny przed założeniem, lecz na skutek samego ciężaru liny. Liny zatem druciane zawsze posiadają zwis, który będzie tym większy, im większą będzie odległość kół. Jeżeli zwis wypada bardzo znaczny, to wówczas stosuje się koła podporowe, jak to wskazano na fig. 293. Jeżeli odległość, na którą ma być przeniesiona energia napędem linowym jest bardzo znaczna, wynosząca kilkaset metrów, wówczas odległość tę dzielimy na odcinki po 100 — 120 m. i stosujemy pośrednie dwurówkowe koła. Wówczas napęd przenosi się od-

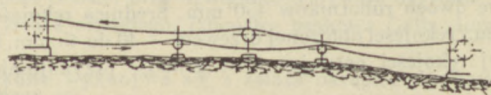


Fig. 293.

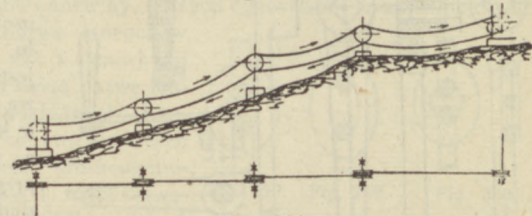


Fig. 294.

dzielnymi linami na coraz dalsze wały pomocnicze, aż do ostatniego, jak to wskazuje fig. 294. Napęd przy pomocy lin drucianych na znacznej odległości miał dawniej stosunkowo większe zastosowanie. Dziś używa się jeszcze niekiedy przy kolejkach linowych, przy różnych urządzeniach transportowych naogół jednak rzadziej, gdyż zostaje zastąpionym przez znacznie wygodniejszą transmisję elektryczną. Ponieważ pęknięcie liny drucianej grozi niebezpieczeństwem, to pamiętać należy, że w miejscach, gdzie takie pęknięcia mogłyby zagrażać ludziom, muszą być stosowane siatki ochronne. Ponieważ liny druciane napędowe pracują przeważnie na otwartym powietrzu, to w celu zabezpieczenia ich od wpływów atmosferycznych (od rdzewienia) wykonywa się je z drutów ocynkowanych a nadto smaruje się je przynajmniej raz na miesiąc tłuszczem. Używa się do tego celu mieszanki loju bydłowego z grafitem lub wygotowanego oleju lnianego.

D Ż W I G N I K I.

Dźwignikami (dźwignicami) nazywamy maszyny służące do podnoszenia ciężarów. Maszyny te stanowią rozległy dział techniki i tworzą obszerną gałąź wiedzy technicznej. Dla naszych potrzeb wystarczy zaznajomienie się z najczęściej spotykanymi częściami tych maszyn, oraz z najpospolitszymi ich konstrukcjami, co ułatwi nam zarówno zrozumienie ich obsługi, jak i orjentowanie się w konstrukcji wielu innych typów maszyn, tu nie opisanych, z którymi możemy się zetknąć w życiu praktycznym.

Korby ręczne, używane do napędu, wykonywa się przeważnie z żelaza kutego, kształtu wskazanego na fig. 295. Rękojeście korb bywają żelazne lub obłożone drzewem (drewniana rurka). Ramiona (promienie) korb ręcznych posiadają długość 350 do 450 mm. Długość rękojeści dla pracy jednego robotnika powinna być 240 mm. a dla jednoczesnej pracy przy korbie dwóch robotników 450 mm. Średnica rękojeści żelaznej — 25 do 35 mm., rękojeści obłożonej drzewem — 40 do 45 mm. Pręt żelazny w drewnianej rękojeści powinien mieć grubość przynajmniej 20 mm.. Grubość

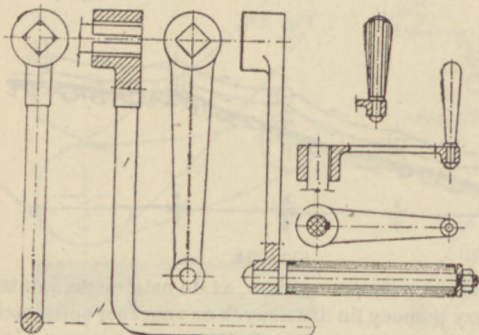


Fig. 295.

walu, na który jest nasadzona korba jednoosobowa, — 35 mm., walu, na który nasadzona jest korba dwuosobowa — 40 do 45 mm. Małe korby, nie napędowe, a służące jedynie do przenoszenia ruchu, posiadają ramiona długości około 300 mm., rękojeści o długości do 80-120 mm. Siła, jaką robotnik pracujący stale przy korbie może na nią

działać, wynosi 10 do 15 kg. Przy pracy krótkotrwałej nacisk ten może wzrastać do 20 kg. Ponieważ prędkość, z jaką robotnik pracuje przy korbie, wynosi średnio 0,8 m/s, to moc robotnika, pracującego przy korbie, możemy przyjmować równą $P \times V = (10 - 15) \times 0,8 = 8$ do 12 kgm. na sek., a przy chwilowym wysiłku $20 \times 0,8 = 16$ kgm./sek.

Koła ręczne napędowe są niekiedy używane zamiast korb. Koła takie wykonują się przeważnie lane z żeliwa o średnicy 800 do 1200 mm. Korbę umieszcza się bądź przy obwodzie, bądź na jednym z ramion, posiadającym do tego celu specjalny nadlew

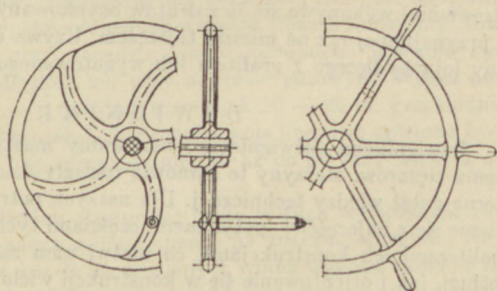


Fig. 296

Fig. 297

w odległości 400 do 450 mm. od środka jak wskazano na fig. 296. Jeżeli względy konstrukcyjne wymagają tego lub jeżeli koło takie nie może być zaopatrzone w korbę, to stosowane bywają promieniowe rękojeście po obwodzie koła, jak to wskazano na fig. 297.

Jako ciągnia robocze (nośne) przy dźwignikach bywają używane: łańcuchy ogniwkowe z żelaza okrągłego, łańcuchy paskowe Galla, liny kopronne i druciane.

Łańcuchy ogniwkowe wykonywa się z żelaza okrągłego w kształcie wskazanym na fig. 298, 299 i 300. Ogniwka są spawane (szwajcowane) ręcznie lub elektrycznie. Łańcuchy, których ogniwka nie są zupełnie równe (jednakowe), noszą nazwę łańcuchów zwykłych. Łańcuchy zaś z ogniwkami zupełnie jednakowymi noszą nazwę łańcuchów kalibrowych (dokładnych). Łańcuchy ogniwkowe wykonywa się trzech rodzajów: krótkoogniwkowe, długoogniwkowe i rozpórkowe.

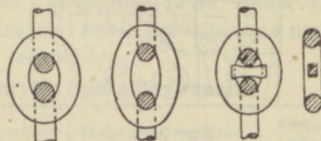


Fig. 298. Fig. 299. Fig. 300.

Wzajemny stosunek wymiarów ogniwek, w zależności od grubości żelaza, wskazany jest na rysunkach w jednakowej skali. Konieczność stosowania przy dźwignikach łańcuchów kalibrowych zamiast zwykłych, które są oczywiście tańsze, zjawia się wówczas, gdy łańcuchy muszą obiegać przez rolki gniazdkowe, to jest rolki zaopatrzone w gniazdka ściśle podług wymiarów ogniwek. Łańcuch posiadający, nie zupełnie jednakowe ogniwka, nie mógłby się oczywiście na rolce takiej układać. Jeżeli zaś dźwignik ma taką konstrukcję, że łańcuchy obiegały po zwykłych rolkach łańcuchowych, bez gniazdek, lub nawijają się na bębny łańcuchowe, to oczywiście można stosować łańcuchy zwykle, nie kalibrowe. Jeżeli porównamy ze sobą łańcuchy ogniwkowe, wykonane z żelaza jednakowej grubości, to łańcuchy krótkoogniwkowe są cięższe od łańcuchów długoogniwkowych, przez to droższe od tych ostatnich, ale też wytrzymalsze. Najwytrzymalszym

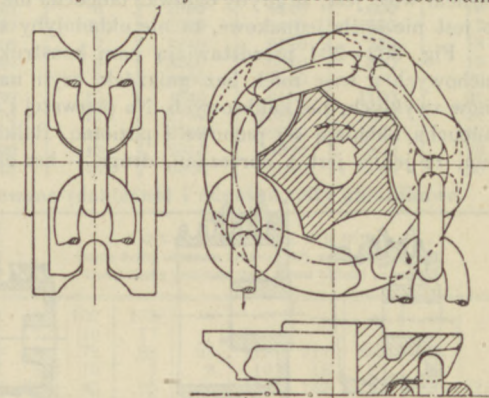


Fig. 301.

typem jest łańcuch z ogniwkami rozpórkowymi. Fig. 301 przedstawia nam konstrukcję rolki łańcuchowej gniazdkowej, przeznaczonej do łańcuchów kalibrowych. Widzimy, że ogniwka pionowo układają się podczas pracy w kanale, zaopatrzonym w specjalne zagłębienia, ściśle podług

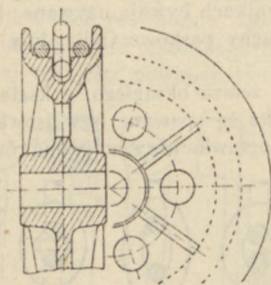


Fig. 302.

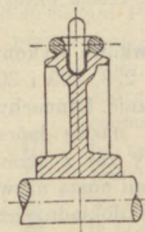


Fig. 303.

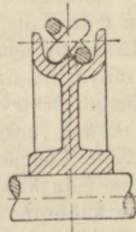


Fig. 304.

kształtu ogniwek. Jednocześnie ogniwka poziomo układają się w specjalnych gniazdkach kształtu ściśle dostosowanego do kształtu ogniwek. Jasnym więc jest, że gdyby ogniwka łańcucha nie były zupełnie dokładne, to jest nie ściśle jednakowe, to nie układałyby się na takiej rolce.

Fig. 302—304 przedstawiają nam konstrukcję zwykłych rolek łańcuchowych a więc rolek bez gniazdek, czyli nadających się do łańcuchów zwykłych, nie kalibrowych. Na pierwszej i na drugiej rolce ogniwka łańcucha układają się pionowo i poziomo. Rolki te różnią się od siebie tem, że jedna jest z obrzeżami, druga — bez obrzeży. Trzecia rolka po-

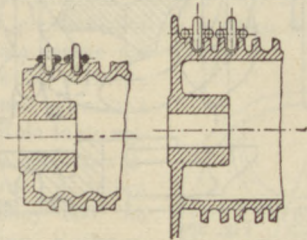


Fig. 305.

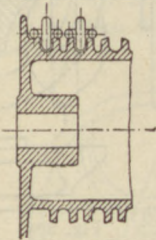


Fig. 306.

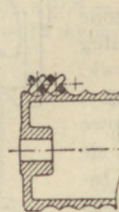


Fig. 307.

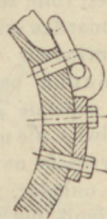


Fig. 308.

siada kanał skonstruowany w ten sposób, że ogniwka łańcucha układają się w niej ukośnie. Dalsze fig. 305—307 przedstawiają nam szczegóły konstrukcyjne bębnow do nawijania łańcuchów. Bywają one, jak widzimy, również bez obrzeży i z obrzeżami oraz do układania się ogniwek łańcucha pionowo i poziomo, lub też ukośnie. Na fig. 308 widzimy konstrukcyjny

szczegół umocowania końca łańcucha do bębna łańcuchowego. Przy okazji zaznaczamy, że stosowanie bębnow łańcuchowych do nawijania łańcucha okazało się przy dźwignikach rzeczą niewygodną. Przy znacznych bowiem wysokościach podnoszenia potrzebna jest zarówno znaczna długość łańcucha jak i znaczna szerokość bębna, co zwiększa koszt całej konstrukcji. I ta właśnie okoliczność, ta niewygodna skłoniła konstruktorów do stosowania rolek gniazdkowych, a co za tem idzie i łańcuchów kalibrowych. Łańcuch, nawijany na rolkę gniazdkową, po przejściu pół obrotu rolki zaraz się z niej odwija. Zbytecznym więc staje się bęben. Rolka gniazdkowa nie tylko kieruje łańcuch ale jednocześnie i trzyma go. Drugi koniec łańcucha odwija się z rolki i swobodnie zwisa. Rolka więc taka zastępuje zarówno rolkę kierowniczą jak i bęben łańcuchowy a nadto umożliwia stosowanie nieco krótszych łańcuchów.

Krótkoogniwkowe łańcuchy zwykłe (niekalibrowane).

Dopuszczalne obciążenie w kg.	Obciążenie próbne w kg.	Przybliżona waga 100 m w kg.	Srednica żelaza w łańcuchu mm	Dopuszczalne obciążenie w kg.	Obciążenie próbne w kg.	Przybliżona waga 100 m w kg.	Srednica żelaza w łańcuchu mm
250	450	60	5	2250	4250	510	15
360	700	80	6	2560	4840	600	16
400	850	90	6,5	2900	5460	700	17
490	1000	110	7	3240	6120	730	18
640	1200	140	8	3600	6820	810	19
810	1600	180	9	4000	7560	900	20
1000	1890	230	10	4840	9150	1100	22
1210	2290	270	11	5760	10880	1300	24
1440	2720	320	12	6760	12780	1600	26
1690	3190	380	13	7810	14820	1800	28
1960	3700	440	14	9000	17000	2100	30

Łańcuchy kalibrowane (dokładne) i odnośnie rolki gniazdkowe.

Srednica żelaza w ogniwkach mm	Przeswa ogniwa mm	Największe dopuszczalne obciążenie w kg.	ROLKI GNIAZDKOWE							
			Górne liczby oznaczają średnicę koła podziałowego rolki. Dolne liczby oznaczają ilość zębów = ilości gniazdek.							
4,5	16	125	62	102	173	—	—	—	—	—
			7	10	17	—	—	—	—	—
5	18,5	155	58	72	83	95	118	212	283	365
			5	10	7	8	10	18	24	31
6	18,5	225	72	83	95	118	130	142	187	200
			6	7	8	10	11	12	16	17
6	20	225	76	140	166	179	204	255	281	357
			6	11	13	14	16	20	22	28
7	22,5	300	73	85	100	115	143	172	187	286
			5	6	7	8	10	12	13	20
8	22,5	400	73	85	100	115	143	158	172	186
			5	6	7	8	10	11	12	13
9	25	500	82	97	128	160	176	239	319	430
			5	6	8	10	11	15	20	27
9,5	31	565	100	120	159	198	238	316	336	360
			5	6	8	10	12	16	17	18

Średnica szelusa w ogniwach mm	Przewit ognia 1 mm	Największe dopuszczalne obciążenie kg.	ROLKI GNIAZDKOWE									
			Górne liczby oznaczają średnicę koła podziałowego rolki. Dolne liczby oznaczają ilość zębów = ilości gniazdek.									
11	30	750	98	114	135	153	192	211	223	268	287	
			5	6	7	8	10	11	12	14	15	
13	36	1050	117	137	162	185	207	230	253	276	299	
			5	6	7	8	9	10	11	12	13	
14,5	42,5	1300	165	218	272	320	380	407	479	511	560	
			6	8	10	12	14	15	16	17	18	
16	48	1600	156	186	216	275	337	362	490	511	560	
			5	6	7	9	11	12	16	17	18	
18	54	2000	175	210	243	277	311	332	479	511	560	
			5	6	7	8	9	10	14	15	16	
20	62,5	2500	200	242	281	320	360	—	—	—	—	
			5	6	7	8	9	—	—	—	—	
22	62,5	3025	243	282	321	361	479	796	—	—	—	
			6	7	8	9	12	20	—	—	—	
25	72	3900	236	279	325	370	415	565	—	—	—	
			5	6	7	8	9	12	—	—	—	
30	80	5600	260	310	361	411	—	—	—	—	—	
			5	6	7	8	—	—	—	—	—	
32	80	6375	310	411	—	—	—	—	—	—	—	
			6	8	—	—	—	—	—	—	—	

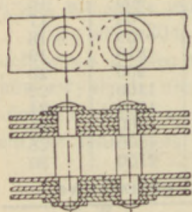


Fig. 309.

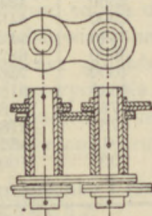


Fig. 310.

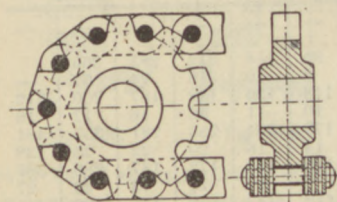


Fig. 311.

obciążeniach są używane zamiast łańcuchów zwykłych.

Łańcuchy paskowe — Galla, zwane także sworzniowemi albo przegubowemi, używane bywają do większych obciążeń i nadają się do pracy przy większych szybkościach. Jak widać z fig. 309—311, łańcuchy sworzniowe nośne nie różnią się w zasadzie od znanych nam już łańcuchów tego samego typu, używanych przy pędniach łańcuchowych. Jedyna różnica polega na większej ilości płytek, wywołanej potrzebą większej wytrzymałości łańcuchów. Przy łańcuchach tych używa się wyłącznie rolek uzębionych. Łańcuchy te są stosunkowo drogie i nie posiadają giętkości w kierunku bocznym, zapewniają natomiast znacznie większe bezpieczeństwo i dlatego przy dużych

Tabela wymiarów łańcuchów nośnych Galla.

Nr	Gwarantowana nośność kg.	Podziałka mm.	Długość sworzni środkowych mm.	Średnica sworzni środkowych mm.	Średnica czopków mm.	Ilość płytek	Grubość płytek mm.	Szerokość płytek mm.	Kształt płytek	Waga 1 m. bieżącego w kg.
1	100	15	12	5	4	2	1,5	12	wcięty	0,7
2	250	20	15	8	6	2	2	15		1
3	500	25	18	10	8	2	3	18		2
4	750	30	20	11	9	4	2	20		2,7
5	1000	35	22	12	10	4	2	26		3,8
6	1500	40	25	14	12	4	3	30		5
7	2000	45	30	17	14	4	3	35		7,1
8	3000	50	35	22	18	6	3	38		11,2
9	4000	55	40	24	21	6	4	40		16,5
10	5000	60	45	26	23	6	4	46		19
11	6000	65	45	28	25	6	4,5	52	prosty	24,7
12	7500	70	50	32	28	8	4,5	52		32
13	10000	80	60	36	32	8	5,5	60		37
14	15000	90	70	40	37	8	5,5	70		50,6
15	20000	100	80	46	41	10	5,5	80		82
16	25000	110	90	50	44	10	6	90		96

Liny nośne konopne i druciane. Załączone fig. 312—314 przedstawiają nam rolę używaną do lin oraz szczegóły zamocowania końców lin przy bębnoch do nawijania. Na fig. 313 widzimy szczegół zamocowania przy bębnie liny konopnej, na fig. 314 zaś — zamocowanie końca liny drucianej.

Bębny do nawijania lin konopnych robi się gładkie, natomiast bębny do nawijania lin druczanych — częściej rowkowane, a to w tym celu ażeby lina brzegami nie tarta się o sąsiedni zwój. Następne fig. 315, 316 i 317 przedstawiają nam szczegóły zamocowania drugiego swobodnego

końca liny nośnej do haka czy też obejmę. Obciążony koniec liny w celu za-

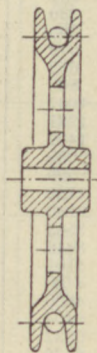


Fig. 312.

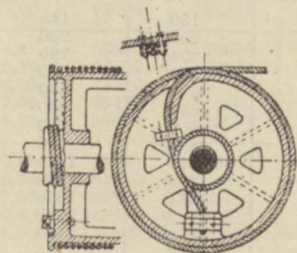


Fig. 313.

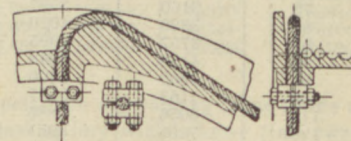


Fig. 314.

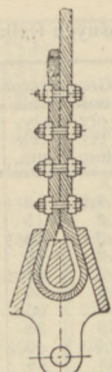


Fig. 315.

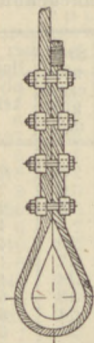


Fig. 316.

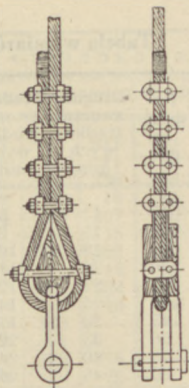


Fig. 317.

bezpieczenia liny od rozkręcania się winien być owinięty drutem i ewentualnie oblutowany

Liny konopne do dźwignie.

Średnica liny mm	Nośność liny przy 8-krotnym bezpieczeństwie w kg.			Waga 1 m b. liny w kg.	
	konopie rosyjskie	konopie zgrzeblone	konopie zgrzeblone badenkie	konopie rosyjskie zwykłe	konopie zgrzeblone
13	130	145	165	0,13	0,14
16	200	230	251	0,20	0,21
18	254	290	330	0,24	0,25
20	314	350	393	0,30	0,31
23	416	470	519	0,38	0,39
26	531	600	663	0,50	0,51
29	660	740	825	0,65	0,67
33	855	960	1067	0,78	0,80
36	1017	1145	1271	0,93	0,96
39	1194	1340	1492	1,10	1,15
46	1661	1870	2055	1,45	1,50
52	2122	2390	2599	1,90	1,95
55	2226	2493	2783	2,15	2,25
60	2473	2755	3180	2,50	2,55
65	2694	2984	3563	2,80	2,90
70	2885	3221	3846	3,30	3,50
75	3160	3587	4101	3,80	3,90
80	3328	4020	4460	4,30	4,50
85	3757	4395	4890	4,85	5,00
90	4133	4848	5404	5,40	5,60
95	4665	5400	5932	6,10	6,30
100	5163	5887	6476	7,00	7,20
110	6056	6886	7598	8,30	8,50
120	7206	8051	8890	9,50	9,60
130	8300	9286	10103	11,30	11,50
140	9610	10577	11535	13,30	13,60
150	10810	11700	12805	15,00	15,30

Liny druciane do dźwignie.

Grubość drutu mm	Ilość drutów w linie	Ilość dusz konopnych w linie	Średnica liny mm	Przybliżona waga 1 m. b. liny mm	CIĘŻAR ROZRYWAJĄCY LINĘ W KG.		
					Druły lanostalowe, patentowane o wytrzymałości na rozzerwanie		
					12000 kg. na cm ²	15000 kg. na cm ²	18000 kg. na cm ²
1,6	56	8	20	1,20	13520	16900	20280
	84	1	22	1,70	20280	25350	30420
	96	7	24	1,85	23170	18960	34760
	114	1	26	2,25	27500	34380	41250
	133	1	28	2,60	32100	40120	48150
1,8	56	8	23	1,50	17100	21370	25650
	84	1	25	2,10	25660	32100	38490
	96	7	27	2,30	29320	36650	43980
	114	1	29	2,75	34800	43500	52200
	133	1	31	3,25	40600	50750	60900
2,0	96	7	30	2,85	36200	45250	54300
	114	1	32	3,40	42990	53730	64480
	133	1	35	4,00	50150	62690	75220
	162	1	38	5,00	61070	76340	91600
	180	1	41	5,70	67860	84830	101800
2,2	96	7	33	3,45	43780	54730	65670
	114	1	35	4,10	52000	65000	78000
	133	1	38	4,80	60660	75830	90990
	162	1	42	5,90	73900	92380	110850
	180	1	45	7,00	82100	102630	123150
2,5	96	7	37	4,45	56520	70650	84780
	114	1	40	5,30	67150	83940	100780
	133	1	44	6,20	78340	97930	117500
	162	1	48	7,50	95430	119290	143150
	180	1	52	9,00	106000	132500	159000
2,8	96	7	42	5,60	70930	88660	106400
	114	1	45	6,70	84240	105300	126360
	133	1	49	7,80	98280	122850	147420
	162	1	53	10,60	119700	149630	179550
	180	1	58	11,30	133000	166250	199500
3,1	96	7	47	6,85	86970	108710	130460
	114	1	50	8,20	103250	129060	154880
	133	1	55	9,60	120560	150700	180840
	162	1	59	13,00	146730	183410	220100
	180	1	64	13,80	163060	203830	244590

Oprócz zwykłych lin nośnych druczanych używane są także i inne rodzaje lin specjalnych a więc liny płaskie, liny wielolinkowe (tak zwane kable), różne liny patentowanych konstrukcyj, liny z drutów kształtowych i t. p. lecz niemi tu zajmować się nie będziemy.

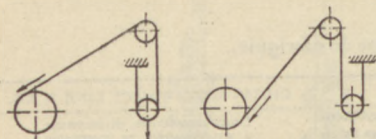


Fig. 318.

Fig. 319.

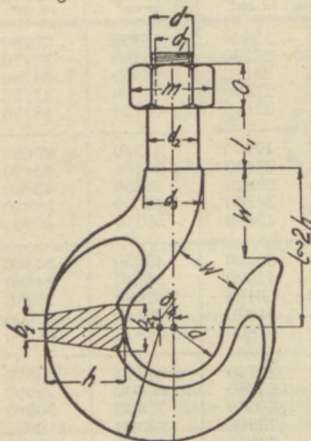


Fig. 320.

Stosując przy dźwignikach liny, powinniśmy starać się dawać taki układ, ażeby lina zarówno przy nawijaniu jak i przy rozwijaniu się podlegała zawsze tylko jednostronnemu wyginaniu. Układ wskazany

na fig. 318 jest prawidłowy. Wskazany zaś na fig. 319 jest błędny. Prawidłowy układ bębna i rołek wpływa bardzo dodatnio na długotrwałość liny.

Haki. Konstrukcję normalnego haka mamy przedstawioną na fig. 320. W haku takim, przy zawieszeniu nań jakiegos ciężaru, występują jednocześnie naprężenia rozrywające i naprężenia gnące w poziomym przekroju haka. Dlatego też kształt normalnego haka został tak dobrany, ażeby przy najmniejszej ilości zużytego materiału posiadał on największą wytrzymałość na owo obciążenie złożone, to jest rozrywanie i gięcie. Załączona tabela podaje nam wymiary normalnych haków pojedynczych.

Nośność w kg.	Promień gardzieli a = mm	h = 2a mm	b ₂ mm	b ₁ mm	Zewnętrzna średnica gwintu cali	Średnica szypuły	
						d ₂ = mm	d ₃ = mm
600	30	60	35	13	5/8	20	20
1000	32	64	35	15	3/4	22	28
2000	34	68	38	15	1	28	34
3000	36	72	45	15	1 1/4	34	40
4000	40	80	60	20	1 3/8	38	46
5000	40	80	63	21	1 1/2	40	50
6000	45	90	66	22	1 3/4	45	55
7500	50	100	75	25	1 7/8	50	60
10000	60	120	84	28	2 1/4	60	70
15000	70	140	108	36	2 3/4	70	80
20000	80	160	120	40	3	80	90
25000	90	180	138	46	3 1/4	90	100
30000	100	200	150	50	3 1/2	100	110
50000	115	230	155	60	4 1/2	125	140

Narządy wstrzymujące. Przy dźwignikach są używane pewne przyrządy, które służą do zatrzymywania mechanizmów windowych, a co zatem idzie i do utrzymywania ciężarów na pewnej wysokości. Służą one również do opuszczania ciężarów pod wpływem siły ciężkości, lecz z umiarkowaną szybkością. Do celu powyższego używane są koła zębate zapadkowe albo też hamulce.

Koła zębate zapadkowe, zwane także wechwytnymi zębatymi, jak widać to na fig. 321 i 322 składają się z kółka zębatego, zaklinowanego na wale

bębna, oraz zapadki. — Koła zębate posiadają taki kształt zębów, ażeby przy obracaniu się tych kół w jednym kierunku, a mianowicie w kierunku, nawijania liny czy łańcucha, zapadka z nich się ześlizgiwała. Przy obracaniu się zaś kół w przeciwnym kierunku, to

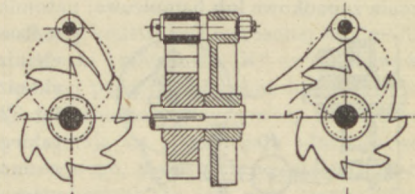


Fig. 321.

Fig. 322.

jest w kierunku rozwijania się liny lub łańcucha, zapadka albo podiera ząb koła (fig. 321), albo zahacza za ząb i wstrzymuje obracanie się koła (fig. 322). Przez zatrzymanie kółka zębatego zostaje zatrzymany również i bęben a więc i lina lub łańcuch i ciężar przywieszony do liny pozostaje w miejscu. Ażeby zapadka funkcjonowała dobrze i niezawodnie musi ona luźno obracać się na bolcu, ażeby pod wpływem własnego ciężaru samoczynnie zeskakiwała z jednego zęba na drugi i kąt zazębienia zapadki z kołem musi być mniejszy od kąta prostego, inaczej bowiem zapadka mogłaby się ześlizgiwać. Zwykle kąt ten robi się równy 71°. Po za tem zapadka oraz bolec, na którym jest ona umocowana, muszą posiadać dostateczną wytrzymałość niezbędną do przeciwdziałania momentowi skręcającemu wał bębna który to moment powstaje pod wpływem ciężaru działającego na linę.

Hamulce. Przy dźwignikach przeważnie stosowane są hamulce konstrukcji taśmowej, jakkolwiek spotyka się także hamulce klockowe, oraz stożkowe, cierne, konstrukcji wskazanej w dziale pędni (fig. 252). Najprostszy hamulec taśmowy (fig. 323) składa się z koła hamulcowego, oraz taśmy hamulcowej, której oba końce umocowane są do dźwigni (w naszym wypadku dwuramiennej). Jeżeli na dłuższe ramię dźwigni będziemy działali siłą „P”, to może powstać tak znaczny opór tarcia, że moment tego oporu, to jest iloczyn oporu tarcia przez promień koła hamulcowego, może być większy, niż moment ciężaru

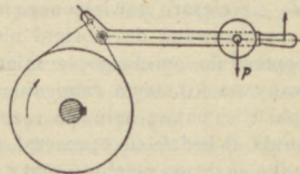


Fig. 323.

działającego na linę, t. j. iloczyn ciężaru przez promień bębna. Jeżeli w miejscu „P” zawiesimy na stałe odpowiedni ciężar, to mechanizm będzie zahamowany. Jeżeli zaś zluźnimy hamulec przez podniesienie dźwigni do góry to n. p. pod wpływem ciężaru, zawieszono na linie nośnej, bęben zacznie się obracać, lina rozwijać i ciężar pod wpływem siły ciężkości — opuszczać. Miarkując luzowanie hamulca możemy regulować szybkość rozwijania się liny z bębna i opuszczania zawieszono na linie ciężaru.

Mniejsze i ręczne mechanizmy windowe posiadają takie jak wyżej urządzenia zapadkowe lub hamulcowe; natomiast mechanizmy, napędzane siłą

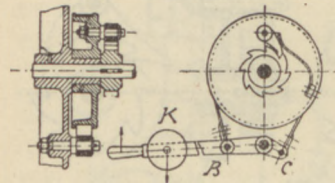


Fig. 324.

motorową, posiadają zazwyczaj mechanizm zapadkowy zespolony z mechanizmem hamulcowym. Załączona fig. 324 przedstawia nam konstrukcję takiego mechanizmu zespolonego, zwanego także hamulcem wechwyłowym. Koło zębate jest zaklinowane na wale bębna linowego lub łańcuchowego — obraca się zatem wraz z bębniem. Zapadka natomiast jest umocowana na bolcu, przykręconym do koła hamulcowego, które obraca się luźno. Obracanie się bębna w kierunku nawijania liny nie napotyka na żadne trudności, ponieważ przy ruchu tym zapadka zeskakuje z zębów koła zębatego. Odwrotny kierunek obracania się bębna (to jest kierunek rozwijania liny) jest uniemożliwiony, albowiem koło hamulcowe jest zahamowane, a przeto utrzymuje w miejscu zapadkę; ta zaś zatrzymuje koło zębate i bęben. Ciężar więc, wiszący na linie nośnej, jest zatrzymany w miejscu. Samoczynne opuszczanie się ciężaru, czyli rozwijanie liny i odwrotny kierunek obracania się bębna jest możliwy dopiero wówczas, gdy podniesiemy dźwignię, to jest zluźnimy hamulec. Koło hamulcowe zacznie się wówczas obracać w kierunku odwrotnym wraz z zapadką i kołem zębatego a więc i wraz z bębniem, który jest zaklinowany na tymże wale, co i koło zębate. Regulując ręcznie stopień zluźniania hamulca, regulujemy jednocześnie szybkość opuszczania się ciężaru zawieszono na linie nośnej. Taśma hamulcowa jest tu przymocowana do dźwigni nieco inaczej, niż przy konstrukcji hamulca poprzednio opisanego, a mianowicie: jeden koniec taśmy jest umocowany na krótszym ramieniu dźwigni, drugi zaś na dłuższym. Hamulec taki nosi nazwę hamulca różnicowego. Jeżeli pod wpływem ciężaru „K” punkt B będzie się opuszczał, to jednocześnie punkt C będzie się podnosił tylko że droga przebyta przez punkt B będzie dłuższą, niż droga przebyta przez punkt C. Taśma zatem będzie silniej naprężona i przyciśnięta do koła hamulcowego. Maszyna będzie zahamowana. Podobne zjawisko lecz w porządku odwrotnym będzie i przy luzowaniu hamulca, to jest przy

podnoszeniu dźwigni do góry. Punkt B będzie się więcej podnosił, niż punkt C opuszczał, czyli taśma hamulcowa będzie luzowana. Ten rodzaj hamulca jest znacznie czulszy od poprzedniego i przy tem wymaga stosunkowo mniejszego obciążenia ciężarem „K”.

Taśmy hamulcowe zwykle wyklada się od wewnątrz, to jest na powierzchni przylegania ich do koła hamulcowego drzewem, skórą lub tkaniną azbestową z drutem a to w celu stworzenia większego oporu tarcia i zabezpieczenia taśmy od zdzierania się.

Hamulec automatyczny odśrodkowy konstrukcji wskazanej na fig. 325 zbudowany jest w ten sposób, że klocki hamulcowe „K” są umocowane jednemi końcami tuż przy wewnętrznej powierzchni bębna hamulcowego. Pod działaniem siły odśrodkowej, dość znacznej przy pewnej ilości obrotów wału bębnowego, klocki te rozginają się i przylegają silnie do wewnętrznej powierzchni bębna hamulcowego, a wskutek powstałego oporu tarcia hamują go. Przy mniejszych obrotach, to jest przy małej prędkości opuszczania się ciężaru na linie nośnej, klocki te są odciągane od powierzchni przy pomocy sprężyny na wale, która pokręca obejmę w odwrotnym kierunku: Przez to działa na drążki „d” i odciąga do środka końce klocków. Klocki wówczas nie przylegają do wewnętrznej powierzchni bębna hamulcowego, a więc nie hamują go. Hamulec więc taki nie wymaga ręcznego luzowania go i miarkowania prędkości rozwijania się liny i opuszczania ciężaru.

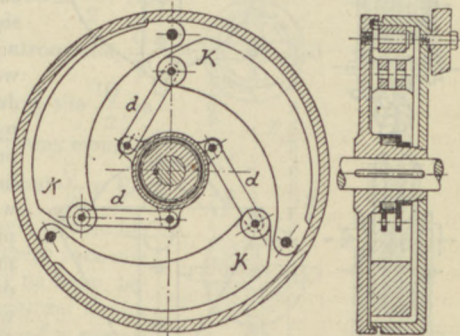


Fig. 325.

Z chwilą, gdy szybkość spadania ciężaru przekroczyła pewną normę, w stosunku do której została obliczona siła sprężyny i ciężar klocków hamulcowych, hamulec taki automatycznie rozpoczyna działać. Im klocki będą cięższe a sprężyna słabsza, tym mniejszą będzie szybkość samoczynnego opuszczania się ciężaru i naodwrot: im klocki będą lżejsze a sprężyna mocniejsza, tym większą będzie szybkość opuszczania się ciężaru.

Zaznajomiwszy się z pospolitemi częściami maszyn do podnoszenia, przejdźmy do rozpatrzenia poszczególnych ustrojów dźwigni. Z nie-

którymi z nich zetknęliśmy się już w dziale maszyn prostych. Znane nam ze sposobu działania bloki stałe i ruchome, wielokrążki, kołowroty, koła zębate i śruby są właśnie najprostszymi dźwignikami. Rozpatrzmy je obecnie pod względem szczegółów konstrukcyjnych.

Wielokrążek wielokrotny, przedstawiony na fig. 326, składa się z dwóch części. Z górnego zespołu bloków osadzonych we wspólnej ramie, zaopatrzonej w hak do zawieszania wielokrążka, i z dolnego zespołu o takiej samej ilości krążków, jak w górnym zespole, umocowanych również we wspólnej ramie z hakiem do zawieszania dźwiganego ciężaru. Ilość krążków (bloków) w każdym zespole bywa od 2 do 6-ciu. Jako ciągną nośnego używa się przy pracy ręcznej lin kopnowych, przy pracy motorowej — również lin drucianych. Jeden koniec liny przywiązany jest do poprzecznego bolca przy górnej obejmie, poczem lina obiega kolejno przez blok w dolnej oprawie, następnie przez blok w górnej, poczem przez drugi blok w dolnej, drugi blok w górnej i t. d. aż wreszcie drugi wolny koniec liny schodzi z ostatniego górnego bloku. Do tego wolnego końca liny przyczepiamy siłę. Bloki, osadzone w górnej ramie, pracują jako bloki stałe, osadzone zaś w dolnej ramie

— jako bloki ruchome. Wielkość siły, potrzebnej do zrównoważenia ciężaru, jak wiemy to już z naszych poprzednich rozważań; równa się, przy nieuwzględnieniu strat, ciężarowi podzielonemu przez ilość krążków (bloków) w obu obejmach $P = \frac{Q}{n}$ a uwzględniając sprawność wielokrążka

$$P = \frac{Q}{n \times \eta} \quad (\text{porównaj rozważania na str. 88 i 96-ej}).$$

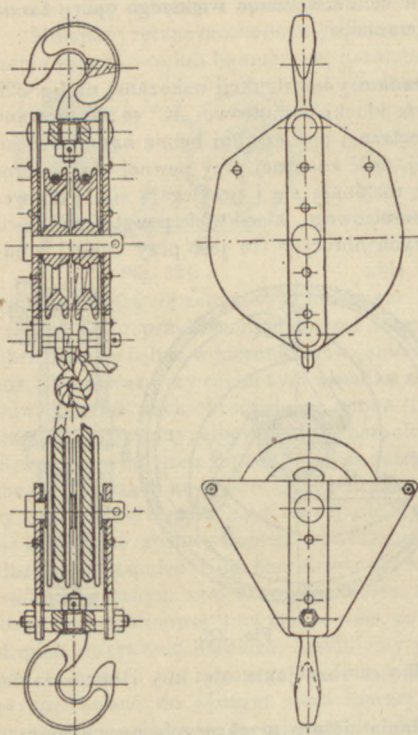


Fig. 326.

Weiąg (blok-wielokrążek) różnicowy Westona zbudowany jest w ten sposób (fig. 327), że w górnej obejmie umontowana jest rolka łańcuchowa gniazdkowa z kanałami na dwa łańcuchy. przyczem koło podziałowe jednego kanału jest o większym promieniu „R” a koło podziałowe drugiego kanału jest o mniejszym promieniu „r”. Są to więc jak gdyby dwie niejednakowe gniazdkowe rolki łańcuchowe, połączone w jedną całość. Stosunek promieni kół podziałowych rolek t. j. $\frac{r}{R}$ bywa najczęściej 7/8, 11/12 lub 14/15.

Dolna obejmka posiada jedną zwykłą rolkę łańcuchową (bez gniazdek). Pracuje ona jako blok ruchomy i wielkość jej odgrywa małą rolę. Cięgnem roboczym przy tych blokach jest zwykle łańcuch kalibrowany. Jeżeli na dolnym haku mamy zawieszony ciężar Q, to ciężar ten przenosi się na dolną rolkę i wywołuje naprężenie w łańcuchu, mianowicie, po każdej stronie naprężenie równe $\frac{Q}{2}$. Na

górną rolkę działa z prawej strony siła $\frac{Q}{2}$ na ramieniu R, a z lewej strony siła $\frac{Q}{2}$ na ramieniu r. Po prawej stronie mamy moment $\frac{Q}{2} R$ a po lewej stronie moment $\frac{Q}{2} r$. Po-

nieważ moment siły po prawej stronie będzie większy (wskutek większego ramienia siły), to ciężar Q, zawieszony na haku, będzie w tych warunkach opuszczał się ku dółowi. Aby ciężar ten utrzymać w równowadze, musi nastąpić równość momentów, co możemy uskutecznić przez działanie na lewą stronę rolki dodatkowym momentem siły P (siły ciągnącej) na ramię R. Otrzymamy więc z lewej strony rolki sumę momentów $P \times R$ i $\frac{Q}{2} \times r$, a z pra-

wej strony rolki moment $\frac{Q}{2} \times R$. Z równości $P \times R + \frac{Q}{2} r = \frac{Q}{2} R$

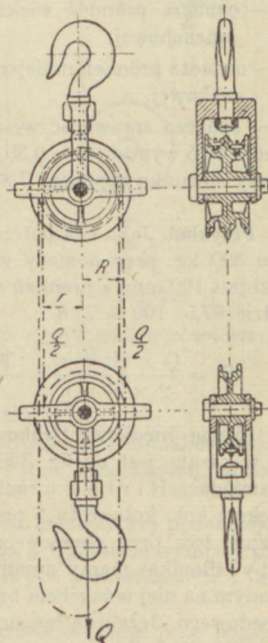


Fig. 327.

otrzymamy, że $P \times R = \frac{Q}{2} R - \frac{Q}{2} r = \frac{Q}{2} (R - r) = \frac{Q \cdot (R - r)}{2}$ a siła

$$P = \frac{Q \cdot (R - r)}{2 R}.$$

Uwzględnwszy współczynnik pożytecznego działania takiego wciągu, inaczej sprawność η , otrzymamy ostatecznie wzór na wielkość siły

$$P = \frac{Q \cdot (R - r)}{2 R \eta}.$$

We wzorze tym

P — oznacza siłę w kg. potrzebną do utrzymania w równowadze ciężaru Q .

Q — oznacza dźwigany ciężar w kg.

R — oznacza promień większego koła podziałowego gniazdkowej rolki łańcuchowej.

r — oznacza promień mniejszego koła podziałowego gniazdkowej rolki łańcuchowej.

η — oznacza sprawność wciągu różnicowego, która przy stosunku promieni 14/15 wynosi około 0,35, przy stosunku promieni 11/12 — około 0,40, a przy stosunku promieni 7/8 — około 0,50

Przykład. Jaka siła potrzebna jest do utrzymania w równowadze ciężaru 300 kg. przy pomocy wciągu różnicowego, jeżeli promień większej rolki jest 100 mm. a promień mniejszej 87,5 mm. Stosunek zatem promieni będzie 87,5 : 100 = 7 : 8

$$P = \frac{Q \times (R - r)}{2 \times R \times \eta} = \frac{300 \times (100 - 87,5)}{2 \times 100 \times 0,50} = \frac{3750}{100} = 37,5 \text{ kg.}$$

Wciąg ślimakowy (śrubowy) Beckera, którego schematyczne urządzenie wskazane jest na fig. 328, składa się ze znanego nam już kołowrotu o ramionach R i r i bloku ruchomego, na którym zawieszony jest ciężar Q . Większe koło kołowrotu o promieniu R , jest napędzane nie bezpośrednio ręcznie, lecz przy pomocy przekładni ślimakowej. Mianowicie: na wale śruby (ślimaka) mamy umontowaną rolę łańcuchową gniazdkową z założonym na niej łańcuchem bez końca. Łańcuch ten odgrywa rolę łańcucha napędowego. Jeżeli na łańcuch ten będziemy działali siłą P , to przy jednym obrocie rolki K , o promieniu L , wykonamy pracę równą $P \times 2\pi L$. Śruba ślimaka obróci się dookoła o kąt 360° , czyli o jeden skok gwintu h . Praca wykonana przez ślimak będzie się równała naciskowi, wywołanemu przez ślimak na koło ślimakowe t. j. N , pomnożonemu przez skok śruby h . Będzie więc ona równa $N \times h$. Ponieważ zachodzi tu równość pomiędzy pracą wyłożoną i wykonaną, to $P \times 2\pi L = N \times h$. Ciężar Q , zawieszony

na bloku ruchomym, wywiera w łańcuchu, nawijanym na wał kołowrotu, naprężenie ciągnące równe $\frac{Q}{2}$. Żeby zatem kołowrót był w równowadze musi zachodzić równość momentów czyli $\frac{Q}{2} \times r = N \times R$ z której $N = \frac{Q \times r}{2R}$. Podstawivszy do pierwszej równości wartość za N , otrzymamy

$$P \times 2\pi L = N \times h$$

$$P \times 2\pi L = \frac{Q \times r}{2R} \times h; \quad P = \frac{Q \times r \times h}{4\pi LR}$$

Uwzględnivszy, że wciąg taki posiada współczynnik pożytecznego działania mniejszy od jedności, czyli sprawność η zwykle w granicach 0,3 aż 0,7, to ostateczny wzór na obliczenie siły P potrzebnej do utrzymania ciężaru Q przyjmie postać: $P = \frac{Q \times r \times h}{4\pi LR \eta}$

w którym to wzorze

P — jest siłą wyrażoną w kg., potrzebną do utrzymania w równowadze ciężaru Q .

Q — jest ciężarem wyrażonym w kg.

h — jest skokiem śruby ślimaka. π — liczba 3,14

R — promieniem koła podziałowego ślimacznicy (koła ślimakowego).

r — promieniem koła podziałowego nośnej rolki łańcuchowej

L — jest promieniem koła podziałowego rolki łańcuchowej pędzianej.

η — jest sprawnością mechanizmu (0,3 — 0,7). Wszystkie wymiary promieni należy oczywiście podawać w jednakowych jednostkach t. j. metrach lub mm.

Przykład. Jaka siła potrzebna jest do zrównoważenia przy pomocy wciągu ślimakowego ciężaru $Q = 1570$ kg., jeżeli promień koła ślimakowego jest $R = 75$ mm., skok ślimaka $h = 15,2$ promień rolki łańcuchowej nośnej $r = 41$ mm. promień rolki łańcuchowej pędzianej $L = 106$ mm., sprawność = 0,50

$$P = \frac{Q \times r \times h}{4 \times \pi \times L \times R \times \eta} = \frac{1570 \times 41 \times 15,2}{4 \times 3,14 \times 106 \times 75 \times 0,50} = 20,2 \text{ kg.}$$

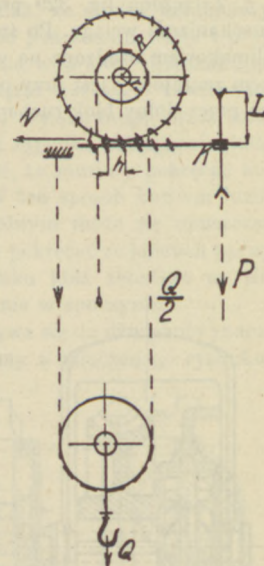


Fig. 328

Załączona fig. 329 przedstawia nam ustrój konstrukcyjny górnego mechanizmu wciągu. Po środku widzimy rolkę łańcuchową wraz z kołem ślimakowym osadzone na wspólnej osi. Łańcuch nośny jednym swym końcem zaczepiony jest przy pomocy haka do górnej obejmy, następnie obiega przez dolny blok ruchomy (na rysunku nie widoczny), wreszcie obiega

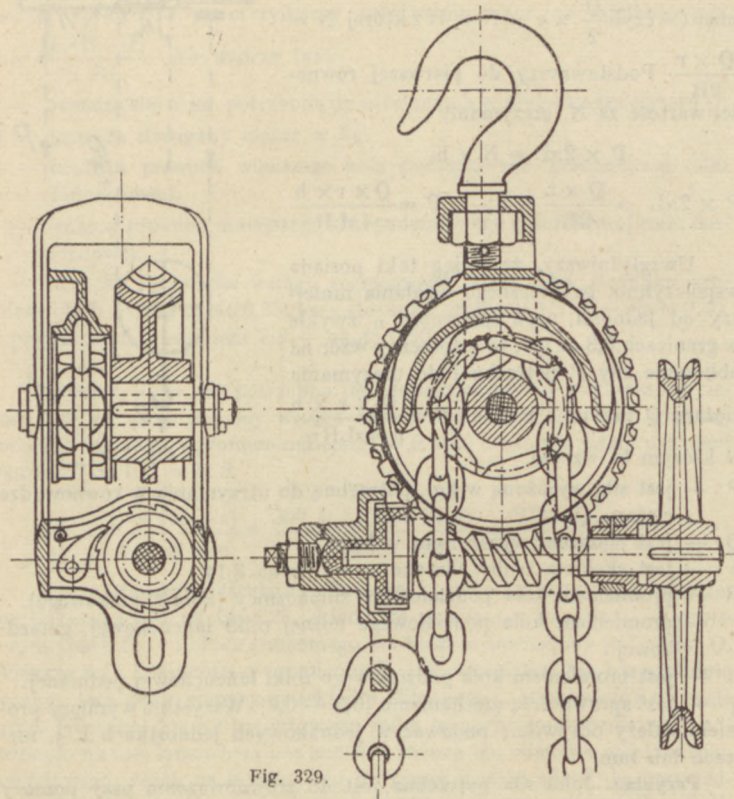


Fig. 329.

rolkę łańcuchową gniazdkową nośną (wskazaną na rysunku) i drugim końcem swobodnie zwisa. Z kołem zębatym zespolony jest ślimak, na którego prawym końcu widzimy umontowaną rolkę łańcuchową do łańcucha pędnego, a na lewym końcu hamulec cierny stożkowy z kołem zapadkowym i zapadką. Przy pracy dźwiga do góry, to jest przy wciąganiu ciężaru,

koło zębate wywiera tak silny nacisk na ślimak, że stożek hamulcowy wciska się w obejmę hamulcową, czyli hamulec jest zahamowany i przy pokręcaniu ślimakiem koło zapadkowe kręci się w prawo, przeskakując pod zapadką. Przy zaprzestaniu wciągania ciężar pozostaje zawieszony w każdej pozycji, ponieważ wskutek nacisku wywieranego przez koło zębate na ślimak, hamulec jest zahamowany i zapadka zatrzymuje koło zapadkowe. Jeżeli zaś chcemy ciężar opuszczać, to musimy pokręcać kołem napędowym za łańcuch w lewą stronę. W ten sposób bowiem luzujemy hamulec i ciężar wraz z łańcuchem nośnym może się opuszczać samoczynnie. Z chwilą jednak, gdy przestajemy pokręcać za łańcuch pędny w lewą stronę, hamulec, pod wpływem nacisku koła zębatego na ślimak, zatrzyma cały mechanizm i ciężar zostanie w spoczynku.

Lewar zębiczny, wskazany na fig. 330 używa się do dźwigania znacznych ciężarów (do kilkunastu ton). Jak widzimy z załączonego rysunku, lewar taki posiada znaną nam już kilkostopniową przekładnię zębatą, napędzaną przy pomocy korby ręcznej. Ostatnie koło pędzone działa na zęby zębicy, unosząc ją do góry. Dla zabezpieczenia zębicy od samoczynnego opuszczania się pod wpływem ciężaru, na wale napędowym, tuż przy korbie, mamy umontowane koło zapadkowe z zapadką. W czasie podnoszenia ciężaru koło zapadkowe przeskakuje pod zapadką. Przy opuszczaniu ciężaru należy zapadkę podnieść i podtrzymywaniem korby, przy powolnym jej obrocie w przeciwną (lewą) stronę, regulować szybkość opuszczania się ciężaru. Zębica bywa zwykle zaopatrzona na dolnym swym końcu w boczną łapę, która umożliwi podstawianie lewara pod ciężar nisko położony. Ponieważ, wobec napędu ręcznego, wielkość siły, działającej na korbę jest ograniczona i,

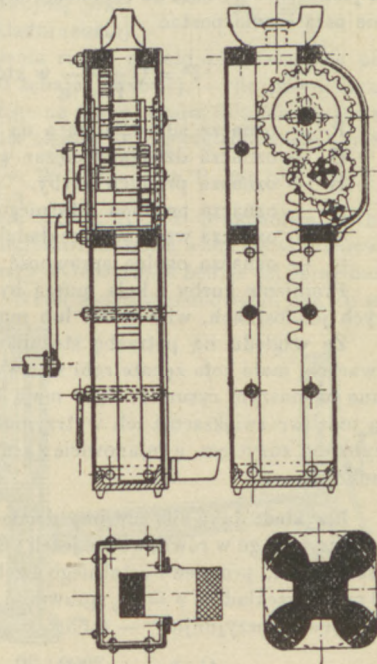


Fig. 330.

jak wiemy, nie może ze względu na siłę robotnika przewyższać 18 — 20 kg., to, zależnie od wielkości ciężarów, do których podnoszenia lewar jest przeznaczony, musi on posiadać podwójną, potrójną czy nawet poczwórą przekładnię zębatą. Siła P , działająca na korbę i potrzebna do utrzymania w równowadze ciężaru Q , równa się (jak wiadomo to nam z poprzednich naszych rozważań na str. 89-91)

$$P = Q \frac{r_1 \times r_2 \times r_3}{R_1 \times R_2 \times R_3} \text{ gdzie } r_1, r_2, r_3 \text{ są to promienie kół pędzących a } R_1, R_2, R_3 \text{ promienie korb i } R_2, R_3 \text{ promienie kół pędzonych, albo } P = Q \frac{z_1 \times z_3 \times z_5}{z_2 \times z_4 \times z_6} \text{ gdzie } z_1, z_3, z_5 \text{ ilość zębów kół pędzących a } z_2, z_4, z_6 \text{ ilość zębów kół pędzonych.}$$

Wprowadzając zamiast stosunku promieni kół, czy też ilości ich zębów ogólne określenie przekładni φ (porównaj str. 7) i uwzględnivszy, że mechanizm ten będzie posiadał pewną sprawność mniejszą od jedności, wzór nasz na określenie siły P w zależności od ciężaru Q przyjmie ostatecznie postać

$$P = Q \frac{r}{R \cdot \varphi \cdot \eta} \text{ w którym to wzorze}$$

P — oznacza siłę działającą na korbę w kg.

Q — oznacza dźwigany ciężar w kg.

R — oznacza promień korby.

r — oznacza promień ostatniego koła zębatego pędzącego zębnicę.

φ — oznacza wspólną przekładnię całego zespołu kół zębatych.

η — oznacza ogólną sprawność całego mechanizmu.

Promienie korby i koła muszą być oczywiście mierzone w jednakowych jednostkach, więc w m. lub mm.

Ze względu na potrzebę stosunkowo dużej przekładni przy takich lewarach, małe koła zębate robi się zwykle tylko o 4 zębach, jak to wskazano na naszym rysunku. Zęby mają kształt nieco odmienny ze względu na możliwe zwiększenie ich wytrzymałości oraz zabezpieczenie ich przed szybkim zużyciem, a mianowicie: krawędzie zębów są zlagodzone (lekko zaokrąglone).

Przykład: Jaką siłą musimy działać na korbę lewara zębnicowego żeby utrzymać go w równowadze jeżeli: Ciężar $Q = 3000$ kg., promień korby jest 250 mm., promień r ostatniego 4 zębatego koła, pędzącego zębnicę jest 20 mm., przekładnia $\varphi = 20$, sprawność η , ze względu na potrójną przekładnię zębatą, przyjmijmy — 0,65.

$$P = \frac{Q \cdot r}{R \cdot \varphi \cdot \eta} = \frac{3000 \cdot 20}{250 \cdot 20 \cdot 0,65} = \frac{300000}{16250} = 18,46 \text{ kg.}$$

Lewary śrubowe. Ten rodzaj dźwigników znany już z działu maszyn prostych (str. 95), nie będziemy więc powtarzali naszych rozważań o ich ustroju i sposobie działania. Dodamy jedynie, że istnieją różne typy lewarów śrubowych, różniące się od siebie w szczegółach konstrukcyjnych. Więc na przykład na fig. 331 widzimy lewar przesuwany. Przesuwanie lewara w kierunku poziomym uskutecznia się przy pomocy specjalnej poziomej śruby. Nadto do pokręcania śruby lewarowej (nośnej) służy urządzona przy konstrukcji tej grzechotka z rączką. Do dźwigania wagonów, parowozów i t. p. używane są lewary bliźniacze (podwójne) z poprzeczną belką, jak to uwidoczniło na fig. 332. Lewary takie posiadają napęd przy pomocy ręcznych korb i podwójnej przekładni zębatej, a mianowicie: przekładni zębatej stożkowej, potrzebnej do przeniesienia ruchu z wału korbowego na pionowy wał pomocniczy i przekładni zębatej czołowej, — do przeniesienia ruchu z pionowego wału pomocniczego na śrubę lewara. Siła, działająca na korbę i potrzebna do zrównoważenia ciężaru Q , z uwzględnieniem sprawności lewara, równa się: $P = \frac{Q \cdot h}{2\pi R \cdot \eta}$ W tym wzorze P jest siłą w kg., Q

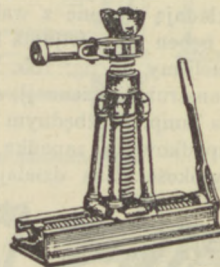


Fig. 331.

jest ciężarem w kg., h jest skokiem śruby, R jest promieniem korby, a η — ogólną sprawnością całego mechanizmu, która waha się w granicach 0,3 — 0,6. Im skok śruby jest większy, tym większa będzie jej sprawność, ale tym mniejsza samohamowność. Wadą lewarów śrubowych jest ich po-

wolna praca. Przy okazji wyjaśniamy, że jakkolwiek w przykłdzie obliczania wytrzymałości śruby lewara (str. 62), obliczaliśmy ją gwoili prostocie tylko na ściskanie, to jednak w rzeczywistości śruba lewara jest narażona i na skręcanie, a niekiedy (przy długich śrubach) i na wyboczenie, co przy obliczaniu wytrzymałości lewarów musi być uwzględnione.

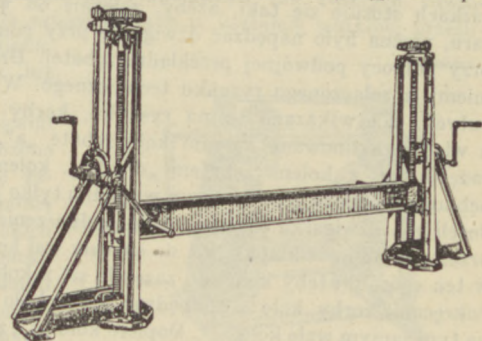


Fig. 332.

Dźwigarki. Dźwigarki, t. j. mechanizmy do podnoszenia, są używane oddzielnie lub też stanowią część składową dźwignic, t. j. bardziej już złożonych urządzeń do podnoszenia ciężarów. Najprostsze typy dźwigarek do podnoszenia nieznacznych ciężarów są to zwykle, znane nam już kołowroty. Składają się one z wału, umontowanego w łożyskach i zaopatrzonego w bęben do nawijania linki, oraz korby do napędu ręcznego, jak to widzieliśmy na fig. 105. Takie dźwigarki, lecz odpowiednio małego typu, (konstrukcji ściennej), są używane b. często do podnoszenia i opuszczania lamp. Niezbędnym mechanizmem przy takich dźwigarkach jest koło zapadkowe z zapadką, służące do zatrzymywania ciężaru na każdej wysokości. Siła działająca na korbie dla zrównoważenia ciężaru przy

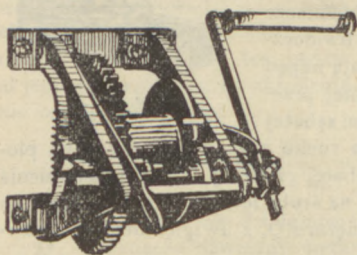


Fig. 333.

takiej dźwigarce, nieuwzględniając sprawności mechanizmu, będzie tyle razy mniejsza od podnieszonego ciężaru, ile razy promień korby będzie większy od promienia bębna linowego. Jeżeli dźwigarka taka ma służyć do dźwigania nieco większych ciężarów, to, zamiast zwykłej korby do napędu bębna, stosujemy korbę z przekładnią zębatą, jak to wskazano na fig. 333 dźwigarki ściennej. Taka dźwigarka oprócz koła zapadkowego bywa zaopatrywana także w urządzenie hamulcowe. Następna fig. 334 i 335 przedstawia nam jeszcze większy typ dźwigarki tak zw. budowlanej, zaopatrzonej już w podwójną przekładnię zębatą. Układ kół zębatych przy takich dźwigarkach stosuje się taki, ażeby, zależnie od wielkości dźwiganego ciężaru, można było napędzać dźwigarkę przy pomocy pojedynczej lub też przy pomocy podwójnej przekładni zębatej. Urządzenie to łatwo zrozumiemy z załączonego rysunku technicznego. W takim położeniu kół zębatych, jak wskazano to na rysunku, korby napędzają wał korbowy a więc i zaklinowane na nim koło zębate „a”, które w położeniu tym zazębia się z kołem zębatym „d”, t. j. kołem zaklinowanym na wale bębnowym. Pracuje więc w tym wypadku tylko jedna przekładnia zębata. Jeżeli zaś dźwigarka ma służyć do podnoszenia większych ciężarów, to, przez podniesienie kłapki „k”, da się cały wał korbowy przesunąć na lewo w ten sposób, ażeby koło „a” zazębiło się z kołem „b”, i wówczas, przez pokręcanie korby, koło „a” napędzać będzie koło „b”, a więc i zaklinowane na tym samym wale koło „c”. Dopiero koło „c”, zazębiając się z kołem „d”, napędzać będzie wał bębnowy. W tym więc, wypadku napęd odbywać się będzie przy pomocy podwójnej przekładni zębatej. Dźwigarka taka

zaopatrywana bywa zwykle w znany nam hamulec wechwytowy. Dźwigarki stosuje się zarówno do wyciągania ciężarów z pewnej głębokości, jak i do podnoszenia ciężarów na pewną wysokość. W pierwszym wypadku dźwigarka może być ustawiona bezpośrednio nad szybem wyciągowym i lina, z zawieszonym na niej ciężarem, nawija się wprost na bęben, a w drugim wypadku, to jest przy podnoszeniu ciężaru powyżej dźwigarki, linę nośną z bębna przesuwa się przez blok stały (rolkę), zawieszony na odpowiedniej wysokości. Jako cięgna nośnego używamy lin konopnych lub drucianych. Rzadziej używa się łańcuchów zwykłych, nawijanych na bęben łańcuchowy. W wypadkach, gdy jako cięgno nośne użyty jest łańcuch kalibrowany, dźwigarka taka zamiast bębna posiada łańcuchową rolkę gniazdkową. Dźwigarki takie spotykamy jako oddzielną całość, albo też są one wbudowane w konstrukcję dźwignicy, spoczywając stale na jednym miejscu. Przy dźwignicach typu suwliwego, tak zwanych suwnicach, spotykamy dźwigarki skonstruowane w kształcie wózków, przesuwanego po belkach dźwignic. Napęd stosuje się ręczny lub motorowy.

Dźwignice. Dźwignicami nazywamy bardziej złożone urządzenia, składające się z urządzenia, składające się z urządzenia, z pewnej specjalnej konstrukcji oraz zespołu takich mechanizmów, jak dźwigarki, bloki, wciągi a często i silniki do napędu tych mechanizmów. W różnych gałęziach przemysłu spotykamy bardzo wiele różno-

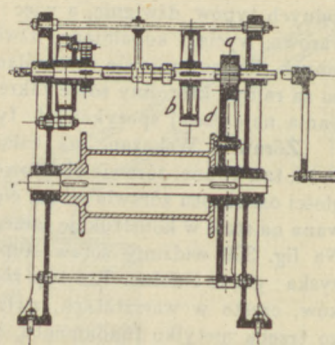


Fig. 334.

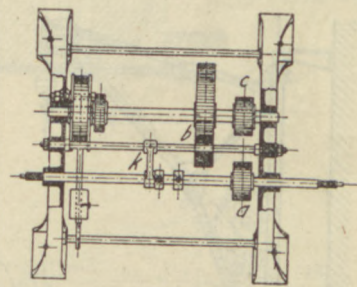


Fig. 335.

rodnych typów dźwignic, a więc: żorawie, suwnice, dźwigi osobowe, towarowe, wyciągi kopalniane, dźwignice portowe, przenośne i wiele, wiele innych. Zajmowanie się szczegółami tych konstrukcji wykracza daleko poza ramy, któreśmy sobie zakreslili, ograniczymy się więc do zilustrowania najczęściej spotykanych typów dźwignic.

Żorawie. Wskazane na załączonych fig. 336 — 339 typy żorawi, są to, tak zwane, żorawie obrotowe o stałym wysięgu, to jest o stałej odległości osi obrotu żorawia od osi ciężaru. Dźwigarka jest tu zawsze wbudowana na stałe w konstrukcję samego żorawia i obraca się wraz z żorawiem. Na fig. 336 widzimy żoraw słupowy, zaopatrzony w dwa storcowe łożyska: górne i dolne. Ten typ żorawia używany bywa wewnątrz budynków, często w warsztatach, zwłaszcza w odlewniach. Do umontowania go trzeba nie tylko fundamentu, lecz i sąsiedztwa ściany, na której dało by się umocować górne łożysko. Żorawie wskazane na fig. 337 i 338 obra-

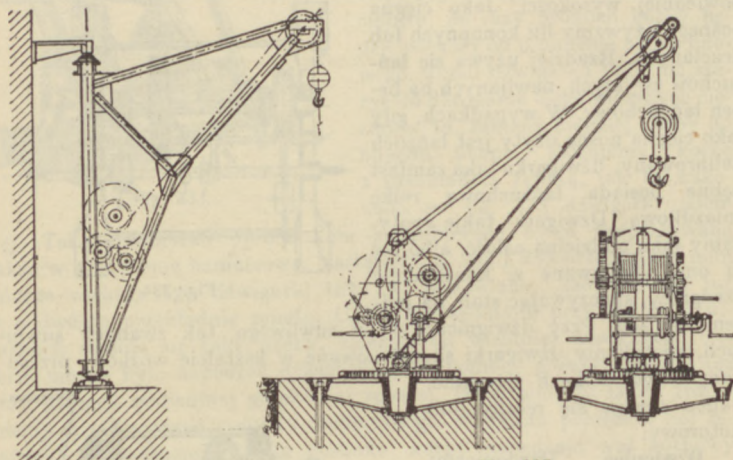


Fig. 336.

Fig. 337.

cają się na stosunkowo krótkim słupie, wystającym ponad płytę fundamentową. Ten rodzaj żorawi używany bywa na zewnątrz budynków. Wymaga on tylko umocowania na fundamencie. Typ wskazany na fig. 338 spotykamy często na kolejach żelaznych, przy magazynach węglowych do ładowania węgla na tendry parowozów. Na fig. 339 wskazany jest schematyczny urządzenie żorawia z łożyskiem podziemnym syst. Fairbairna (czytaj Ferberna). Następnie fig. 340 i 341 przedstawiają nam schematyczne urządzenia żorawi z wysięgiem zmiennym. Przy pierwszej konstrukcji

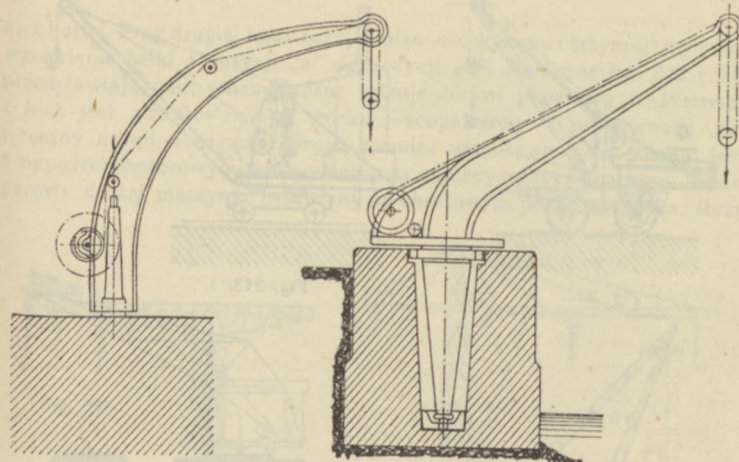


Fig. 338.

Fig. 339.

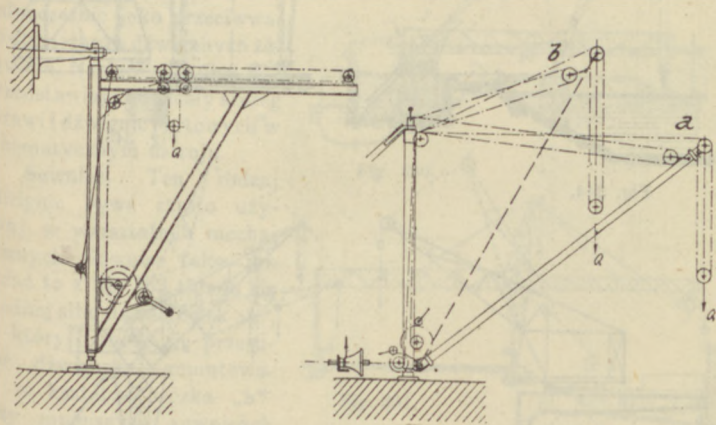


Fig. 340.

Fig. 341.

zmiennosc wysięgu otrzymuje się w ten sposób, że po górnych belkach zwykłego żorawia słupowego przesuwają się wózek (kot), do którego na linie nośnej i bloku ruchomym umocowany jest hak ciężarowy. Wózek ten może być przesuwany przy pomocy specjalnego mechanizmu, napędzanego rów-

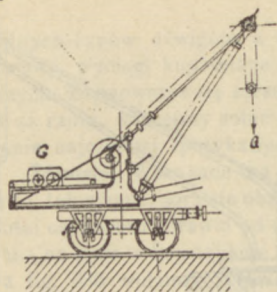


Fig. 342.

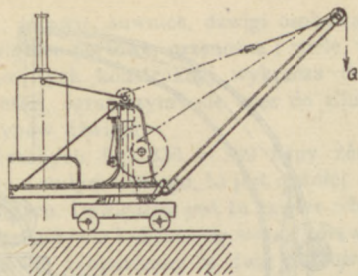


Fig. 343.

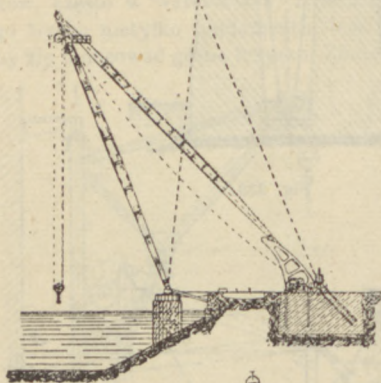


Fig. 344.

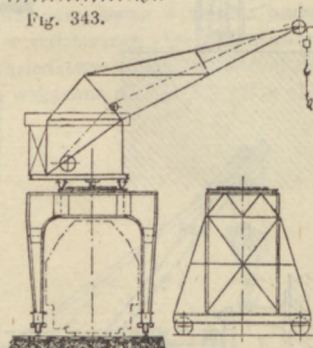


Fig. 345.

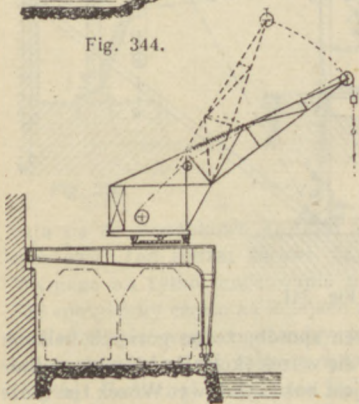


Fig. 346.

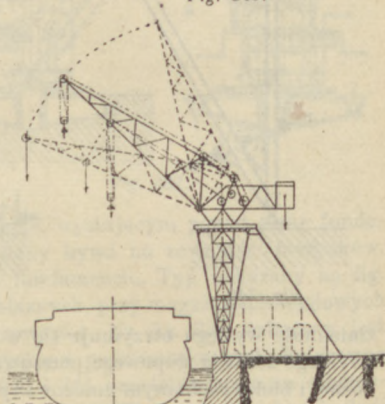


Fig. 347.

niez korbą. Przy drugiej konstrukcji zmienność wysięgu otrzymujemy przez wychylenie belki z pozycji „a” do pozycji „b”. Następne fig. 342 i 343 przedstawiają nam schematyczne ustroje żórawi przenośnych. Pierwszy z nich jest umontowany na wózku i zaopatrzony w przeciwwagę „G” i ręczny napęd dźwigarki. Drugi, również umontowany na wózku, lecz z napędem motorowym, mianowicie przy pomocy maszyny parowej. Kociel parowy do tej maszyny, ustawiany na obrotowym pomoście wózka, służy

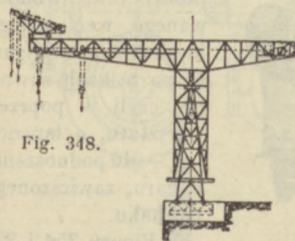


Fig. 348.

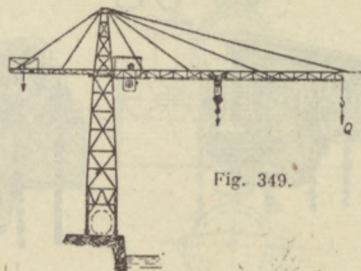


Fig. 349.

jednocześnie jako przeciwwaga dla ciężarów dźwiganych żórawiem. Następne fig. 344-352 przedstawiają nam cały szereg żórawi i dźwignic portowych w schematycznym ustroju.

Suwnice. Ten rodzaj dźwignic bywa często używany w warsztatach mechanicznych. Suwnica taka, jak widać to z fig. 353 składa się z jednej albo dwóch belek „a”, po których może się przesuwać dźwigarka, zmontowana w kształcie wózka „b”. Przy mniejszych suwnicach stosuje się tylko wózek z zawieszonym na nim wciągu śrubowym. Główna belka lub też belki nośne suwnicy, to jest belki „a”, zaopatrzone są na końcach również w wózki

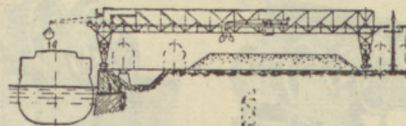


Fig. 350.

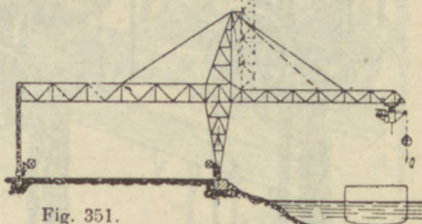


Fig. 351.

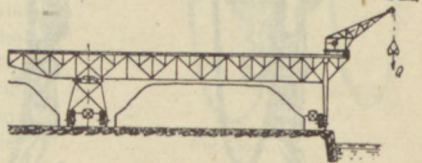


Fig. 352.

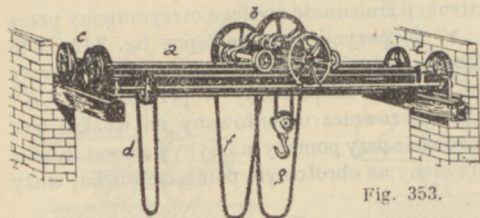


Fig. 353.

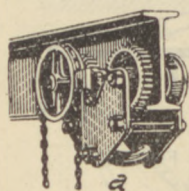


Fig. 354.

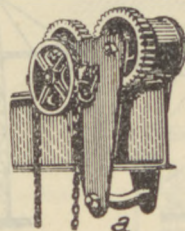


Fig. 355.

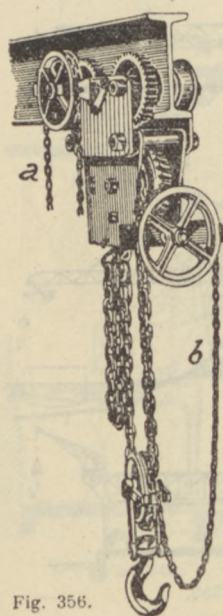


Fig. 356.

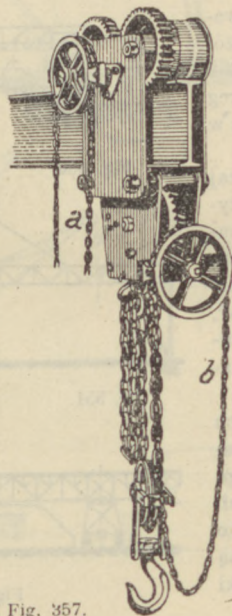


Fig. 357.

„c“, które umożliwiają przesuwanie całej suwnicy po szynach wzdłuż warsztatu. Łańcuch „d“ służy do przesuwania całej suwnicy wzdłuż warsztatu, łańcuch „f“ — do przesuwania wózka (kota) oraz wbudowanego weń całego mechanizmu dźwigarki po belkach suwnicy, czyli w poprzek warsztatu, a łańcuch „g“ — do podnoszenia ciężaru, zawieszzonego na haku.

Figury 354 i 355 uwidaczniają nam konstrukcje najprostszyc wózków (kotów), stosowanych przy suwnicach dla nieznacznych obciążeń. Jeden z nich przesuwają się po dolnej półce belki dwuteowej, drugi — po górnej półce. Dolny, wygięty sworzeń „a“ służy do zawieszenia na nim wciągu (bloku) bądź to ślimakowego „Westona“, bądź też różnicowego „Beckera“, bądź też wielokrążka wielokrotnego, których konstrukcje poznaliśmy uprzednio.

Fig. 356 i 357 przedstawiają nam

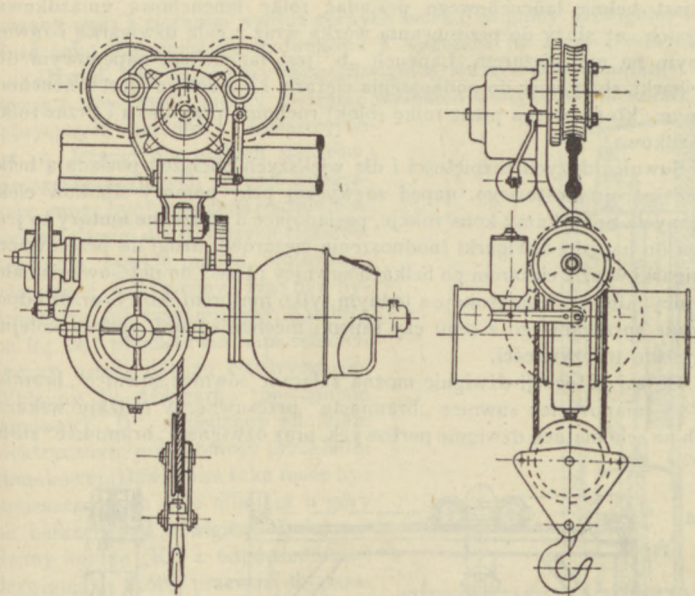


Fig. 358.

konstrukcję „Kotów“ z wbudowanymi w nie wciągami śrubowymi na stałe. Łańcuchy „a“ służy do przesuwania „kota“, łańcuchy „b“ — do podnoszenia i opuszczania ciężarów.

Następna fig. 358 przedstawia nam wózek (kota) suwnicy z zawieszoną na nim dźwigarką bębnową oraz z napędem ślimakowym od silnika elektrycznego.

Wreszcie fig. 359 przedstawia nam wózek suwnicy z wbudowaną w nim dźwigarką do napędu ręcznego łańcuchowego z nośnym łańcuchem ogniwkowym kalibrowanym. Dźwigarka taka musi, oczywiście,

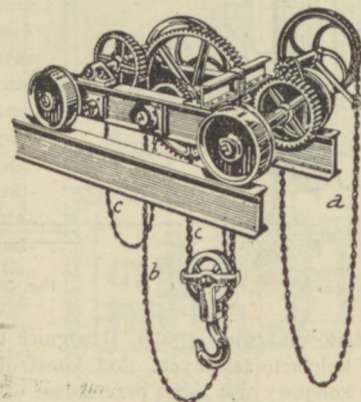


Fig. 359.

i wyłączającego z biegu silnik elektryczny a więc i mechanizm dźwigarki. Przesuwając ze stanowiska w kabynie linę sterową do góry lub do dołu możemy zatrzymywać dźwig lub wprowadzać go w ruch. Prócz sterowania linowego spotykamy przy dźwigach również sterowanie elektryczne, polegające na przyciskaniu odpowiednich kontaktów. Do charakterystycznych części konstrukcyjnych dźwigów należą:

- 1) Kabina, której nie spotykamy przy innych rodzajach dźwignic.
- 2) Kierownice, zwane także prowadnicami, w których chodzi kabina.
- 3) Przeciwwaga dla kabiny.
- 4) Regulator (miarkownik) szybkości.

Kabiny przy dźwigach posiadają z reguły automatyczne urządzenie, które w wypadku zerwania się liny nośnej, co groziłoby katastrofą dla pasażerów, zatrzymuje kabinę między kierownicami i zabezpiecza ją w ten sposób od spadnięcia. Celem przeciwwagi, stosowanej przy dźwigach, jest zrównoważenie ciężaru samej kabiny tak, iżby przy podnoszeniu nie tracić za każdym razem energii na dźwiganie kabiny. Kończąc nasze rozważania o dźwignicach, jeszcze raz zaznaczamy, że pominęliśmy z konieczności ograniczania się cały szereg różnych konstrukcyj jak np.: wyciągi kopalniane, elewatory, ekskawatory, przyciągarki, dźwignice hydrauliczne, dźwignice magnetyczne, dźwignice dla celów metalurgicznych i wiele innych, które stanowią rozległy dział techniki specjalnej.

WIADOMOŚCI ZE STATYKI I DYNAMIKI CIECZY I GAZÓW.

O stanie skupienia. Wiadomo nam, że ciała w przyrodzie występują w trzech stanach skupienia t. j. w stanie stałym, w stanie ciekłym (płynnym) i w stanie gazowym (lotnym). Niemal wszystkie ciała stałe dadzą się pod wpływem ciepła zamienić w stan płynny, a nawet lotny. Znamy jednak wiele takich ciał w przyrodzie, które przy średnich temperaturach, panujących na naszej kuli ziemskiej, pozostają w stanie płynnym jak na przykład woda, alkohol, oliwa lub w stanie lotnym jak na przykład powietrze, tlen, azot, wodór, kwas węglowy i w. in.

O ciężarze właściwym. Wszystkie ciała bez względu na stan swego skupienia, posiadają masę, są, jak nam wiadomo, pod działaniem siły ciężkości t. j. posiadają ciężar. Zależnie od gęstości materji różniamy ciała cięższe i lżejsze. Ciężarem właściwym danej materji nazywamy ciężar jednostki objętościowej tej materji t. j. 1 cm. sześciennego wyrażony w gra-

mach. Ponieważ ciężar 1 cm.³ wody destylowanej przy 4° C wynosi 1 gram, to możemy powiedzieć również, że ciężarem właściwym jakiegoś ciała, jakiejś materji, jest stosunek ciężaru tego ciała do ciężaru wody w teje objętości.

Tabela ciężaru właściwego niektórych ciał stałych.

Antracyt	1,4 — 1,7	Glina	1,52 — 2,85
Antymon	6,7	Grafit	1,9 — 2,3
Asfalt	1,1 — 1,5	Granit	2,51 — 3,05
Azbest	2,1 — 2,8	Kauczuk surowy	0,92 — 0,96
„ w tekturze	1,2	Klej stolarski	1,27
Bawełna	1,47 — 1,5	Koks w kawałkach	1,4
Beton	1,8 — 2,45	Korek	0,24
Biel ołowiana	6,7	Konopie	1,5
Boraks	1,7 — 1,8	Kości	1,7 — 2,0
Bronz fosforzysty	8,8	Kreda	1,8 — 2,6
„ glinowy	7,7	Lód	0,88 — 0,92
„ zwykły	7,4 — 8,9	Lój	0,90 — 0,97
Brykiety węglowe	1,25	Magnez	1,74
Cegła zwykła	1,4 — 1,55	Miedź	8,8 — 9,0
„ klinkier	1,6 — 2,0	Minja ołowiana	8,6 — 9,1
Cement luźnonasymp	1,3	Mosiądz	8,4 — 8,73
„ utrzęsiony	1,95	Mur z cegły suchy	1,42 — 1,46
„ stwardniały	2,7 — 3,2	Nikiel	8,9 — 9,2
Cyna	7,2 — 7,5	Okra	3,5
Cynk	6,86 — 7,2	Olów	11,25 — 11,37
Drzewo suszone na powie-		Papier	0,7 — 1,15
trzu akacjowe	0,58 — 0,85	Parafina	0,87 — 0,91
Drzewo brzoźowe	0,51 — 0,77	Piasek suchy	1,4 — 1,65
„ bukowe	0,66 — 0,83	Piaskowiec	2,2 — 2,5
„ dębowe	0,69 — 1,07	Platyna	21,3 — 21,5
„ grabowe	0,62 — 0,82	Potas	0,865
„ gwajakowe	1,17 — 1,39	Siarka	1,96 — 2,07
„ hebanowe	1,26	Skóra sucha	0,86
„ jesionowe	0,57 — 0,94	„ przetłuszczona	1,02
„ jodłowe	0,37 — 0,75	Smółta	1,07 — 1,1
„ kasztanowe	0,58	Śnieg	0,125
„ klonowe	0,53 — 0,81	Sód	0,978
„ lipowe	0,32 — 0,59	Sól kuchenna	2,15 — 2,41
„ modrzewiowe	0,47 — 0,56	Srebro	10,4 — 10,6
„ sosnowe	0,31 — 0,76	Srebro nowe (Argentan)	8,4 — 8,7
„ świerkowe	0,35 — 0,60	Stal	7,86
„ topolowe	0,36 — 0,59	Szarnot w ceglach	1,85
„ wierzbowe	0,49 — 0,59	Szkló	2,6
Gips	0,97 — 1,81	Szmergiel	4,0
Glejtta ołowiana	9,3 — 9,4	Tłuszcz	0,92 — 0,94
Glin (Aluminium)	2,56 — 2,75	Torf ziemisty	0,64

Torf smolisty	0,84	Wapienna zaprawa	1,7
Umbrą	2,2	Ziemia	1,34—2,0
Wapień	2,46—2,84	Złoto	19,33
Wapno wypalone	2,3 — 3,2	Żelaziaki (rudny)	3,4 — 4,9
„ gazzone	1,3 — 1,4	Żelazo kute	7,8
Węgiel brunatny	1,2 — 1,5	„ lane	7,25
„ drzewny	0,4	Żużel	2,5 — 3,0
„ kamienny	1,2 — 1,5	Żwir	1,8 — 2,0
Węlna (owcza)	1,32	Żywica	1,07
Wosk	0,95—0,98		

Tabela ciężaru właściwego niektórych ciał płynnych.

(Woda destylowana przy 4° C — 1).

Alkohol zwykły bezwodny	0,79	Kwas siarcz. 87%	1,80
„ metylowy	0,81	„ „ dymiący	1,89
Anilina	1,04	Mleko	1,03
Benzyna	0,68—0,70	Nafta nieczyszczona	0,76
Benzol	0,90	„ do oświetlenia	0,79—0,82
Eter etylowy	0,74	Olej lniany gotowany	0,94
„ naftowy	0,67	„ makowy	0,92
Gliceryna bezwodna	1,26	„ rycynowy	0,97
Kwas azotowy 25%	1,15	„ terpentynowy surowy	0,85—0,86
„ „ 40%	1,25	„ oczyszczony	0,87
„ „ 91%	1,50	Rtęć	13,5956
Kwas solny 10%	1,05	Smary mineralne	0,90—0,93
„ „ 40%	1,20	Smola płynna	1,20
Kwas siarcz. 7,5%	1,05	Spirytus drzewny	0,80
„ „ 27%	1,20	Tran	0,92—0,93
„ „ 50%	1,40	Woda morską	1,02—1,03

Przy określaniu ciężaru ciał lotnych (gazów) przyjęło za zasadę porównywać ich ciężar z ciężarem suchego powietrza, przyjmując za jednostkę porównawczą 1 m. sześcienny suchego powietrza. Mówiąc więc o ciężarze jakiegoś gazu będziemy rozumieli jego ciężar względny t. j. stosunek ciężaru 1 m. sześciennego tego gazu do 1 m. sześciennego powietrza. Ciężar właściwy powietrza w stosunku do wody jest 0,001293187 w przybliżeniu przyjmujemy $\frac{1}{773}$ gr. to znaczy 1 cm³ suchego powietrza przy normalnym ciśnieniu i 4° C waży $\frac{1}{773}$ gr. A ciężar właściwy 1 m³ powietrza przyjmujemy przy obliczeniach równy 1,25 kg. Stąd masa 1 m³ powietrza będzie $\frac{G}{g} = \frac{1,25}{9,81} = (\text{w przybliżeniu}) \frac{1}{8} = 0,125$ (jednostek masy).

Tabela ciężaru względnego niektórych gazów i par.

Acetylen	0,91	Para eteru	2,586
Amoniak	0,592	„ kwasu solnego	1,25
Azot	0,9714	„ rtęci	6,94
Bezwodnik siarkowy SO ₂	2,250	„ siarki	6,617
Bezwodnik węglowy CO ₂	1,5291	„ alkoholu	1,601
Chlor	2,423	Siarkowodor	1,175
Chlorowodor HCL	1,2612	Siarczek węglowy	2,644
Etylen	0,974	Tlen	1,1056
Gaz świetlny	0,34—0,45	Tlenek węgla	0,9673
Para wody (wodna)	0,6233	Wodór	0,06927

Ogólne własności cieczy i gazów.

1) Zarówno ciecze jak i gazy nie posiadają własnego kształtu. Ciecze przyjmują kształt naczyń, w którym się znajdują, a gazy starają się nadto całkowicie wypełnić naczynie, co wynika z dążności gazów do rozszerzania się.

2) Ciecze są b. mało ściśliwe, natomiast gazy, odwrotnie, są b. łatwo ściśliwe.

3) Zarówno ciecze jak i gazy posiadają doskonałą sprężystość (elastyczność), (porównaj rozważania na str. 56).

Ciśnienie statyczne cieczy (zwane ciśnieniem hydrostatycznym) lub gazu (zwane ciśnieniem aerostatycznym) jest oczywiście prostym skutkiem ciężaru tych ciał. Tak samo, jak ciało stałe wywiera skutek swego ciężaru ciśnienie na podpórę, tak samo i ciecz lub gaz wywiera ciśnienie na dno naczyń, w którym się znajduje. Jeżeli naprzykład mielibyśmy naczynie o powierzchni dna 3 decymetry kwadratowe napelnione wodą na wysokość 75 cm. od dna, to całkowite ciśnienie hydrostatyczne wody na dno naczyń wynosiłoby tyle, ile waży słup wody o podstawie 3 dm.² i wysokości 75 cm. czyli o objętości $3 \times 100 \times 75 = 22500$ cm.³ A ponieważ jeden cm.³ wody waży 1 gr. to całkowite ciśnienie tej wody na dno naczyń wynosiłoby 22500 gr. Na każdy zaś cm.² powierzchni dna naczyń ciśnienie wynosiłoby $22500 : 300 = 75$ gr.

Ponieważ ciecze w porównaniu z gazami posiadają dość znaczny ciężar właściwy, to ciśnienia statyczne cieczy, zwłaszcza przy dostatecznie wysokich warstwach cieczy są niekiedy b. znaczne i w praktyce technicznej musimy się z nimi liczyć. Jeżeli zaś chodzi o ciśnienie statyczne gazów, to, ze względu na b. nieznaczny ich ciężar właściwy, praktycznie nie odgrywają one większej roli, wyjąwszy taki wypadek, gdy gazu tego jest nagromadzona b. wielka ilość tak, że pomimo b. nieznacznego ciężaru właściwego, ciężar całej wielkiej warstwy gazu jest jednak znaczny. Tego rodzaju zja-

wisko ma miejsce z powietrzem, czyli atmosferą otaczającą naszą kulę ziemską. Nasza kula ziemską jest otoczona taką grubą warstwą powietrza, że, pomimo znikomego ciężaru powietrza, warstwa ta wywiera jednak ciężarem swoim b. duże ciśnienie na powierzchnię naszej kuli ziemskiej. Powierzchnię naszej ziemi możemy uważać jako dno naczynia napelnionego powietrzem. Warstwa powietrza, otaczającego ziemię, jak obliczają uczeni, wynosi około 300 km. tylko, wskutek wielkiej ściśliwości powietrza (jak zresztą i wszystkich gazów), warstwy powietrza niżej położone, będąc ściskane warstwami górnymi, są coraz gęstsze, warstwy zaś wyżej położone są coraz rzadsze. Powietrze na wysokości 5 kilometrów od powierzchni ziemi posiada już gęstość a więc i ciśnienie równe tylko $\frac{1}{2}$ gęstości i ciśnienia przy ziemi, a na wysokości 8 kilometrów od powierzchni ziemi już tylko gęstość i ciśnienie równe $\frac{1}{3}$ gęstości i ciśnienia przy powierzchni ziemi.

Wogóle możemy powiedzieć, że ciśnienie statyczne, wywierane przez ciecz lub gaz, równa się ciężarowi cieczy czy gazu p/g wzoru $G = F \times H \times \gamma$ w którym to wzorze

- G — oznacza ciężar cieczy lub gazu i ciśnienie statyczne
- F — powierzchnię przekroju lub powierzchnię dna
- H — wysokość słupa cieczy lub gazu
- γ — (grecka litera „gamma”) ciężar właściwy cieczy lub gazu.

Ciśnienie, wywierane przez ciecz na dno naczynia, nie zależy bynajmniej od kształtu naczynia, a tylko od powierzchni dna i od wysokości słupa cieczy. To pozornie dziwne zjawisko nosi nazwę „paradoks hydrostatyczny”.

Ciśnienie cieczy na boczną ściankę naczynia będzie się równało ciężarowi słupa cieczy, który ma za podstawę powierzchnię owej bocznej ścianki, a za wysokość — odległość środka tej ścianki od poziomu cieczy w naczyniu.

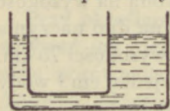


Fig. 362.

Ciśnienia zatem, panujące w cieczy, będą zależne tylko od głębokości zanurzenia. Na jednakowych głębokościach, mierzonych oczywiście w kierunku pionowym, panują w jednej i tej samej cieczy zawsze jednakowe ciśnienia.

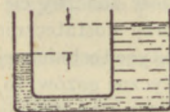


Fig. 363.

Ciecz jedna i ta sama w naczyniach połączonych, o ile jest w spoczynku, znajduje się zawsze na jednakowych poziomach (fig. 362). Ścisłej, poziomy cieczy będą równo oddalone od środka ziemi. Jeżeli zaś w naczyniach połączonych mielibyśmy ciecze o różnych ciężarach, to oczywiście poziom cieczy lżejszej będzie wyższy, poziom zaś cieczy cięższej niższy (fig. 363).

Ciśnienie atmosferyczne. Nasza kula ziemską jest jak wiadomo otoczona warstwą powietrza, które jako posiadające pewien ciężar, wywiera ciśnienie na powierzchnię naszej kuli ziemskiej i na wszystkie przedmioty

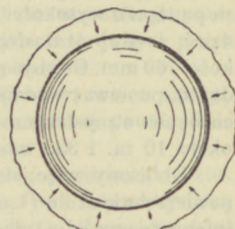


Fig. 364.

znajdujące się na ziemi (fig. 364). Ciśnienie to będzie tym większe, im grubsza będzie warstwa powietrza i tym mniejsze, im ta warstwa będzie cieńsza. Jeżeli więc wzniesiemy się na wierzchołek jakiejś wysokiej góry, to ciśnienie atmosferyczne będzie tam mniejsze, niż na powierzchni ziemi i odwrotnie — jeżeli opuścimy się na dno jakiegoś głębokiego szybu kopalnianego, to natkamy tam ciśnienie większe, niż na powierzchni ziemi. Dolne warstwy powietrza, znajdujące się przy powierzchni ziemi, są bardziej zgnicione niż warstwy górne, wskutek zaś wielkiej ściśliwości powietrza atmosfera przy powierzchni ziemi jest gęstsza a w górnych warstwach coraz rzadsza. Ciśnieniem atmosferycznym nazywamy ciśnienie, które wywiera warstwa powietrza na powierzchnię naszej kuli ziemskiej, czyli, w myśl poprzednich rozważań, jest to ciężar słupa atmosfery (powietrza) cisnący jak gdyby na dno olbrzymiego oceanu powietrznego. Ponieważ jednak obliczyć ciężaru tego słupa powietrza bezpośrednio z podanego powyżej wzoru nie możemy z wielu przyczyn, to ciężar tego słupa atmosfery ponad powierzchnią ziemi określono przy pomocy doświadczeń, a mianowicie: przez zrównoważenie ciężaru słupa atmosfery ciężarem jakiejś cieczy (rtęci lub wody). Obliczywszy ciężar słupa tej cieczy określono ile wynosi ciśnienie atmosferyczne.

Zrównoważenia ciśnienia atmosferycznego ciśnieniem słupa jakiejś cieczy dokonano w sposób następujący:

Rurkę szklaną, o długości około 1 metra, w jednym końcu zalutowaną, wypełniono rtęcią a następnie zatkawszy drugi koniec, odwrócono o 180° i pogrążono w naczyniu z rtęcią. Po odetkaniu, pod powierzchnią rtęci, w naczyniu drugi koniec rurki okazuje się, że rtęć tylko częściowo wypłynęła z rurki i zatrzyma się na poziomie mniej więcej 760 mm od powierzchni rtęci w naczyniu (jak to wskazuje fig. 365). Zjawisko to tłumaczymy w sposób następujący. Ponieważ rtęć w rurce opuściła się, to nad rtęcią w rurce niema powietrza, istnieje tam t. zw. próżnia „Toricelli'ego”,

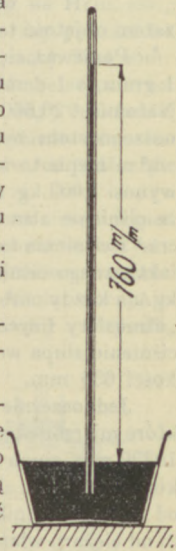


Fig. 365.

o znikomo małym ciśnieniu, natomiast rtęć w dolnym naczyniu jest pod ciśnieniem otaczającego powietrza czyli atmosfery. Panuje więc tutaj równowaga pomiędzy ciśnieniem atmosferycznym z jednej strony i ciśnieniem słupa rtęci o wysokości 760 mm. z drugiej strony. Mamy więc prawo powiedzieć, że słup atmosfery (powietrza) waży tyle ile waży słup rtęci wysokości 760 mm. Gdybyśmy doświadczenie to wykonali nie z rtęcią, lecz z wodą, to, ponieważ woda jest lżejsza od rtęci, słup wody w rurce równoważący ciśnienie atmosferyczne, musiałby być znacznie wyższy, a mianowicie około 10 m. i 330 mm.

Obliczmy więc, ile też wynosi owo ciśnienie atmosferyczne naprz. na powierzchnię stołu (1 m. szerok. i 2 m. długości) o powierzchni. 2 m². Ciśnienie to wyniesie tyle, ile wynosi ciężar słupa wody o wysokości 10 m. 330 mm.

$$G = F \times H \times \gamma$$

F — powierzchnia jest 2 m²

H — wysokość jest 10,330 m.

zatem objętość tego słupa wody 2 × 10,330 = 20,660 m³.

Ponieważ ciężar właściwy wody (γ) jest jeden to znaczy 1 cm³ waży 1 gram, a 1 dcm³ (litr) waży 1 kg. to jeden m³ będzie ważył 1000 kg. — Natomiast 20,660 m³ będzie ważyło 1000 × 20,660 = 20660 kg. Powierzchnia naszego stołu była 2 m² czyli 200 × 100 = 20000 cm². Na każdy więc cm² ciśnienie to wynosi 20660 : 20000 = 1,033 kg. Ciśnienie atmosferyczne wynosi 1,033 kg. na 1 cm². W technice dla uproszczenia rachunku przyjęto, że ciśnienie atmosferyczne wynosi nie 1,033 kg. a tylko równo 1 kg. na cm² i ciśnienie takie nazwano „atmosferą techniczną“ dla odróżnienia od faktycznego ciśnienia atmosferycznego, które wynosi nie 1 kg. lecz 1,033 kg. na każdy cm², które to ciśnienie nosi nazwę „atmosfery faktycznej“ lub „atmosfery fizycznej“. Ciśnienie zatem atmosfery technicznej odpowiada ciśnieniu słupa wody wysokości 10 metrów, lub ciśnieniu słupa rtęci wysokości 635 mm.

Jednocześnie wyjaśnić musimy, że ciśnienie atmosfery „faktycznej“, które mierzone na poziomie morza wynosi średnio 760 mm. słupa rtęci albo 10330 mm. słupa wody, nie jest stałe. Ciśnienie to zmienia się w granicach kilkunastu mm. słupa rtęci zależnie od wielu okoliczności. Ciśnienie zależy od szeregu czynników: 1) od wysokości danego miejsca nad poziomem morza, 2) od ciężaru właściwego powietrza, który się zmienia zależnie od temperatury, większej lub mniejszej zawartości w powietrzu pary wodnej, i innych przymieszek, od zachmurzenia, panujących wiatrów i t. p. okoliczności.

Przyrządy służące do mierzenia ciśnienia atmosferycznego, zbudowane w kształcie rurki z rtęcią, zanurzonej w naczyniu, jak na naszym rysunku,

lub w kształcie zagiętej rurki z jednym końcem otwartym, noszą nazwę **barometrów**. W technice do mierzenia ciśnień, wyrażonych atmosferami technicznymi, to jest w kilogramach na cm² i przy tem nie tylko w granicach jednej atmosfery lecz kilku, kilkunastu lub nawet kilkuset atmosfer, używamy przyrządów, które noszą nazwę **manometrów**. Z konstrukcją tych przyrządów zapoznamy się w drugiej części Maszynoznawstwa.

Gdy naprz. ciśnienie pary w kotle wynosi 15 atmosfer, to oznacza to, że panuje tam ciśnienie 15 kg. na każdy cm² wewnętrznej powierzchni kotła.

Ciśnienie może być, oczywiście, wyrażone i w innych jednostkach ciężaru np. w funtach i na inną jednostkę powierzchni n. p. na 1 cal kw. W dawnym zaborze Rosyjskim, a obecnie i w Anglii określa się ciśnienie w funtach na 1 cal kw. Spotykamy takie manometry t. j. przyrządy wskazujące ciśnienia, które wykazują je w funtach na cal kw. Zwykle na manometrach są wskazane jednostki, w jakich wskazują one ciśnienie.

Przeliczmy, ile wynosić będzie ciśnienie atmosferyczne wyrażone w funtach na cal². Jeżeli ciśnienie atmosfery wynosi 1 kg. na 1 cm. kw., to na powierzchnię cala będzie ono tyle razy większe ile razy powierzchnia cala jest większa od powierzchni 1 cm. kw. Cal bieżący 25,4 mm. a więc cal. kw. 2,54 × 2,54 = 6,4416 cm². Zatem ciśnienie atmosferyczne na 1 cal kw. wynosi 6,4416 kg. A ileż to będzie funtów? 1 kg. waży 2,45 funta to 6,4416 kg. 6,4416 × 2,45 = 15,781912 funtów. Zatem ciśnienie atmosferyczne wyrażone w funtach na cal kw. wynosi 15,78 funtów, co jest oczywiście to samo co 1 kg. na 1 cm².

Prawo Pascala'a (czytaj Paskala). Ciśnienie, wywierane na ciecz lub gaz w naczyniu zamkniętym, rozchodzi się w owej cieczy lub gazie we wszystkich kierunkach równomiernie, z jednakową siłą i naprężeniem i działa prostopadle do ścianek naczynia. Gdybyśmy naprzykład posiadali naczynie kształtu, wskazanego na fig. 366 zaopatrzone w trzy cylindry i trzy odpowiednie tłoczki, z których I-szy posiadałby powierzchnię 5 cm², II-gi powierzchnię 15 cm², a trzeci powierzchnię 50 cm² i, o ile naczynie to byłoby wypełnione cieczą lub gazem, to przy wywarciu na tłoczek I-szy ciśnienia 15-u kg. to znaczy 15 : 5 = 3 kg/cm² powierzchni, ciśnienie to rozchodziłoby się w całej cieczy z jednakową siłą a więc tłoczek II-gi byłby przez ciecz wypychany z siłą 3 kg. × 15 = 45 kg., a tłoczek III-ci z siłą 3 kg. × 50 = 150 kg. Na zasadzie powyższej właściwości cieczy budowane są takie przyrządy jak pompki do próbowania kotłów ciśnieniem hydraulicznym.

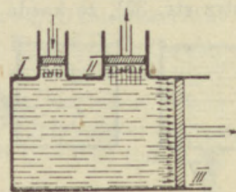


Fig. 366

nem, lewary hydrauliczne, prasy hydrauliczne, akumulatory wodne i inne, z którymi zaznajomimy się na innym miejscu.

Prawo Archimedeasa. Każde ciało, zanurzone w cieczy lub gazie, traci pozornie na swym ciężarze tyle, ile waży ciecz lub gaz, wyparty przez to ciało. Dlatego też kamień zanurzony w wodzie waży mniej, niż ten sam kamień w powietrzu. Ten sam również kamień waży mniej w powietrzu niż w próżni.

Dlatego też każde ciało, którego ciężar właściwy jest mniejszy niż ciężar właściwy jakiejś cieczy, zanurzone do tej cieczy nie tonie, lecz pływa po cieczy. Drzewo, lód, lój, parafina i t. d. pływają po wodzie. Kamień, cegła, żelazo i inne metale pływają po rtęci. Balon, wypełniony gazem lżejszym od powietrza, którego zatem ogólny ciężar właściwy jest mniejszy niż ciężar dolnych warstw powietrza, unosi się aż do takiej wysokości, przy której jego ciężar właściwy zrówna się z ciężarem właściwym górnych warstw atmosfery, która jak wiemy jest coraz rzadsza a więc i lżejsza.

Prawo Boyle'a (czytaj Bojla). Mówiąc o właściwościach cieczy i gazów powiedzieliśmy, że ciecze są bardzo mało ściśliwe a gazy, naodwrot, bardzo łatwo ściśliwe. To znaczy, że jeżeli na ciecz działamy nawet bardzo wielkim ciśnieniem, to objętość jej zmienia się bardzo nieznacznie i naodwrot, jeżeli na gaz podziałamy nawet nieznacznym ciśnieniem, to objętość gazu znacznie się zmniejszy. Prawo Boyle'a w odniesieniu do gazów głosi, że ta sama masa (ilość) gazu posiada w niezmiennej temperaturze objętość odwrotnie proporcjonalną do ciśnienia. Jeżeli byśmy naprzykład mieli 1 m³ gazu doskonałego przy ciśnieniu 1 atmosfery i podziałalibyśmy nań ciśnieniem 5 atmosfer, to objętość tego gazu zmniejszyłaby się do 1/5 m³, a jeżeli na tę samą ilość gazu podziałalibyśmy ciśnieniem tylko 1/2 atmosfery to objętość gazu powiększyłaby się do 2 m³ i t. d. Dodać należy, że prawo to jest słusznem dla gazów rzeczywistych tylko do pewnego stopnia.

O wypływie cieczy. Wiadomo nam z naszych poprzednich rozważań (patrz str. 35), że każde ciało podniesione na pewną wysokość posiada



Fig. 367.

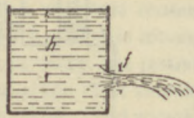


Fig. 368.

energję położenia (potencjalną). Oczywiście więc jest, że i ciecz zawarta w naczyniu posiada również energję potencjalną. Ilość tej energii dla każdego ciała równa się iloczynowi z ciężaru ciała przez wysokość położenia. ($G \times H$). A ponieważ ciężar jest iloczynem masy przez przyspieszenie ($m \times g$), przeto ilość energii potencjalnej, posiadanej przez jakiegokolwiek ciało, a więc przez ciecz zawartą w naczyniu będzie: $m \times g \times h$ przyczem m — ozna-

cza masę cieczy, g — przyspieszenie ziemskie, a h — wysokość położenia (wysokość poziomu cieczy). Jeżeli ciecz będzie wypływała swobodnie z naczynia przez otwór, to energia potencjalna tej cieczy zamieniać się będzie całkowicie na energję ruchu (energję kinetyczną), która to energia nazywana niekiedy siłą żywą, równa się jak nam wiadomo (patrz str. 35), $\frac{m \times v^2}{2}$. Wobec więc zasady niezniszczalności energii możemy napisać

$$\text{równość: } m \times g \times h = \frac{1}{2} m v^2 \text{ skąd } v^2 = \frac{m \times g \times h \times 2}{m \times 1} = 2gh \text{ czyli}$$

$v = \sqrt{2gh}$. „ v “ w danym wypadku będzie prędkością wypływu, „ h “ — wysokością spadku „ g “ — przyspieszeniem ziemskim. (Jest to zresztą znany już nam wzór na szybkość spadania — patrz str. 18). Widzimy więc, że teoretyczna szybkość wypływu cieczy jakimś otworem z naczynia zależy tylko od wysokości spadku t. j. odległości pionowej otworu od poziomu cieczy.

Ilość cieczy, wypływającej z naczynia, powinna być iloczynem powierzchni przekroju przez prędkość wypływu, czyli $F \times V$ albo $F \times \sqrt{2gh}$ gdzie F — oznacza powierzchnię (przekrój) otworu.

Praktycznie jednak zarówno szybkość wypływu, wskutek pewnych strat, będzie nieco mniejsza jak i rzeczywisty przekrój wypływającego strumienia, wskutek równoległego dopływu cieczy ze

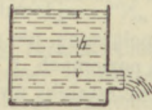


Fig. 369.

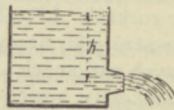


Fig. 370.

wszystkich stron do ścianki, w której znajduje się otwór, będzie nieco zmniejszony (zwążony). Tak, że ilość wypływającej cieczy w rzeczywistości będzie mniejsza, niż to wypada z teoretycznego obliczenia i wyniesie ona tylko $Q = 0,62 \times F \times \sqrt{2gh}$.

Ilość tę da się nieco powiększyć, jeżeli otwór zaopatrzymy w krótką rurkę (przystawkę) cylindryczną lub koniczną (stożkową). O zbieżności równej około 13°. Przy rurce cylindrycznej $Q = 0,82 \times F \times \sqrt{2gh}$ przy rurce konicznej $Q = 0,946 \times F_1 \times \sqrt{2gh}$ przyczem F_1 — oznacza koniczny przekrój zwążony. Obliczona w ten sposób ilość będzie, oczywiście, ilością wypływającej cieczy w ciągu 1 sekundy, a ilość cieczy wypływającej w ciągu „ t “ sekund będzie oczywiście t razy większa, czyli $Q = 0,62$ (lub 0,82) (lub 0,946) $\times F \times t \times \sqrt{2gh}$.

O ciśnieniu hydraulicznem, zwanem także ciśnieniem hydrodynamicznem. Wiemy już, że ciecz, znajdująca się w jakimś naczyniu w spoczynku, wywiera na ścianki tego naczynia ciśnienie, które nazywaliśmy ciśnieniem hydrostatycznym. Jeżeli zaś ciecz przepływa przez jakieś naczynie, prze-

wód lub rurę, (czyli znajduje się w ruchu), to także wywiera ciśnienie na ścianki tego naczynia, które nazywamy ciśnieniem hydraulicznym. Ciśnienie hydrauliczne jest zawsze mniejsze od ciśnienia hydrostatycznego, może ono spaść do 0 (zera) a nawet w pewnych okolicznościach może przyjmując wartość ujemną, to znaczy nie tylko nie będzie powodowało żadnego ciśnienia na ścianki naczynia, lecz przeciwnie może nawet powodować ssanie. Jeżeli ciśnienie statyczne nazwiemy p_s (ze znacznikiem „s”), a ciśnienie

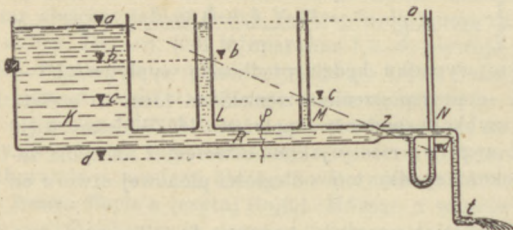


Fig. 371.

dynamiczne p_d (ze znacznikiem „d”) to zawsze $p_d < p_s$. Różnica między ciśnieniem hydrostatycznym i hydraulicznym będzie tym większa, im większa będzie szybkość wypływu. Gdyby z przedstawionego na fig. 371 naczynia „k” wypływała ciecz rurką „R” i wylotem „t”, to poziom cieczy w rurkach „L”, „M” i „N” znajdowałby się, pomimo, że rurki te należy uważać jako naczynia połączone, nie na poziomie „a”, a na coraz to niższych poziomach t. j. na poziomach „b”, „c” i „d”. Jeżeli wylot „t” zostałby zamknięty, a więc ciecz przestałaby wypływać, to poziom cieczy we wszystkich rurkach zrównałby się, jak to ma miejsce w naczyniach połączonych.

Powód dla którego ciśnienie hydrauliczne jest mniejsze niż ciśnienie hydrostatyczne jest następujący. Ciśnienie hydrostatyczne jest rodzajem energii potencjalnej. Przy wypływanu cieczy przez rurę, tylko część tej energii potencjalnej przekształca się na energię kinetyczną powodując szybkość wypływu. Ciśnienie więc hydrauliczne jest tylko różnicą, jaka pozostała z ciśnienia hydrostatycznego po odjęciu tej części ciśnienia, która poszła na wytworzenie ruchu cieczy. Jeżeli więc naprz. przewód nasz byłby otwarty w przekroju „P”, a ciecz w rurce „L” stałaby na poziomie „b”, to należałoby zjawisko to rozumieć w ten sposób: Część ciśnienia t. j. od poziomu „a” do poziomu „b”, została zużyta na wytworzenie ruchu cieczy w rurce „R”, przekształciła się w energię kinetyczną i gdybyśmy naprz. w naszym naczyniu „K”, na wysokości poziomu „b” zrobili otwór, jak wskazuje korek, to ciecz pod wpływem straconego ciśnienia od „a” do „b” wypływałaby z otworu tego korka z taką samą szybkością, z jaką płynie przewodem „R”. Ciśnienie zatem od „R” do „b”, tak zwane ciśnienie hydrauliczne, jest pozostałością pierwotnego ciśnienia hydrostatycznego od „R” do „a”, nie przekształconego na energię kinetyczną.

Na schemacie naszym widzimy dalej, że wzdłuż pewnego przewodu, którym płynie ciecz, ciśnienie hydrauliczne spada, tak że ciecz, po przepłynięciu przewodem od „L” do „M”, straciła na ciśnieniu hydraulicznym słup od „b” do „c”. Ta strata ciśnienia pochodzi wskutek oporów, stawianych płynącej cieczy przez przewód (opór tarcia), co wyjaśnimy jeszcze niżej.

Pamiętajmy dalej, że ilość przepływającej cieczy przez przewód przy niezmiennym „h” jest wielkością stałą. Jeżeli więc na przewodzie naszym w miejscu „Z” zrobiliśmy zwężenie przekroju rury, to będzie to miało za skutek wzrost prędkości przepływu w zwężonym przewodzie, ale jednocześnie i wzrost oporów.

Przy znacznej szybkości przepływu cieczy przez przewód, ciśnienie hydrauliczne może opaść (jak to już mówiliśmy) nawet poniżej 0 (zera), jak w naszym wypadku do poziomu „d” (w rurce „N”), a to przejawia się w postaci tak zwanej eżekcji to jest ssania powietrza przez strumień cieczy. Ciecz przez rurkę „N” będzie ssała powietrze. Ta właściwość, to jest ssące działanie bardzo szybko przepływającego strumienia cieczy lub gazu, znalazła w technice zastosowanie przy budowie całego szeregu przyrządów naprz. pompy strumieniowe, inżektory, eżektory i t. p., z którymi zetknęliśmy się jeszcze na innym miejscu.

Opory przy przepływie cieczy rurami. Ciecz przepływająca przez przewody rurowe napotyka różne opory, a mianowicie: opór tarcia cieczy o ścianki rury, oraz opór wewnętrzny wzajemnego tarcia cząstek cieczy. Rury o wewnętrznych ściankach gładkich powodują oczywiście opór mniejszy, rury zaś stare zużyte, zamulone, powodują opór większy. Ten ogólny opór wyraża się jako strata ciśnienia przepływającej cieczy. Jeżeli naprz. ciecz przepływa jakimś przewodem (fig. 372) o średnicy „d” na długości „l” z pewną prędkością „v” to, o ile wstawimy na początku i na końcu tego odcinka rury, cienkie rurki (zwane piezometrami) cieczy w tych piezometrach pod-

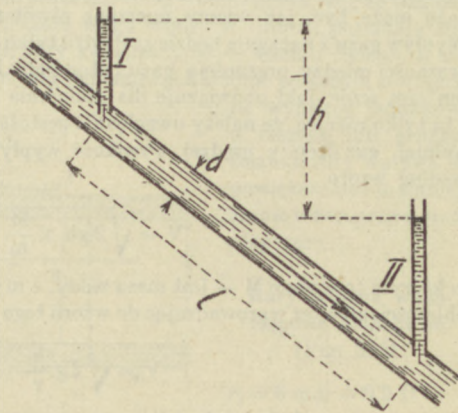


Fig. 372.

nie się na pewną wysokość. Poziom cieczy w rurce I-ej będzie wyższy niż w rurce II-ej. Różnica tych poziomów t. j. wysokość „h” jest właśnie spadkiem ciśnienia (stratą ciśnienia) cieczy spowodowaną oporami przy przepływie przez rurę na długości „l”. Ten spadek ciśnienia jest proporcjonalny do długości rury. Jeżeli na przewodzie mamy jakieś zwięzienia załamania kolana, zawory i t. p. to wszystkie one powiększają opory, czyli powodują większy spadek ciśnienia. Istnieją w mechanice wzory przy pomocy których da się obliczyć, w zależności od długości, przewodu, jego średnicy, szybkości przepływu oraz pewnych współczynników doświadczalnych zarówno spadek ciśnienia piezometrycznego „h” jak i ilość przepływającej cieczy, czem jednak zajmować się nie będziemy, gdyż przekracza to ramy pracy niniejszej. Powyższe jednak okoliczności, t. j. różnica między ciśnieniem statycznym i dynamicznym cieczy, oraz opory w przewodach rzucają nam światło na fakt, że przy różnych instalacjach wodociagowych, pomimo, że na stacji wodociagowej istnieje znaczne ciśnienie, to jednak w punktach znacznie oddalonych od stacji, ciśnienie wody w przewodach wodociagowych jest tak małe, że woda często nawet, zwłaszcza podczas wydajnego jej czerpania, nie dochodzi na wyższe piętra. Natomiast w nocy, gdy czerpania wody prawie niema, woda nawet w oddalonych punktach dochodzi na najwyższe piętra, chociaż ciśnienie na stacji wodociagowej bynajmniej się nie powiększyło.

O wypływie gazów. Podobnie jak cieczy wypływają z naczyń pod wpływem ciśnienia hydrostatycznego cieczy, tak samo gazy i pary wypływają z naczyń pod wpływem swej prężności (ciśnienia). Ciśnienie (prężność) gazu może być, jak wiemy mierzone również wysokością słupa cieczy. Wypływ gazu z naczynia będzie zachodził tylko wtedy, jeżeli panuje różnica prężności między prężnością gazu i otoczenia. Będzie tu więc obowiązywał ten sam wzór, jaki obowiązuje dla obliczenia szybkości wypływu cieczy, z tą tylko różnicą, że należy uwzględnić gęstość gazu. Gaz cięższy wypływa wolniej, gaz lżejszy prędzej. Prędkość wypływu gazu możemy obliczyć według wzoru

$$V = \sqrt{2gh \times \frac{M}{m}}$$

w którym to wzorze M — jest masą wody, a m — masą gazu w jednakowej objętości, albo też wprowadzając do wzoru tego ciężar m^3 danego gazu w kg.

$$V = \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}}$$

przyczem h — jest ciśnieniem gazu w mm. słupa wody a γ jest ciężarem $1 m^3$ gazu w kg.

Przykład. Prędkość wypływu gazu świetlnego przy ciśnieniu 10 mm. słupa wody będzie. (p — gazu świetlnego w/g tablicy na stronie 219 przyjmujemy 0,45)

$$V = \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}} = \sqrt{2 \times 9,81 \times \frac{10}{0,45}} = \text{około } 20,8 \text{ m/sek.}$$

Przy przepływie gazów i par przez przewody muszą one tak samo jak i cieczy pokonywać opory, co ma za skutek spadek ciśnienia, a ponieważ gazy i pary pod wpływem ciepła znacznie powiększają swoją objętość lub prężność, to przy ochładzaniu się w przewodach następuje także spadek ciśnienia (prężności). Wogóle zjawisk, dotyczących zachowania się gazów i par, nie można rozpatrywać nie uwzględniając ich temperatur. Temat ten zostawimy przeto narazie na uboczu i powrócimy doń w części 2-iej przy nauce o cieple.

RUROCIĄGI.

Rurociągi służą do przeprowadzania (transportowania) cieczy i gazów (par). Składają się one z oddzielnych rur łączonych w jedną całość. Najczęściej używane rury bywają wykonywane z żelaza lanego (żeliwa) oraz z żelaza kujnego, rzadziej z miedzi, mosiądzu lub ołowiu.

Rury lane, żeliwne, używane głównie do wody jako rury wodociagowe, kanalizacyjne lub zlewowe, łączy się ze sobą na kielichy (mufy) lub też na kryzy (kołnierze) skręcane śrubami. Rury wodociagowe lane ze względu na znaczne ciśnienia wody, które mogą istnieć w rurach, posiadają stosunkowo najgrubsze ścianki, rury kanalizacyjne — ścianki cieńsze, a zlewowe — najcieńsze. Przy tem rury jednakowych średnic posiadają zewnętrzne wymiary jednakowe a cieńsza lub grubsza ścianka rury wpływa na powiększenie lub zmniejszenie wewnętrznej średnicy rury.

Rury żeliwne wodociagowe kielichowe.
(Fig. 373).

$$\begin{aligned} r_3 &= 6 \text{ mm} + 0,2 D \\ r_1 &= k \\ r_2 &= 0,25 b \end{aligned}$$

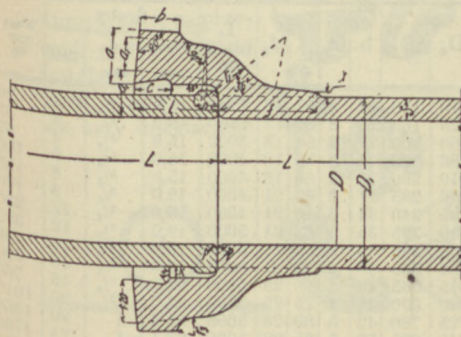


Fig. 373.

Wymiary w milimetrach

D	D ₁	S	l	f	k	a	a ₁	c	m	b	x	p	n	L Długość rury m/m	Waga całej rury w kg.
40	56	8	60	63	7	26	21	26	4,5	31	1	3,5	14	2500	25
50	66	8	60	63	7	26	22	26	4,5	31	1	3,5	14	2500	30
80	99	9	60	65	7	27	23	26	4,5	31	1	3,5	14	3000	60
100	118	9	64	66	8	28	23	27	4,5	32	1	3,5	14	4000	96
120	145	10	65	67	8	29	24	27	4,5	32	1	3,5	14	4000	130
150	170	10	66	69	8	30	25	28	4,5	33	1	4	15	4000	155
200	222	11	68	72	8	32	27	29	5	34	1	4	15	4000	225
250	274	12	70	75	9	34	29	30	5	35	1	4	16	5000	375
300	326	13	72	78	9	36	30	31	5	36	1,5	4,5	17	5000	485
350	378	14	74	81	9	38	32	32	5,5	38	1,5	4,5	18	5000	610
400	430	15	76	84	10	40	34	33	5,5	38	1,5	5	18	5000	745
500	532	16	80	90	10	44	37	35	5,5	40	1,5	5	20	5000	990
600	636	17	84	96	11	48	41	37	6	42	2	5,5	21	5000	1340
700	740	20	88	102	11	52	44	39	6,5	44	2	6	23	5000	1740
800	844	22	92	108	12	56	48	41	6,5	46	2,5	6,5	24	5000	2180
900	948	24	96	124	13	60	51	43	7	48	2,5	7	26	5000	2680
1000	1052	26	100	120	13	64	55	45	7	50	2,5	7	27	5000	3230
1200	1260	30	108	132	13	72	62	49	7,5	54	3	8	30	5000	4480

Rury żeliwne
wodociągowe-kolnierzowe.

Fig. 374.

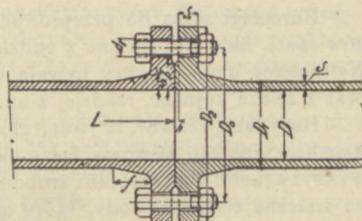


Fig. 374.

Wymiary w milimetrach

D	D ₁	S	S ₁	S ₂	D ₀	D ₂	b	h	f	d ₀	L Długość rury	Śruby		Waga rury kg.	
												średnica d.			Ilość
												mm	cale		
40	56	8	18	13	110	150	22	3	52	18	2500	15,9	5/8	4	26
50	66	8	18	14	125	165	25	3	52	18	2500	15,9	5/8	4	33
80	98	9	19	15	160	200	27	3	54	18	3000	15,9	5/8	4	62
100	118	9	20	16	180	220	28	3	55	18	4000	15,9	5/8	8	100
125	145	10	21	16	210	250	30	3	56	18	4000	15,9	5/8	8	135
150	170	10	22	17	240	285	31	3	58	21	4000	19,0	3/4	8	160
200	222	11	23	18	295	340	34	3	60	21	4000	19,0	3/4	12	230
150	274	12	24	20	350	395	35	3	63	21	5000	19,0	3/4	12	385
300	326	13	25	21	400	445	35	3	65	21	5000	19,0	3/4	12	495
350	378	14	26	22	460	505	40	4	68	21	5000	19,0	3/4	16	620
400	430	15	27	24	515	565	40	4	70	25	5000	22,2	7/8	16	760
500	532	16	30	26	620	670	42	4	75	25	5000	22,2	7/8	20	1010
600	636	18	33	27	725	780	42	5	80	28	5000	25,4	1	20	1360
700	740	20	33	30	840	895	50	5	85	28	5000	25,4	1	24	1760
800	844	22	36	33	950	1015	52	5	90	32	5000	28,6	1 1/8	24	2220

Rury kielichowe łączy się w ten sposób, że prosty koniec zasuwa się do kielicha, następnie zabija się sznur konopny, a w części ząbionej

zalewa ołowiem. Po zastygnięciu ołowiu powstały pakunek ołowiany jeszcze się uszczelnia „uszczelniakiem“. Rury kolnierzowe skręca się do łączenia śrubami. Rury żeliwne, w celu zabezpieczenia ich od rdzewienia, (są bowiem najczęściej zakopywane w ziemi), są obustronnie na gorąco smółcowane. Jeżeli rurociąg musi posiadać jakieś zagięcia, zwężenia lub rozszerzenia, rozgałęzienia i t. p. to pomiędzy oddzielne rury wstawia się kształtki (fasony), wskazane na fig. 375 t. j. łuki, kolana odgałęzienia, trojaki, krzyże, redukcje i t. p. W nowszych czasach na przewody podziemne stosowane bywają także rury z żelaza kowalnego także kielichowe lub kolnierzowe. Są to rury walcowane t. zw. „Mannesmanowskie“

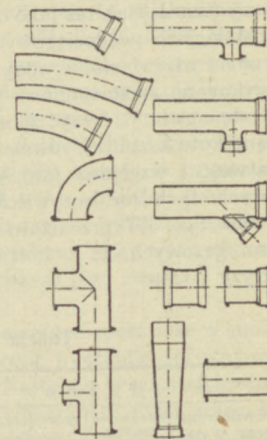


Fig. 375.

A ponieważ żelazo kowalne jest mniej odporne na rdzewienie od żeliwa, to rury takie są owijane na zewnątrz jutą i również smółcowane.

Rury żelazne kute spotykamy 4 rodzajów.

1) Rury t. zw. gazowe. Są to rury grubościennie, zwinięte z paska blachy i spawane do styku (fig. 376). Rury te są stosunkowo najmniej wytrzymałe na ciśnienia wewnętrzne.

Stosuje się je na przewody wodociągowe do instalacji wewnętrznych, parowe, gazowe, przy instalacjach

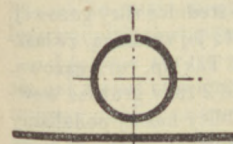


Fig. 376.

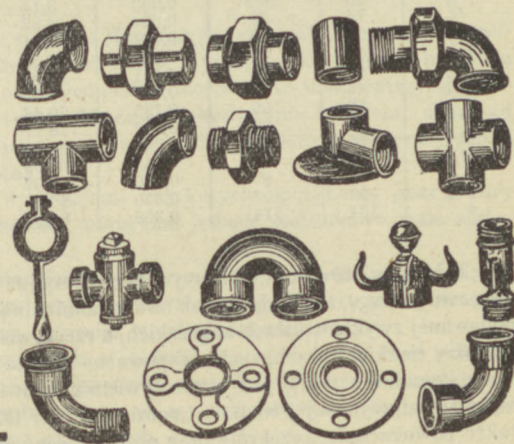


Fig. 377.

Wymiary w milimetrach

D	D ₁	S	l	f	k	a	a ₁	c	m	b	x	p	n	L Długość rury m/m	Waga całej rury w kg.
40	56	8	60	63	7	26	21	26	4,5	31	1	3,5	14	2500	25
50	66	8	60	63	7	26	22	26	4,5	31	1	3,5	14	2500	30
80	99	9	60	65	7	27	23	26	4,5	31	1	3,5	14	3000	60
100	118	9	64	66	8	28	23	27	4,5	32	1	3,5	14	4000	96
120	145	10	65	67	8	29	24	27	4,5	32	1	3,5	14	4000	130
150	170	10	66	69	8	30	25	28	4,5	33	1	4	15	4000	155
200	222	11	68	72	8	32	27	29	5	34	1	4	15	4000	225
250	274	12	70	75	9	34	29	30	5	35	1	4	16	5000	375
300	326	13	72	78	9	36	30	31	5	36	1,5	4,5	17	5000	485
350	378	14	74	81	9	38	32	32	5,5	38	1,5	4,5	18	5000	610
400	430	15	76	84	10	40	34	33	5,5	38	1,5	5	18	5000	745
500	532	16	80	90	10	44	37	35	5,5	40	1,5	5	20	5000	990
600	636	17	84	96	11	48	41	37	6	42	2	5,5	21	5000	1340
700	740	20	88	102	11	52	44	39	6,5	44	2	6	23	5000	1740
800	844	22	92	108	12	56	48	41	6,5	46	2,5	6,5	24	5000	2180
900	948	24	96	124	13	60	51	43	7	48	2,5	7	26	5000	2680
1000	1052	26	100	120	13	64	55	45	7	50	2,5	7	27	5000	3230
1200	1260	30	108	132	13	72	62	49	7,5	54	3	8	30	5000	4480

Rury żeliwne
wodociągowe-kołnierzowe.

Fig. 374.

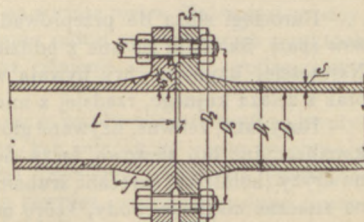


Fig. 374.

Wymiary w milimetrach

D	D ₁	S	S ₁	S ₂	D ₀	D ₂	b	h	f	d ₀	L Długość rury	Śruby		Waga rury kg.	
												średnica d . mm	cale		Ilość
40	56	8	18	13	110	150	22	3	52	18	2500	15,9	5/8	4	26
50	66	8	18	14	125	165	25	3	52	18	2500	15,9	5/8	4	33
80	98	9	19	15	160	200	27	3	54	18	3000	15,9	5/8	4	62
100	118	9	20	16	180	220	28	3	55	18	4000	15,9	5/8	8	100
125	145	10	21	16	210	250	30	3	56	18	4000	15,9	5/8	8	135
150	170	10	22	17	240	285	31	3	58	21	4000	19,0	3/4	8	160
200	222	11	23	18	295	340	34	3	60	21	4000	19,0	3/4	12	230
150	274	12	24	20	350	395	35	3	63	21	5000	19,0	3/4	12	385
300	326	13	25	21	400	445	35	3	65	21	5000	19,0	3/4	12	495
350	378	14	26	22	460	505	40	4	68	21	5000	19,0	3/4	16	620
400	430	15	27	24	515	565	40	4	70	25	5000	22,2	7/8	16	760
500	532	16	30	26	620	670	42	4	75	25	5000	22,2	7/8	20	1010
600	636	18	33	27	725	780	42	5	80	28	5000	25,4	1	20	1360
700	740	20	33	30	840	895	50	5	85	28	5000	25,4	1	24	1760
800	844	22	36	33	950	1015	52	5	90	32	5000	28,6	1 1/8	24	2220

Rury kielichowe łączy się w ten sposób, że prosty koniec zasuwa się do kielicha, następnie zabija się sznur konopny, a w części ząbionej zalewa ołowiem. Po zastęgnięciu ołowiu powstaje pakunek ołowiany jeszcze się uszczelnia „uszczelniakiem”. Rury kołnierzowe skręca się do łączenia śrubami. Rury żeliwne, w celu zabezpieczenia ich od rdzewienia, (są bowiem najczęściej zakopywane w ziemi), są obustronnie na gorąco smółcowane. Jeżeli rurociąg musi posiadać jakieś zagięcia, zwężenia lub rozszerzenia, rozgałęzienia i t. p. to

między oddzielne rury wstawia się kształtki (fasony), wskazane na fig. 375 t. j. łuki, kolana odgałęzienia, trojaki, krzyże, redukcje i t. p. W nowszych czasach na przewody podziemne stosowane bywają także rury z żelaza kowalnego także kielichowe lub kołnierzowe. Są to rury walcowane t. zw. „Mannesmanowskie”. A ponieważ żelazo kowalne jest mniej odporne na rdzewienie od żelaza, to rury takie są owijane na zewnątrz jutą i również smółcowane.

Rury żelazne kute spotykamy 4 rodzajów.

1) Rury t. zw. gazowe. Są to rury grubościennie, zwinięte z paska blachy i spawane do styku (fig. 376). Rury te są stosunkowo najmniej wytrzymałe na ciśnienia wewnętrzne. Stosuje się je na przewody wodociągowe do instalacji wewnętrznych, parowe, gazowe, przy instalacjach

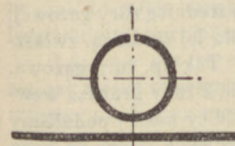


Fig. 376.

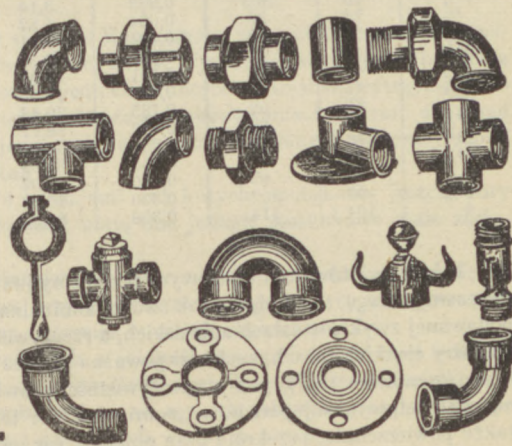


Fig. 377.

ogrzewañ centralnych i t. p. lecz zawsze tylko wtedy, gdy ciśnienie w rurach nie przekracza 2-3 atmosfer. Spotyka się je w handlu jako zwykłe rury (czarne) lub też jako ocynkowane (białe). Te ostatnie stosuje się przy instalacjach wodociagowych. Cynkowanie ma na celu zabezpieczenie rur od rdzewienia, a wody — od zabarwienia rdzą. Ponieważ rury te są wykonane ze stosunkowo grubego materiału, to da się na nich nacinać drobne gwinty i łączyć ze sobą oddzielne rury przez skręcanie na specjalne lano-kute kształtki, również gwintowane. I ta właśnie okoliczność, to jest łatwość i względna taniość montażu, stanowi o stosunkowo znacznym użyciu tych rur, oczywiście, tylko przy nieznacznych ciśnieniach. Załączona fig. 377 przedstawia nam właśnie takie kształtki do łączenia rur gazowych, t. j. kółanka, śrubunki, łuki, trojaki, krzyże, mufki, krzyży i t. p.

Tabela wymiarów rur gazowych.

Średnice			Powierzchnia		Objętość 1 m. b. rury w litrach	Waga 1 m. b. rury w kg.
wewnętrzna nom. w cal.	wewnętrzna rzeczyw. w mm.	zewnętrzna w mm	1 m. b. rury w m ²	przekr. rury w cm ²		
1/8	6	10	0,031	0,28	0,03	0,40
1/4	9	13	0,041	0,64	0,06	0,57
3/8	12	16,5	0,053	1,13	0,11	0,82
1/2	15	20,5	0,064	1,77	0,18	1,15
5/8	18	24	0,075	2,55	0,26	1,50
3/4	20	26,5	0,083	3,14	0,31	1,72
7/8	24	30	0,094	4,52	0,45	2,25
1	26	33	0,104	5,31	0,53	2,44
1 1/4	34,5	42	0,132	9,35	0,94	3,40
1 1/2	40	48	0,151	12,57	1,26	4,20
1 3/4	43	51	0,160	14,52	1,45	4,60
2	51	59	0,185	20,43	2,04	5,80
2 1/4	60	69	0,217	28,27	2,83	6,80
2 1/2	66	75	0,236	34,21	3,42	7,70
2 3/4	71	81	0,255	39,59	3,96	8,90
3	79	89	0,280	49,02	4,90	10,00
3 1/2	92	102	0,320	66,48	6,65	11,50
4	104	114	0,358	84,95	8,50	13,50

Tabelę gwintów do rur gazowych podaliśmy już na str. 113. Przy okazji zwracamy uwagę, że pomiędzy tak zwaną nominalną średnicą rury gazowej, podawanej zwykle w calach angielskich, a rzeczywistą jej średnicą, zwłaszcza przy cienkich rurach, zachodzi poważna różnica. Tak np. rura gazowa, t. zw. ósemkowa (1/8"), jest w rzeczywistości prawie 2 razy grubsza wewnątrz aniżeli wynosi jej średnica „nominalna“. W tablicy naszej podaliśmy także powierzchnie, przekroje oraz objętość rur gazowych. Dane te będą nam potrzebne przy rozważaniu ustrojów ogrzewañ centralnych.



Fig. 378

2) Rury tak zwane kotłowe wykonywane są również ze zwinętych pasków blachy lecz spawanych (szwejsowanych) nie do styku, jak to miało miejsce przy rurach gazowych, lecz na zakładkę (fig. 378). Wskutek tego spoina jest znacznie pewniejsza i wytrzymalsza a nadto może być tu użyty cieńszy materiał niż w rurze gazowej. Ponieważ rury te są używane, jako rury ogniowe przy kotłach, stąd też powstała ich nazwa „kotłowych“. Używa się je na rurociągi zarówno do cieczy, gazów i par gdy mamy do czynienia z ciśnieniem w granicach nie przekraczających kilku atmosfer. Ponieważ ścianki rur są cienkie, przeto nie da się na nich nacinać gwintów, łączenie takich rur ze sobą lub z jakimiś częściami fasonowymi może być tylko na kołnierze, co oczywiście utrudnia montaż i zwiększa jego koszty.

3) Rury ciągnięte bez szwu wykonywane są w ten sposób, że w silnie rozżarzony blok zostaje naprzód wbity na prasie hydraulicznej stalowy trzpień, przez co otrzymuje się rodzaj szklanki. Następnie przez wielokrotne przeciąganie na specjalnych maszynach (przeciągarkach) przez coraz to cieńsze otwory, ścianki zostają zcienione i wyciągnięte, aż wreszcie otrzymuje się rurę żądanych wymiarów. Rura taka, jako wykonana z pełnego materiału, nie jest nigdzie na obwodzie spawana, jest więc znacznie wytrzymalsza od rur kotłowych, a tembardziej gazowych. Może być więc stosowana na jeszcze wyższe ciśnienia.

4) Rury waleowane systemu Mannesmana są wykonane również z pełnego bloku materiału drogą walcowania. Wyróżniają się więc one b. wielką wytrzymałością. Przy odpowiednich grubościach ścianek wytrzymują ciśnienia do kilkuset atmosfer. Procesu wykonywania tych rur, skądinąd b. ciekawego nie podajemy, odsyłając zainteresowanych do pracy mojej p. t. „Technologia metali“.

Po za podanymi 4 rodzajami rur kutyh spotykamy jeszcze rury wykonywane w inny sposób, mają one jednak stosunkowo małe zastosowanie.

Rury kute 3-ch ostatnich rodzajów mierzy się nie średnicą zewnętrzną, jak to miało miejsce przy pierwszym rodzaju t. j. rurach gazowych, lecz średnicą zewnętrzną i również w calach angielskich.

Łączenie rur ze sobą lub z jakimiś częściami fasonowymi odbywa się, jak to już mówiono, na krzyży (kołnierze). Sposoby umocowania kołnierzy na rurach oraz sposoby wykonania samych połączeń bywają różne, zależne od rodzaju rur oraz panujących w rurach prędkości.

Rury żelazne kute.
Waga 1 m bieżącego rury w kg.

Średnica zewnętrzna dł. m.	Przy normalnej grubości ścianki		Przy ściance grubszej od normalnej o milimetrów							Średnica wewnętrzna mm.	Grubość ścianki mm.	Kołnierze (krzyż)	Śruby średnica mm.	Pa- wierzach- nia rury w m ²	Prze- kroj- nię w m ²	Obi- tosc rury w litrach	
	mm.	kg.	0,25	0,50	0,75	1	1,5	2	2,5								3
1 1/2	38	2,00	1,97	2,17	2,37	2,27	2,95	3,32	3,68	4,08	96	68	3/8	4	0,119	8,8	0,88
1 3/8	2,50	1,80	1,80	2,83	3,05	3,26	3,67	4,08	4,47	4,85	99	71	3/8	4	0,130	10,8	1,08
1 3/4	41,5	2,40	2,61	2,83	3,05	3,28	3,51	3,96	4,40	4,84	103	8	3/8	4	0,140	12,6	1,26
1 7/8	44,5	2,50	2,80	3,05	3,28	3,51	3,96	4,40	4,84	5,24	106	8	3/8	4	0,149	14,5	1,45
2	47,5	2,50	3,01	3,26	3,52	3,77	4,26	4,73	5,20	5,65	106	8	3/8	4	0,160	17,0	1,70
2 1/4	51	2,70	3,56	3,80	4,07	4,33	4,86	5,37	5,88	6,37	116	10	1/2	4	0,170	19,2	1,92
2 1/2	54	2,75	3,45	3,74	4,03	4,32	4,90	5,17	5,72	6,25	121	10	1/2	4	0,189	22,9	2,29
2 3/4	57	2,75	3,65	3,95	4,26	4,57	4,87	5,47	6,08	6,63	124	10	1/2	4	0,200	26,0	2,60
3	60	3,00	4,50	4,83	5,15	5,47	6,10	6,72	7,33	7,92	129	10	1/2	4	0,220	32,2	3,22
3 1/4	63,5	3,00	4,45	4,79	5,13	5,48	6,49	7,14	7,79	8,42	133	12	10 1/8	4	0,239	38,5	3,85
3 1/2	70	3,00	4,90	5,30	5,69	6,07	7,20	7,94	8,67	9,39	140	12	10 1/8	4	0,261	46,0	4,60
3 3/4	76	3,00	5,35	5,76	6,19	6,61	7,04	7,85	8,64	9,44	146	12	10 1/8	4	0,280	53,5	5,35
4	83	3,50	6,80	7,28	7,74	8,20	8,66	9,56	10,42	11,29	163	14	132	4	0,299	61,5	6,15
4 1/4	89	3,50	7,32	7,81	8,31	8,80	9,29	10,27	11,22	12,17	169	14	132	4	0,320	70,1	7,01
4 1/2	95	3,50	7,83	8,36	8,90	9,43	9,95	11,00	12,03	13,05	175	14	138	4	0,339	79,3	7,43
4 3/4	102	3,75	9,01	9,58	10,15	10,72	11,29	12,42	13,53	14,63	185	14	148	4	0,358	89,1	8,91
5	114	3,75	10,10	10,75	11,40	12,04	12,68	13,95	15,21	16,46	191	14	154	4	0,380	100,3	10,03
5 1/4	127	4,25	13,75	13,47	14,20	14,91	15,62	17,04	18,45	19,84	212	19	160	4	0,418	122,7	12,27
5 1/2	140	4,50	14,90	15,70	16,50	17,29	18,08	19,65	21,21	22,76	204	14	167	4	0,440	134,8	13,48
6	152	4,50	16,22	17,10	17,96	18,83	19,70	21,41	23,12	24,81	226	16	179	4			
6 1/4	165	4,50	17,65	18,61	19,55	20,50	21,44	23,32	25,18	27,03	231	16	184	4			
7	178	4,50	19,08	20,11	21,14	22,17	23,19	25,22	27,24	29,26	239	16	192	4			

Rury miedziane.

Waga 1 m bież. rury w kg. „d“ (średnica wewnętrzna w mm).

d mm	Grubość ścianki milimetrów											
	1	1,25	1,50	1,75	2	2,25	2,50	2,75	3	3,50	4	5
10	0,305	0,390	0,479	0,571	0,667	0,766	0,868	0,974	1,084	1,313	1,556	2,085
12	0,361	0,460	0,563	0,669	0,778	0,891	1,007	1,127	1,251	1,508	1,779	2,363
14	0,417	0,529	0,646	0,766	0,889	1,016	1,146	1,280	1,417	1,702	2,001	2,641
16	0,472	0,599	0,729	0,863	1,000	1,141	1,285	1,433	1,584	1,897	2,224	2,919
18	0,528	0,669	0,813	0,960	1,112	1,266	1,424	1,586	1,751	2,092	2,446	3,197
20	0,583	0,738	0,896	1,058	1,223	1,391	1,563	1,739	1,918	2,286	2,669	3,475
30	0,861	1,086	1,313	1,544	1,779	2,017	2,259	2,503	2,752	3,194	3,781	4,865
40	1,139	1,433	1,730	2,031	2,335	2,643	2,954	3,268	3,586	4,173	4,893	6,255
50	1,417	1,781	2,147	2,517	2,891	3,268	3,649	4,033	4,420	5,146	6,005	7,645
60	1,695	2,128	2,564	3,004	3,447	3,894	4,344	4,797	5,254	6,119	7,117	9,035
70	1,974	2,478	2,983	3,491	4,003	4,519	5,039	5,562	6,088	7,092	8,229	10,430
80	2,252	2,823	3,398	3,977	4,550	5,145	5,734	6,326	6,922	8,065	9,341	11,820
90	2,530	3,171	3,815	4,464	5,115	5,770	6,429	7,091	7,757	9,038	10,400	13,210
100	2,808	3,518	4,223	4,950	5,673	6,396	7,124	7,856	8,591	10,010	11,570	14,600

Rury mosiężne.

Waga 1 m bieżącego rury w kg. („d“ — średnica wewnętrzna w mm).

d mm	Grubość ścianki milimetrów						d mm	Grubość ścianki milimetrów					
	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5		3	1,5	1,75	2	2,5	3
25	0,719	0,912	1,105	1,300	1,492	1,908	2,322	60	2,577	2,993	3,428	4,324	5,225
30	0,857	1,085	1,313	1,541	1,769	2,254	2,737	65	2,765	3,235	3,704	4,669	5,640
35	0,995	1,258	1,520	1,783	2,045	2,599	3,151	70	2,972	3,477	3,981	5,015	6,055
40	1,134	1,431	1,728	2,025	2,322	2,944	3,566	75	3,180	3,719	4,257	5,361	6,469
45	1,272	1,604	1,935	2,267	2,598	3,289	3,981	80	3,387	3,961	4,534	5,707	6,884
50	1,410	1,776	2,143	2,509	2,875	3,634	4,396	90	3,802	4,445	5,087	6,399	7,714
55			2,350	2,751	3,151	3,979	4,810	100	4,217	5,129	5,640	7,091	8,543

Rury ołowiane.

„d“ średnica w świetle w mm „s“ grubość ścianki w mm
„G“ — waga 1 m bież. w kg.

d mm	S mm	G kg.	d mm	S mm	G kg.	d mm	S mm	G kg.	d mm	S mm	G kg.	d mm	S mm	G kg.
5	2	0,50		5	4,05	28	4	4,5		6	9,8	54	4	8,2
6	2	0,60	20	3	2,4		6	7,2	42	4	6,55		6	12,8
7	3	1,05		5	4,5	30	4	5,35		6	10,3	59	4	8,95
8	3	1,15	22	3	2,7		6	7,7	44	4	6,85		6	14,02
9	3	1,30		5	4,8	32	4	5,1		6	10,8	65	4	9,8
10	3	1,50	24	3	3,0		6	8,1	46	4	7,0		6	15,2
12	4	1,6		5	5,1	35	4	5,6		6	11,1	68	4	10,7
15	5	3,0	25	4	4,1		6	8,75	48	4	7,4		6	15,9
	3	1,9		6	6,6	38	4	6,0		6	11,5	76	4,5	12,5
	5	3,5	26	4	4,3		6	9,4	50	4	7,7		7	20,75

Załączone fig. 379—381 przedstawiają nam pospolite połączenia kołnierze przy niskich prężnościach. Na pierwszym rysunku widzimy kute kryzy nalutowane na końce rur lub też tylko nabite i rozklepane. Na drugim — na końce rur są nalutowane tylko pierścienie, a oprócz nich nawlezione swobodnie, tak zwane, kryzy luźne (które mogą być odlane i pozosta-

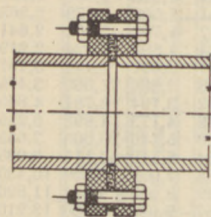


Fig. 379.

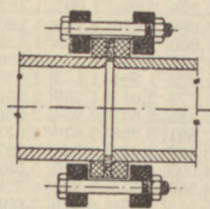


Fig. 380.

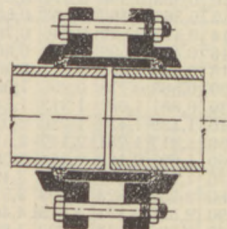


Fig. 381.

wione w stanie surowym). Kryzy luźne ściskają pierścienie. Szczeliwo w postaci krążka gumowego (dla wody) lub azbestowego (dla pary) zakłada się przy pierwszej konstrukcji między kryzy, przy drugiej między pierścieniem. Na 3-im rysunku widzimy połączenie na luźne kryzy z wewnętrzną tulejką. Tulejka nawleczona jest luźno na rury a szczeliwo zakłada się między kryzy i tulejkę. W ten sposób szczelność otrzymuje się nie między końcami rur lecz w miejscach założenia szczeliwa, co zabezpiecza przeciwko wyciekaniu lub ulatnianiu.

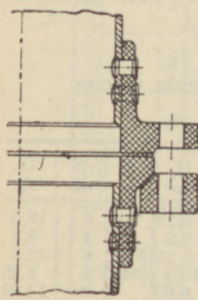


Fig. 382.

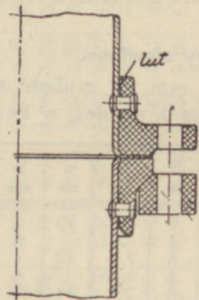


Fig. 383.

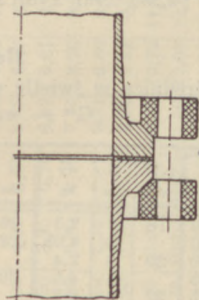


Fig. 384.



Fig. 385.

Dalsze fig. 382—385 przedstawiają nam inne rodzaje połączeń kołnierzowych używane przy wyższych prężnościach.

Na fig. 382 widzimy kołnierz i pierścień przynitowane do rury. Na fig. 383 pierścień i kołnierz, oprócz przynitowania do rur, są jeszcze oblutowane. Na fig. 384 widzimy obrączki (pierścienie) dokute (doszwejsowane) do rur w sposób wskazany na fig. 385. Jako szczeliwo jest tu użyta obrączka z falistej blachy miedzianej, założonej między kryzy lub też między pierścieniem. Inne rodzaje uszczelnień stanowią uszczelnienia

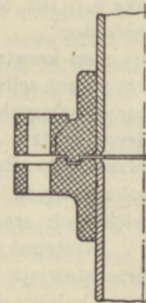


Fig. 386.

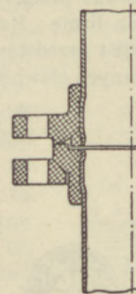


Fig. 387.

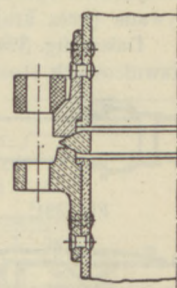


Fig. 388.

na wpust i wpustkę lub na soczewkę, jak to wskazano na fig. 386—388. Ten rodzaj uszczelnień wymaga doszlifowywania.

Przewody rurowe, jak zresztą i wszystkie inne ciała, podlegają pod wpływem zmiany temperatur wydłużeniu lub kurczeniu się, co przy przewodach krótkich może być nie brane pod uwagę. Przy przewodach zaś długich, zwłaszcza prostych, zmiany długości wypadają jednak dość znaczne tak, że przewód należy zaopatrzyć w urządzenie umożliwiające jego wydłużenie się lub kurczenie, nie wpływające szkodliwie na połączenia i na same przewody, które mogłyby się deformować i powodować nieszczelności. Przewody posiadające liczne zagięcia (załamania) nawet przy znacznych długościach zachowują się w tym wypadku lepiej, ponieważ poddają się na zgięciach, tak że często można nie zaopatrzać je w specjalne urządzenia wyrównyujące zmianę długości.

Wydłużanie to odgrywa większą rolę przy przewodach parowych i wynosi 1,1 mm. na 1 m. bieżący rury żelaznej przy różnicy temperatur 100° C.

Do wyrównywania długości przewodów, powstałej wskutek zmiany temperatury, służą kompensatory. Spotykamy kompensatory sprężyste i kompensatory dławnicowe.

Załączone fig. 389 i 390 przedstawiają nam typowe konstrukcje kompensatorów sprężystych, stosowanych głównie przy przewodach parowych. Pierwszy z rury gładkiej najlepiej miedzianej, jakkolwiek robi się także z rury żelaznej, w kształcie liry.

Kompensator taki umożliwia nieznaczne przesunięcia się końców.

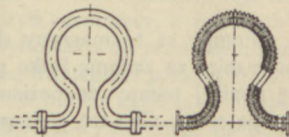


Fig. 389.

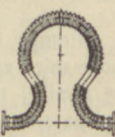


Fig. 390.

Kompensator takiego kształtu; lecz z rury falistej żelaznej, jest 3 do 5-krotnie bardziej sprężysty od kompensatora z rury gładkiej. Jest to konstrukcja pomyślana i opatentowana przez rodaka ś. p. inż. Maciejewskiego i wykonywana przez krajową firmę „Kompensator“

Dalsze fig. 391—394 przedstawiają nam konstrukcję kompensatorów dławnicowych, stosowanych głównie przy rurach zeliwnych. Pierwszy dla —

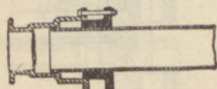


Fig. 391.

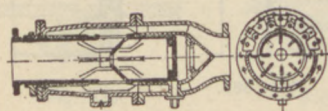


Fig. 392.

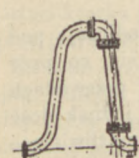


Fig. 393.

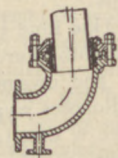


Fig. 394.

rur mniejszych średnic do 150 mm., drugi system „König“. budowany przez „Tow. Budowy przewodów wysokoprężnych“ jest stosowany przy większych średnicach i ciśnieniach.

Następnie dwie fig. 393 — 394 przedstawiają kompensator dławnicowy kulowy oraz szczegół konstrukcyjny dławnicy kulowej. Przy kompensatorze tego systemu rura prosta może się odchyłać w obie strony, jak to wskazują linje kropkowane, to jest umożliwiać skracanie się i wydłużanie przewodu. Odchylenie się prostej rury w dławnicy umocowanej na stałe jest możliwe przez zastosowanie kulistego łożyska w dławnicy, co wyjaśnia ostatni rysunek.

Innymi częściami składowymi przewodów rurowych są różne zawory, zasuwki i kurki, służące do włączania lub wyłączania przewodów, a więc przepływu przez nie cieczy lub gazów oraz przyrządy, spotykane prawie wyłącznie przy przewodach parowych, jak odwadniacze, zawory bezpieczeństwa, zawory redukcyjne, zawory zwrotne i t. p., których obecnie rozpatrywać nie będziemy, gdyż zetknęliśmy się z nimi na innym miejscu.

P O M P Y.

Pompy są to maszyny służące do transportowania cieczy. Pompa może mieć za zadanie tylko podnoszenie cieczy z poziomu znajdującego się poniżej pompy do poziomu samej pompy i wówczas nazywamy ją pompą ssącą, albo też podnoszenie cieczy z poziomu pompy do poziomu wyższego, niż poziom pompy i wówczas nazywamy ją pompą tłoczącą, albo wreszcie podnoszenie cieczy z poziomu niższego niż poziom pompy do poziomu wyższego niż poziom pompy i wówczas nosi nazwę pompy

ssącą-tłoczącą. Konstrukcję pomp podzielimy zasadniczo na 2 grupy: na pompy tłokowe i na pompy odśrodkowe. Do grupy pomp tłokowych zalicza się wiele takich konstrukcji, które posiadają, a tylko sposób ich działania polega na tej samej zasadzie, co i pomp tłokowych. Zasadę działania pomp tłokowych pojmiemy z załączonego schematu (fig. 395). Jeżeli tłok „T“, szczelnie dopasowany do cylindra, będziemy posuwali w prawo, to w komorze, po lewej stronie tłoka, będzie się ciśnienie zmniejszało. Przestrzeń po lewej stronie tłoka posiada dwa zawory, również szczelnie przylegające do gniazd, lecz mogące się otwierać tylko w jednym kierunku, to jest do góry.

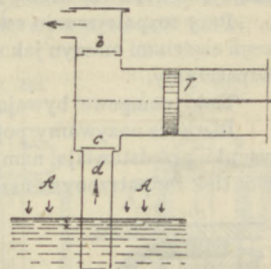


Fig. 395.

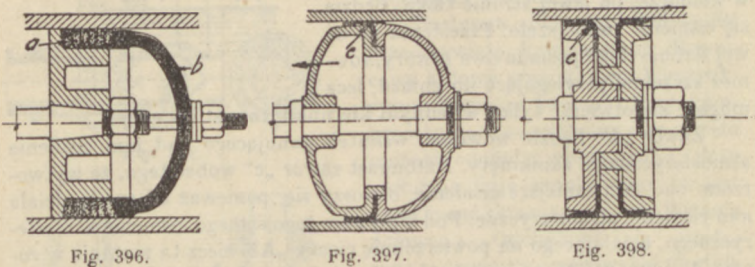
Zawór „b“ będzie wówczas, wskutek panującego nad nim ciśnienia atmosferycznego, zamknięty. Natomiast zawór „c“ wobec tego, że wytworzono nad nim mniejsze ciśnienie, otworzy się, ponieważ od spodu działa nań ciśnienie atmosferyczne. Pod wpływem tego samego ciśnienia atmosferycznego, działającego na powierzchnię cieczy „A“, ciecz ta zostanie w rurze „d“ wypchnięta na wysokość, odpowiadającą rozrzedzeniu, jakie wytworzyliśmy w cylindrze. Jeżeli więc, biorąc rzeczy czysto teoretycznie, przez wysunięcie tłoka z cylindra wytworzyliśmy próżnię absolutną, to woda w rurze ssącej podniosłaby się na wysokość odpowiadającą ciśnieniu atmosferycznemu, czyli na wysokość 10 m. 330 mm. Ponieważ jednak praktycznie nie potrafimy wytworzyć w cylindrze próżni absolutnej, to i wysokość ssania wody nigdy wskazanej granicy nie dosięga. Przy najstarszej wykonanych konstrukcjach ssanie wynosi do 7 m. słupa wody. Woda więc lub też inna ciecz podniesie się w rurze ssącej i przez otwarty zawór „c“ zaleje przestrzeń po lewej stronie tłoka (ciecz lżejsza od wody podniesie się wyżej, ciecz zaś cięższa niż woda). Ruch więc naszego tłoka w prawo powodował ssące działanie pompy. Przy powrotnym ruchu tłoka, t. j. na lewo, tłok ten będzie wywierał ciśnienie na ciecz i wskutek tego zawór „c“ zostanie przytłoczony do gniazda, czyli zamknięty, a zawór „b“ odwrotnie zostanie otwarty i ciecz zostanie wytłoczona do przestrzeni nad zawór „b“. Powyższy więc okres był tłoczącym działaniem pompy. Wysokość tłoczenia przy pompie nie jest oczywiście w niczem zależna od ciśnienia atmosferycznego, a tylko od wielkości nacisku wywieranego na tłok, który to nacisk musi zrównoważyć ciśnienie wywierane na tłok przez słup wytłaczanej cieczy. W dalszych naszych rozważaniach zawór „c“ będziemy nazywali zaworem „ssącym“, zawór zaś „b“ — zaworem „tłoczącym“. Przeje-

dziemy więc do rozpatrzenia poszczególnych konstrukcyj pomp tłokowych, jakkolwiek powtarzamy, niezawsze posiadających tłoki i cylindry, a tylko działających na tej samej zasadzie.

Przy rozpatrywaniu schematu pompy spotkaliśmy się z pewnymi nowymi częściami maszyn jak np. tłoki, zawory i t. p., których ustroje obecnie rozpatrzemy.

Tłoki pompowe bywają dwóch rodzajów: talerzowe i nurnikowe.

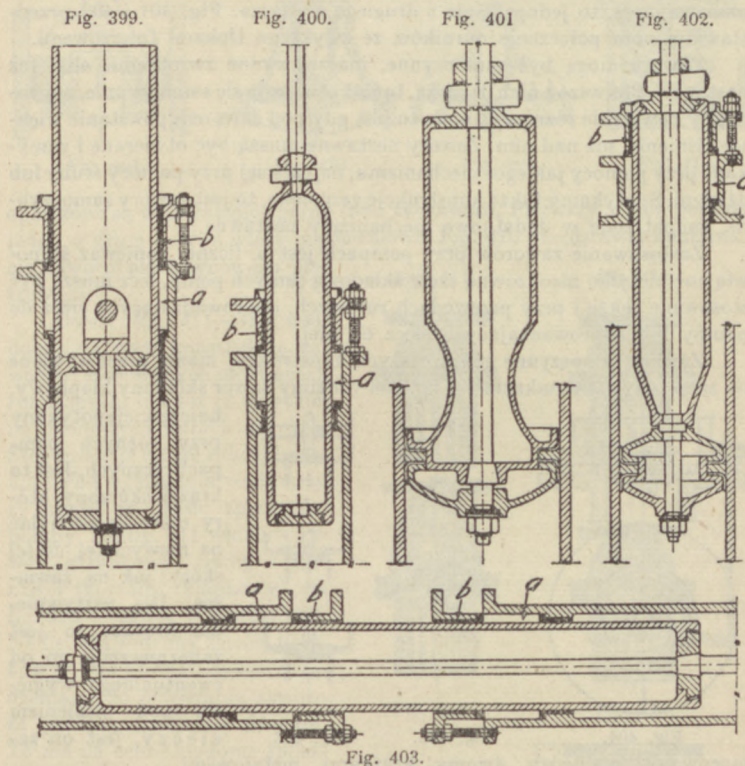
Pierwsze nazywamy poprostu tłokami, drugie — nurnikami. Załączone rysunki przedstawiają nam 3 konstrukcje tłoków. Fig. 396 przedstawia nam tłok zaopatrzonego w uszczelnienie dławnicowe, fig. 397 i 398 w uszczel-



nienie mankielowe. Ponieważ przy ruchu tłoka w cylindrze musi być stale zachowana szczelność, przeto tłok musi posiadać urządzenie któreby ową szczelność zabezpieczało. Przy tłoku wskazanym na fig. 396 szczelność tę otrzymujemy przy pomocy szczeliwa (sznur konopny), który zakładamy naokoło tłoka do kanału „a”. Przez skręcenie pokrywy „b” szczeliwo to przylegnie do powierzchni cylindra i tłoka i wytworzy potrzebną szczelność. Przy tłokach, wskazanych na fig. 397 i 398 widzimy skórzane mankiety „c” (odpowiednio wyprasowane krążki). Przy tłoczącym działaniu tłoka ciecz własnym ciśnieniem przyciska brzeg mankietu do ścianki cylindra i w ten sposób wytwarza szczelność. Tłok, wskazany na fig. 397 posiada mankiety pojedyncze, przy pomocy więc tego tłoka możnaby tłoczyć ciecz tylko jednostronnie t. j. w kierunku strzałki. Tłok zaś, wskazany na fig. 398, posiada mankiety dwustronne, nadaje się więc on do tłoczenia w obu kierunkach.

Nurniki kilku konstrukcyj mamy wskazane na fig. 399—403. Są to cylindry zazwyczaj lane żeliwne, lub brązowe, wewnątrz puste, całkowicie szczelne, zasuwające się jednostronnie, albo obustronnie w cylindrach pomp. Pomiędzy pracą tłoka i nurnika w pompie zachodzi ta różnica, że przy ruchu tłoka w cylindrze przy każdym jego skoku ssiemy, lub wytłaczamy ilość cieczy, proporcjonalną do objętości z przekroju cylindra (a więc

i tłoka) przez skok tłoka, natomiast przy ruchu nurnika ssiemy, lub wytłaczamy ilość cieczy, proporcjonalną do objętości zanurzającej się części nurnika. O ile przy pompach tłokowych wydajność pompy zależy od średnicy cylindra, to przy pompach nurnikowych wydajność nie zależy od średnicy cylindra, lecz od średnicy nurnika.



Na pierwszy rzut oka zdawałoby się, że stosowanie przy pompach nurników jest rzeczą niepraktyczną ze względu na znaczne jego wymiary, a więc i ciężar nurnika, to jest na potrzebę wprowadzania w ruch dużego ciężaru. Należy jednak pamiętać, że z chwilą gdy cylinder pompy jest wypełniony cieczą, warunki pracy nurnika zmieniają się znacznie na korzyść, bowiem w myśl prawa Archimedesza nurnik traci na ciężarze tyle, ile waży wyparta przezeń ciecz. Na fig. 399 widzimy nurnik jednostronnie

otwarty i odpowiednią dławnicę, uszczelniającą go w cylindrze. Do przetrzeźni „a” zakładamy szczeliwo, które przez przykręcenie dławika (tulejki) „b” wytwarza nam szczelność. Na fig. 400 i 403 widzimy nurniki obustronnie zamknięte, z których pierwszy pracuje jednostronnie, drugi zaś dwustronnie w dwóch cylindrach to znaczy, że gdy do jednego cylindra nassawa ciecz, to jednocześnie z drugiego wytłacza. Fig. 401 i 402 przedstawiają nam połączenie nurników ze zwykłymi tłokami talerzowymi.

Zawory mogą być samoczynne, inaczej zwane zwrotnymi, albo też nastawne. Pierwsze z nich działają, to jest otwierają się samoczynnie, z chwilą gdy powstanie różnica ciśnień, to jest gdy pod zaworem powstanie większe ciśnienie, niż nad nim. Zawory nastawne muszą być otwierane i zamknięte przy pomocy jakiegoś mechanizmu, najczęściej przy pomocy śruby lub dźwigni. Spotykamy także konstrukcje zespolone, to jest zawory samoczynne, zaopatrzone w dodatkowe mechanizmy nastawne.

Zastosowanie zaworów przy pompach jest b. liczne, ponieważ stanowią one nie tylko nieodzowną część składową samych pomp, lecz muszą być stosowane także i przy przewodach rurowych, doprowadzających ciecz do pompy lub odprowadzających ciecz od niej.

Zawory samoczynne [najprostszych konstrukcyj] mamy przedstawione na załączonych rysunkach. Na fig. 404 widzimy zawór skórzany kłapkowy,

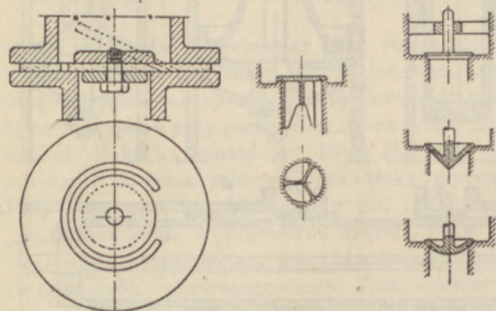


Fig. 404.

Fig. 405.

Fig. 406.

najczęściej spotykany przy różnych pompach ręcznych. Jest to krążek skórzany, który może się odchylać na niewyciętej części skóry, jak na zwiastce. Dla usztywnienia krążka, to jest zabezpieczenia go od ewentualnego wygięcia pod ciśnieniem cieczy, jest on zamocowany pomiędzy dwoma krążkami metalowymi.

Fig. 405 i 406 przedstawiają zawory „grzybkowe” metalowe, najczęściej brązowe, przylegające do brązowych lub żeliwnych gniazdek. Przyleganie zaworu może być płaskie, stożkowe lub kuliste, jak widać to z załączonych rysunków. Kierowanie zaworu w celu równoległego podnoszenia się i pewności, że zawór zawsze trafi na swoje miejsce (gniazdo) może być od spodu, jak wskazano na fig. 405, lub od góry, jak wskazano na fig. 406-ej.

Następne fig. 407—410 uwidoczniają nam konstrukcję zaworu „grzybkowego” metalowego w tłoku pompy, dalej widzimy dwie konstrukcje zaworów metalowych, obciążonych dodatkowo sprężynami. Zawory te za-

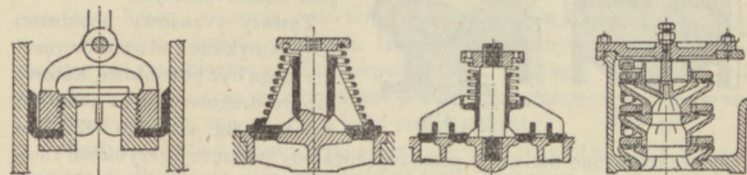


Fig. 407.

Fig. 408.

Fig. 409.

Fig. 410.

opatrzony są w kierownice górne (nad zaworami). Pierwszy z nich posiada jeden, a drugi — dwa wloty pierścieniowe. Fig. 410 przedstawia konstrukcję zaworu pierścieniowego piętrowego.

Dalsze fig. 411—416 uwidoczniają nam konstrukcję zaworów, stosowanych na końcach rur ssących, lub też (2 ostatnie) na pionowych rurach ssących. Stosuje się je w celu zabezpieczenia się od wyciekania wody z rury ssącej w czasie spoczynku pompy. Na fig. 411 widzimy zawór „grzybkowy”, na fig. 412 — zawór skórzany „kłapkowy”, na fig. 413 — zawór w postaci kuli. Na fig. 414 widzimy zawór „kłapkowy”, lecz z dodatkowymi urządzeniami do otwierania zaworu za pomocą specjalnej dźwigni. To ma na celu świadome spuszczenie wody z rury ssącej np. w wypadku obawy przed zamrożeniem w rurze. Fig. 415 i 416 przedstawiają konstrukcję takich zaworów, ustawianych nie na końcu rury ssącej, a gdzieś pośrodku na pionowej rurze. Dalsze fig. 417 i 418 przedstawiają nam

Fig. 411.

Fig. 412.

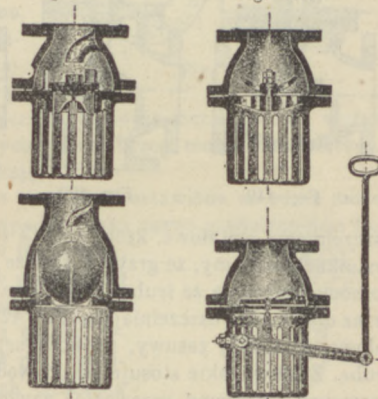


Fig. 413.

Fig. 414.

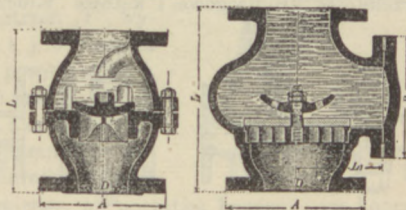


Fig. 415.

Fig. 416.

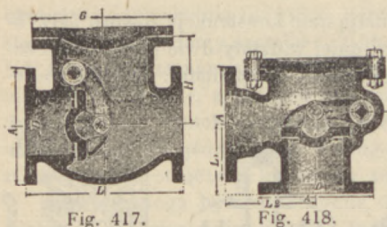


Fig. 417.

Fig. 418.

zawór samoczynny do ustawienia na rurze poziomej oraz zawór do ustawienia na załamaniu pod kątem prostym.

Zawory i zasuwy nastawne, t. j. zamykane i otwierane ręcznie mogą być przelotowe, kątowe lub trójdrogowe, jak to uwidoczniło na fig. 419, 420 i 421. Za-

wory przeznaczone dla wody posiadają niekiedy pomiędzy grzybkim i siodełm skórzany krążek uszczelniający. Zawory dla pary posiadają wyłącznie

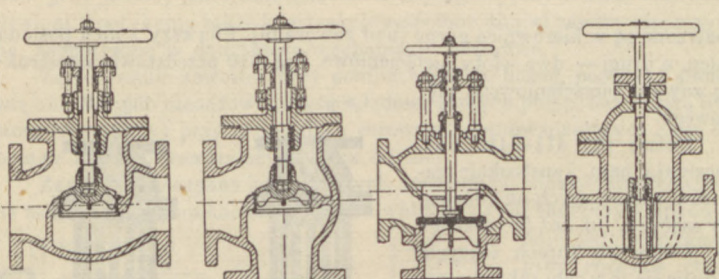


Fig. 419

Fig. 420

Fig. 421.

Fig. 422.

uszczelnienia metalowe, które zresztą stosuje się niekiedy i dla wody. Na rysunkach widzimy, że grzybek zawsze jest podnoszony i opuszczany przy pomocy wrzeciona ze śrubą. Wrzeciono to w górnej swej części przechodzi przez dławniczkę uszczelniającą. Fig. 422 przedstawia nam konstrukcję metalowej kliniastej zasuwy, podnoszonej również za pomocą wrzeciona ze śrubą. Zasuwy takie stosuje się do wody i innych cieczy. Na przewodach parowych stosujemy przeważnie zawory.

Krany kluczowe mamy uwidocznione na fig. 423—426. Mogą być one przelotowe, trójdrogowe i kątowe. Klucz jest zawsze zlekką koniczny, ściśle dotarty do gniazda. Ponieważ klucz wskutek docierania stopniowo opuszcza się w korpusie, przeto należy pamiętać ażeby pomiędzy

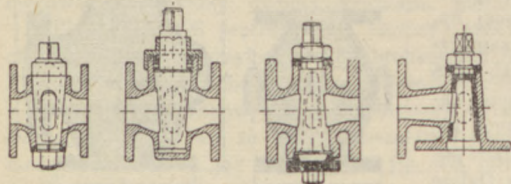


Fig. 423.

Fig. 424.

Fig. 425

Fig. 426.

do dolnym końcem

klucza i spodem korpusu pozostawała zawsze wolna przestrzeń. Jeżeli bowiem klucz oparłby się o spód korpusu, to przestanie przylegać szczelnie do korpusu, czyli nie będzie szczelny. W celu orjentowania się, czy kran taki jest otwarty lub zamknięty, zawsze fabryki, budujące takie krany, nacinają zwierzchu na czworokacie klucza rysę, wskazującą kierunek przelotu w kluczu. Jeżeli patrząc zwierzchu na kran zauważymy, że rysa biegnie wzdłuż korpusu kranu, to znaczy to, że kran jest otwarty. Jeżeli zaś rysa ustawiona jest w kierunku poprzecznym do kierunku korpusu kranu, znaczy to, że kran jest zamknięty.

Dławnice. Z dławnicami zetknęliśmy się już kilkakrotnie przy tłokach i zaworach. Pozostaje więc nam zwrócić tylko uwagę na jeszcze jeden rodzaj dławnicy, używanej przy pompach i prasach na wysokie ciśnienia, t. j. w tych wypadkach, gdy szczelność, otrzymywana przy pomocy szczeliwa, nie wystarcza. W wypadkach tych stosuje się dławnice o konstrukcji mankietowej, których działanie polega na tem, że sama ciecz własnym ciśnieniem przyciska brzegi mankietu zarówno do ścianek otworu jak i do drąga tłokowego czy też do łoka i przez to powoduje szczelność. Im wyższe jest ciśnienie cieczy, tem silniej przyciskane są brzegi mankietu. Załączona fig. 427 wyjaśnia nam tę konstrukcję.

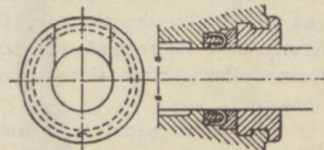


Fig. 427.

Powietrzniki są to zbiorniki do powietrza, ustawione na rurze ssącej i na rurze tłoczącej. W pierwszym wypadku noszą nazwę powietrzników ssących a w drugim — powietrzników tłoczących. Powietrzniki te wykonywa się przy mniejszych wymiarach lane, żeliwne, przy większych zaś rozmiarach także kute, nitowane z blachy żelaznej. Cel, dla którego stosuje się przy pompach powietrzniki, oraz sposób ich działania pojmiemy z rozpatrzenia działania pompy, zaopatrzonej w takie powietrzniki i wskazanej na fig. 428. Na schemacie tym przestrzeń „T“, wypełniona powietrzem sprężonym, t. j. o ciśnieniu wyższym niż atmosferyczne, jest powietrznikiem tłoczącym (tłocznym). Przestrzeń zaś „S“, napełniona powietrzem rozrzedzonym, o ciśnieniu niższym niż atmosferyczne, jest powietrznikiem ssącym (ssawnym). Ponieważ ruch nurnika, czy też tłoka w pompie nie jest równomierny, na początku bowiem i na końcu

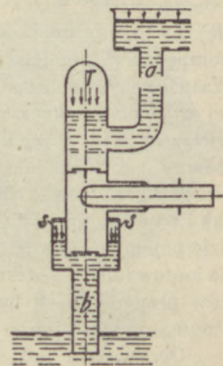


Fig. 428.

suwu prędkość jest minimalna, a mniej więcej po środku suwa jest ona największa, to i wydatek cieczy ssanej i wytłaczanej przez pompę jest nierównomierny. Chwilami (przy najmniejszej szybkości tłoka) pompa nasysa i wytłacza bardzo mało cieczy, chwilami zaś (przy największej szybkości tłoka) bardzo dużo. Cóż się więc dzieje w tych okresach kiedy szybkość tłoka jest największa, czyli wydatek cieczy również największy? Jeżeli odnosi się to do ruchu tłoka (nurnika) w lewo, to jest w okresie tłoczenia, to ciecz nie zdąży przepłynąć przez przewód tłoczny „a” do zbiornika i nadmiar tej cieczy zostaje wtłoczony do powietrznika tłocznego „T”. Na skutek tego powietrze, zawarte w powietrzniku nad cieczą, zostaje jeszcze bardziej sprężone (ciśnienie powietrza wzrasta). Za to, gdy prędkość tłoka zmaleje i wydatek wytłaczanej cieczy, zmniejsza się, powietrze sprężone w powietrzniku wytłacza nadmiar cieczy, wepchniętej do powietrznika, z powietrznika do rury tłocznej „a”. W ten sposób powietrznik tłoczny staje się regulatorem szybkości wypływu cieczy przez przewód tłoczny. Powietrznik tłoczny powoduje równomierność wypływu cieczy z pompy.

Jeżeli teraz rozpatrzmy ruch tłoka w prawo, to jest okres zasysania cieczy przez rurę ssącą „b”, to zachodzi podobne zjawisko. Przy największej szybkości tłoka, a więc przy największym wydatku ssącym pompy, ciecz nie nadąży dopływać do pompy przewodem ssącym „b” i wówczas pewien zapas cieczy, zawarty w powietrzniku ssawnym, wypływa z powietrznika do pompy i dopełnia brakującą ilość nassawanej cieczy. Oczywiście wskutek tego poziom cieczy w powietrzniku ssawnym obniża się, a więc powietrze, znajdujące się w tym powietrzniku nad poziomem cieczy, jeszcze bardziej się rozszerza (ciśnienie powietrza obniża się). Za to, gdy prędkość tłoka zmaleje, a więc i wydatek nassawanej przez pompę cieczy zmniejsza się, powietrznik ssawny wykorzystywa ten okres czasu i nasysa sobie z rury „b” odpowiednią ilość cieczy, dopóki poziom jej w powietrzniku ssawnym podniesie się do poziomu pierwotnego. Powietrznik ssawny reguluje więc szybkość przepływu cieczy przez przewód ssawny, tak samo jak powietrznik tłoczny regulował szybkość przepływu cieczy przez przewód tłoczny. Ruch cieczy, zarówno dopływającej do pompy jak i odpływającej od pompy, będzie tym jednostajniejszy, im większa będzie pojemność powietrzników. Względę jednak praktyczne nie pozwalają na budowanie powietrzników znacznej wielkości, tak że wielkość powietrzników przy pompach bywa dostosowana do potrzebnego dla danego celu stopnia jednostajności działania.

Oczywistym jest, że powietrzniki nie stanowią jakiejś nieodzownej części składowej pomp. Owszem, spotykamy cały szereg konstrukcyj pomp zupełnie pozbawionych powietrzników, albo zaopatrzonych tylko w po-

wietrzniki tłoczne. Objekty większe, bardziej doskonałe, i w szczególności gdy warunki pracy tego wymagają, zaopatrują się w obydwa rodzaje powietrzników.

Pompy wahadłowe skrzydłowe, używane na małą wydajność i przy nieznacznym wysokościach zarówno ssania jak i tłoczenia, mamy wskazane na załączonych rysunkach (fig. 429, 430 i 431).

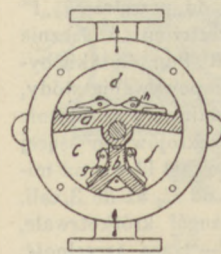


Fig. 429.

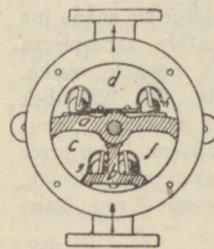


Fig. 430.

Walek, umocowany po środku korpusu, zaopatrzony jest w rękojeść, której przy pompowaniu nadajemy ruch wahadłowy. Wewnątrz korpusu na wspomnianym walek umocowane jest skrzydło (przegroda) „a”, które w czasie pompowania wraz z wałkiem odbywa ruch wahadłowy. Przegroda „b” jest umocowana nieruchomo. Zarówno w przegrodzie ruchomej jak i w stałej mamy umontowane po 2 zawory bądź w postaci kłapek, bądź też kulek. Jeżeli przegroda ruchoma odbywa ruch w prawo, to w przestrzeni „c” powstaje rozrzedzenie, ciecz podnosi się w rurze ssącej, otwiera zawór „g” i wypełnia przestrzeń „c”. Jednocześnie przy ruchu tym w przestrzeni „f”, zmniejsz-

Pierwszy rysunek wskazuje pompkę z zaworami kłapkowymi, drugi taką pompkę z zaworami kulowymi. Trzeci rysunek wskazuje pompkę w ogólnym widoku. Walek, umocowany po środku korpusu, zaopatrzony jest w rękojeść, której przy pompowaniu nadajemy ruch wahadłowy. Wewnątrz korpusu na wspomnianym walek umocowane jest skrzy-

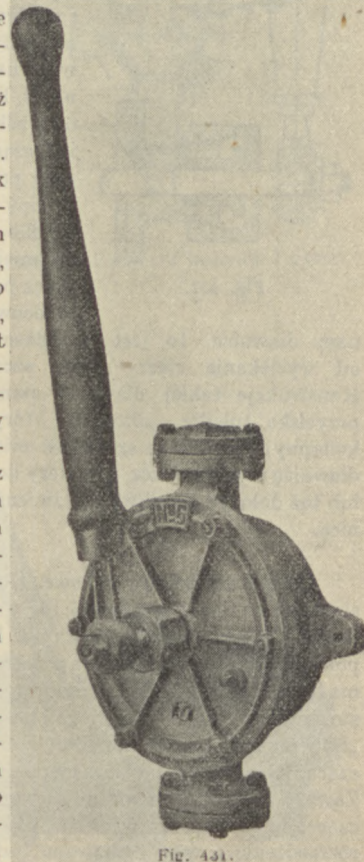


Fig. 431.

szającej się wskutek ruchu przegrody, ciecz, nie mogąc się w niej pomieścić, otwiera zawór „h” i przechodzi do przestrzeni „d”. Objętość przestrzeni „d” łącznie z przestrzenią „f” przy ruchu tym stale się zmniejsza, przeto ciecz zostaje z niej wytłoczona rurą tłoczącą w kierunku górnej strzałki. Przy ruchu dźwigni w lewo odbywa się taki sam proces, czyli przy

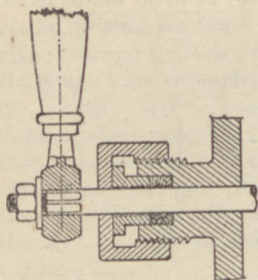


Fig. 432.

każdym ruchu mamy nassawanie cieczy bądź do przestrzeni „c”, bądź do przestrzeni „f” i wytłaczanie cieczy z przestrzeni „d” łącznie z przestrzeniami „c” lub „f”. Pompy takie bywają używane do przepompowywania wody, nafty, benzyny i t. p. Wydajność ich, zależnie od wielkości korpusu i przekrojów rur ssącej i tłoczącej, bywa od 20 do 300 litrów na minutę przy średnicach rur od 1/2 aż do 3 cali. Pompy tego typu są naogół krótkotrwałe, prędko „wyrabiają się” — tracą szczelność. W miejscu gdzie wałek roboczy przechodzi przez pokrywę korpusu, co jest konieczne dla umocowania rękojeści, znajduje się znana już

nam dławnica, to jest urządzenie uszczelniające, które zabezpiecza od wyciekania cieczy przez szczelinę w pokrywie naokoło wałka. Konstrukcję takiej dławnicy mamy wskazaną na fig. 432. Naśrubek przyciska tulejkę „dławik”, który z kolei przyciska szczeliwo (sznur konopny) i wytwarza szczelność między korpusem i wałkiem. Jeżeli przez dławnicę wycieka ciecz, to należy dokręcić naśrubek przyciskający dławik, lub też dołożyć szczeliwa lub zmienić go na nowe i ponownie skrócić dławnicę.

Pompy wahadłowe tłokowe. Konstrukcję takiej pompy mamy przedstawioną na fig. 433, 434 i 435. Pierwszy jest podłużnym przekrojem pompy, drugi — przekrojem poprzecznym. Na trzecim rys. mamy przedstawioną pompę ogólnym widoku. Na przekrojach widzimy po środku cylinder z dwoma tłokami, które przy pomocy wahaka „A” oraz palca „P” mogą być przesuwane w cylindrze na prawo i na lewo. Pod cylindrem jest komora ssąca „S” wraz z rurą ssącą, a nad cylindrem — komora tłocząca „T” z rurą tłoczącą. Zawory ssące i tłoczące mamy rozmieszczone po końcach cylindra. Zawory M i M₁ są zaworami ssącymi, zawory zaś N i N₁ — zaworami tłoczącymi. Przy przesuwaniu tłoków w prawo w komorze I-jej następuje rozrzedzenie a więc nassawana jest do niej ciecz przez zawór ssący M, a jednocześnie w komorze II następuje sprężanie cieczy, a więc wytłaczanie jej przez zawór N₁. Przy ruchu zaś tłoków w lewą stronę, do komory

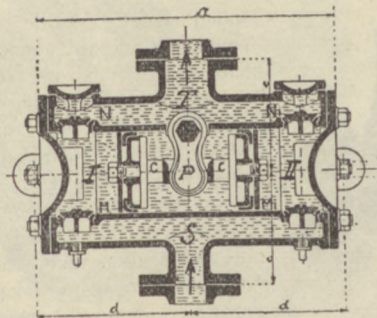


Fig. 433.

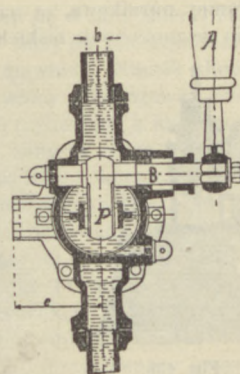


Fig. 434.

II nassawamy ciecz przez zawór M₁ i wytłaczamy ciecz z komory I przez zawór N. Na przekroju poprzecznym pompy widzimy, że wałek w miejscu „B” przechodzi przez

znana nam już konstrukcję dławnicy, zabezpieczającej szczelność w miejscu wyjścia wałka pędzanego z korpusu pompy. Ten rodzaj pomp posiada większą szczelność niż pompy skrzydłowe. Nadaje się do większych ciśnień, niż pompy skrzydłowe i jest długotrwałe, ponieważ te pompy nie tak prędko się „wyrabiają”, zużywają. Wydajność bywa w tych samych granicach, co i pomp skrzydłowych. Napęd zawsze ręczny przy pomocy wahaka „A”.

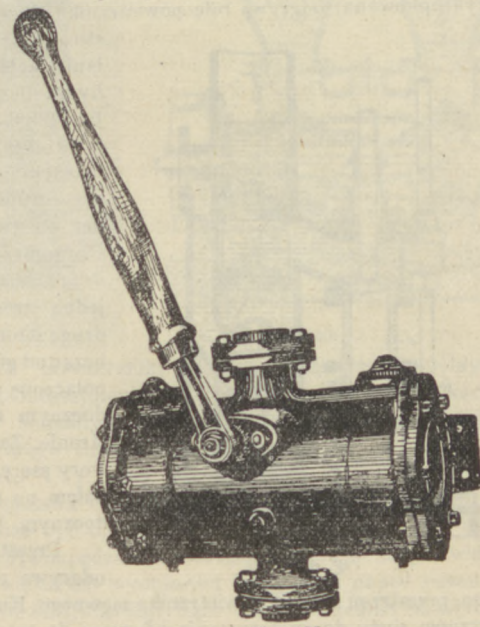


Fig. 435.

Pompy nurnikowe, są najbardziej rozpowszechnionym typem pomp. Nadają się zarówno do niskich jak i do wysokich ciśnień. Wydatek pompowanej cieczy, zależnie od wymiarów pompy, może zmieniać się w bardzo szerokich granicach. Załączone fig. 436 i 437 przedstawiają nam konstrukcję pompy nurnikowej najprostszego ustroju o pojedynczym działaniu. Widzimy tu nurnik osadzony na drągu i napędzany jakąś korbą, wałem wykorbionym lub dźwignią. Nurnik

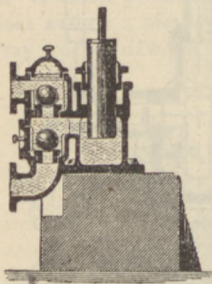


Fig. 436.



Fig. 437.

zanurza się w cylindrze. Obok cylindra widzimy komorę zaworową z kulowymi zaworami: ssącym i tłoczącym. Górna część komory zaworowej (wykropkowana) odgrywa rolę powietrznika tłocznego. Ten rodzaj pomp stosuje się między innymi do zasilania kotłów parowych, do pras hydraulicznych i t. p. Następne fig. 438 i 439 przedstawiają nam w przekroju i w widoku ogólnym ustrój pionowej pompy nurnikowej o podwójnym działaniu, napędzanej od transmisji. Nurnik dwustronnie zamknięty, osadzony na drągu działa podwójnie, t. j., gdy jedną stroną ssie, to jednocześnie drugą stroną tłoczy. Zawory 1 i 3-licząc od góry są to zawory tłoczne, połączone wspólnym kanałem, widocznym na rysunku po prawej stronie. Zawory 2 i 4-ty są to zawory ssące, również połączone kanałem na rysunku naszym niewidocznym (wykropkowanym).

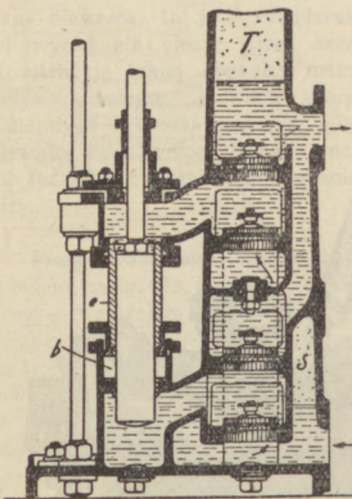


Fig. 438.

Przestrzeń „T” nad zaworami odgrywa rolę powietrznika tłocznego, przestrzeń zaś „S” powietrznika ssawnego. Kurek „k” w powietrzniku tłocznym służy do wypuszczania od czasu do czasu nadmiaru powietrza,

które się w nim zbiera. Miejsce „b” służy do założenia szczeliwa w dławnicy. Nurnik chodzi w dławnicy i brązowej pochwie „e” (cylindrze) a końcami swemi zanurza się w przestrzeni, połączone z komorami zaworowymi: ssącą i tłoczącą. Pompy takie budowane są o konstrukcji pionowej i poziomej. Dalsze fig. 440, i 441 przedstawiają nam konstrukcję poziomą również o podwójnym działaniu, napędzaną przy pomocy przekładni

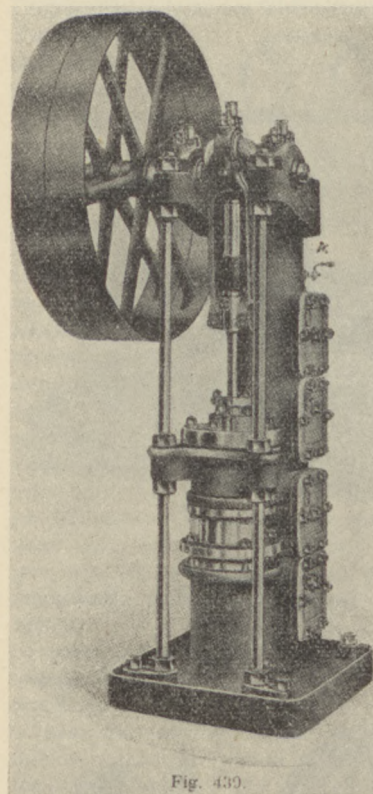


Fig. 439.

pasowej. T i T₁ są to powietrzniki tłoczne połączone wspólnym przewodem w celu ujednostajnienia ciśnień w obu powietrznikach, a przestrzeń „S” jest wspólnym powietrznikiem ssawnym. Nurnik, osadzony na tłoczysku (drągu tłokowym) przechodzącym przez dławnicę, działa obustronnie, t. j., gdy jedną stroną tłoczy, to drugą w tym samym czasie nassawa ciecz do pompy. Napęd pomp zależnie od warunków pracy, może być bardzo różny. A więc pompy małe t. j. o małej wydajności mogą być napędzane nawet ręcznie, przy pomocy dźwigni lub korb. Pompy dla większych wydajności mogą mieć napęd pasowy, lub kołami zębatymi, bądź od transmisji, bądź też bezpośrednio od silnika wodnego, parowego, spalinowego lub elektrycznego. Załączone fig. 442

które się w nim zbiera. Miejsce „b” służy do założenia szczeliwa w dławnicy. Nurnik chodzi w dławnicy i brązowej pochwie „e” (cylindrze) a końcami swemi zanurza się w przestrzeni, połączone z komorami zaworowymi: ssącą i tłoczącą. Pompy takie budowane są o konstrukcji pionowej i poziomej. Dalsze fig. 440, i 441 przedstawiają nam konstrukcję poziomą również o podwójnym działaniu, napędzaną przy pomocy przekładni

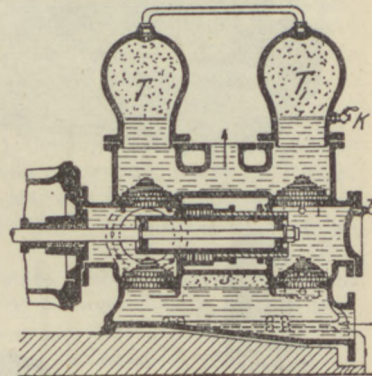


Fig. 440.

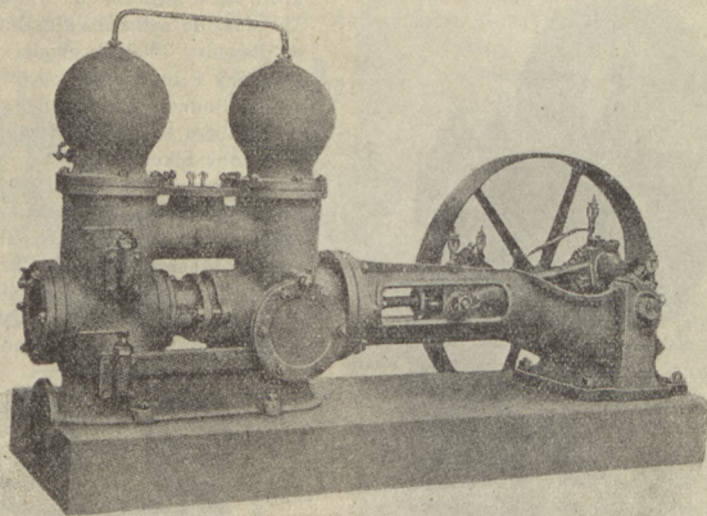


Fig. 441.

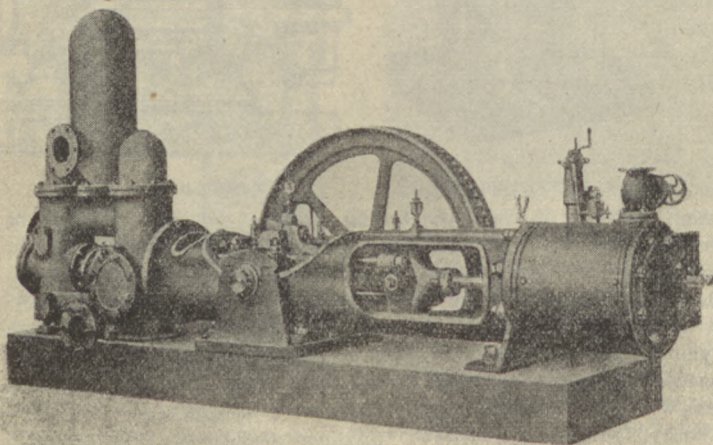


Fig. 442.

i 443 przedstawiają nam takie pompy, napędzane bezpośrednio od silników.

Fig. 442 przedstawia pompę, napędzaną bezpośrednio przez maszynę parową, która tworzy z pompą jedną całość. Fig. 443 przedstawia także pompę, napędzaną od silnika elektrycznego za pomocą przekładni zębatej. Napęd pomp tłokowych wogóle od silni-

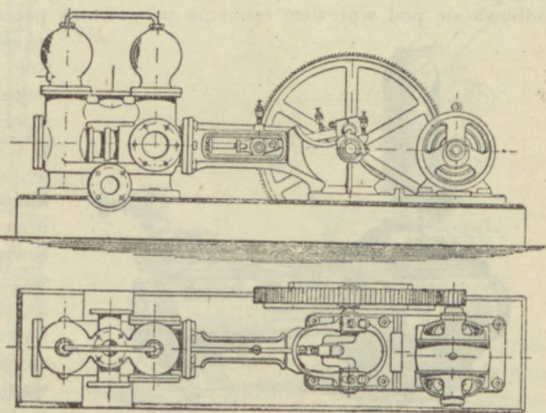


Fig. 443

ków elektrycznych nie może się nigdy odbywać bezpośrednio, t. j. bez użycia jakiejś przekładni, ponieważ pompy tłokowe z natury swej są maszynami wolnoobrotowymi, natomiast silniki elektryczne, jak to już wiemy, (por. str. 14) są maszynami szybkoobrotowymi. Stąd też zawsze powstaje konieczność zastosowania jakiejś przekładni np. pasowej, linowej lub zębatej.

Pompy parowe bezkorbowe są bardzo rozpowszechnionym typem, zwłaszcza używanym do zasilania kotłów parowych. Zasada budowy tych pomp polega na tem, że cylinder parowy i cylinder pompy znajdują się w jednej linii (na wspólnej osi), to jest są ustawione za sobą. Wspólny drąg tłokowy posiada na jednym końcu tłok parowy a na drugim końcu tłok lub też nurnik pompowy. Na załączonych fig. 444 i 445 mamy przedstawiony ustrój pompy tłokowej jednocylindrowej w przekroju i pompy nurnikowej dwucylindrowej w widoku ogólnym. Działanie pompy parowej bezkorbowej polega w ogólnych zarysach na następującem: „A” jest to cylinder silnika parowego, „B” zaś jest to właściwa pompa. Na wspólnym trzonie tłokowym „C” (tłoczysku) osadzone są zarówno tłok parowy

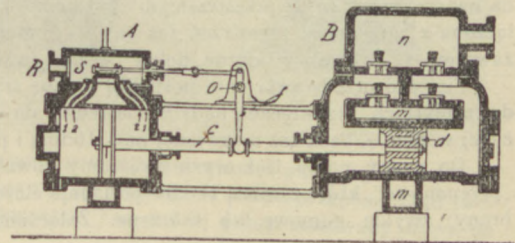


Fig 444

„T“ jak i tłok lub nurnik pompowy „d“. Ruch tłoków w obu kierunkach odbywa się pod wpływem ciśnienia pary, która przez rurę „R“ dostaje

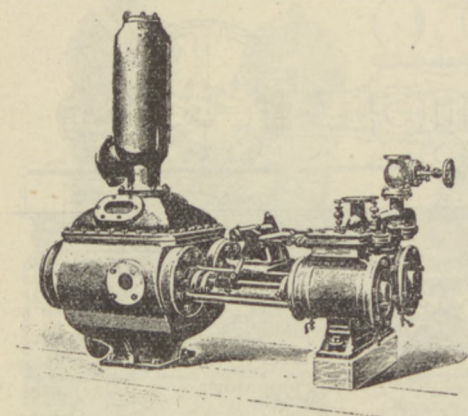


Fig. 445.

się do skrzynki suwakowej „S“ a następnie, wskutek przesuwania się suwaka w tę lub w drugą stronę, zostaje kanałami „1“, kierowana na lewą lub prawą stronę tłoka parowego, a kanałami „2“ wypuszczana z przeciwnej strony tłoka na zewnątrz. Przesuwanie się suwaka „s“, czyli sterowanie, odbywa się automatycznie przy pomocy dźwigni „f“ posuwanej tłoczyskiem. Jeżeli tłoki przesuwają się w prawo, to oczywiście i dolny koniec dźwigni „f“ przesuwają się w prawo, a więc górny koniec dźwigni „f“ i połączony z nim suwak parowy „s“ przesuwają się w lewo. Gdy zaś tłoki będą się przesuwali w lewo, to suwak będzie się automatycznie przesuwiał w prawo. Z działaniem suwaka, jako mechanizmu sterowego w maszynie parowej, zaznajomimy się bliżej w dziale maszyn parowych, pomijamy więc obecnie bliższe wnikanie w szczegóły ustroju samego cylindra parowego i suwaka, a zaznaczamy jedynie, że pompy takie buduje się o pojedynczych lub też o podwójnych cylindrach. Te ostatnie noszą nazwę bliźniaczych i są urządzone w ten sposób, że trzon tłokowy prawej pary cylindrów (t. j. parowego i pompowego) steruje suwakiem lewej pary cylindrów i naodwrot: trzon lewej pary cylindrów steruje suwakiem prawej pary cylindrów. Ustrój cylindra pompowego jest dość prosty. Widzimy na naszym rysunku, że przestrzeń „m“ jest komorą ssawną, która jest połączona z rurą ssącą, przestrzeń zaś „n“ — komorą tłoczną. Górna para zaworów, są to zawory tłoczne, dolna para — zawory ssawne.

Fig. 446 przedstawia nam pospolitą pompę ssącą, stosowaną do studzien płytkich, przykręcaną bądź bezpośrednio do rury studziennej, wkręconej w ziemię, bądź też ustawionej nad studnią i połączonej z rurą ssącą.

Do grupy pomp tłokowych zaliczamy również pompy tak zwane „przeponowe“, które zamiast tłoków posiadają elastyczne przepony (membrany) zwykle gumowe lub skórzanę. Załączone fig. 447, 448 i 449

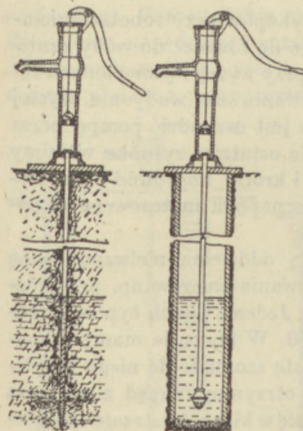


Fig. 446.

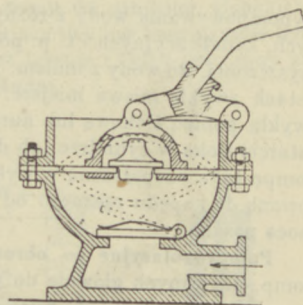


Fig. 447.

przedstawiają nam pompę taką w przekroju i w widoku ogólnym. Na rysunku przekroju widzimy, że pompa posiada zawór ssawny, umontowany w dolnej części korpusu tuż nad rurą ssącą, i zawór tłoczny, umontowany w przeponie. Pod działaniem rękojeści przepona może się wyginać do góry i do dołu przez co powoduje nassawanie lub wytłaczanie cieczy do pompy i z pompy. Przy podnoszeniu przepony otwiera się dolny zawór

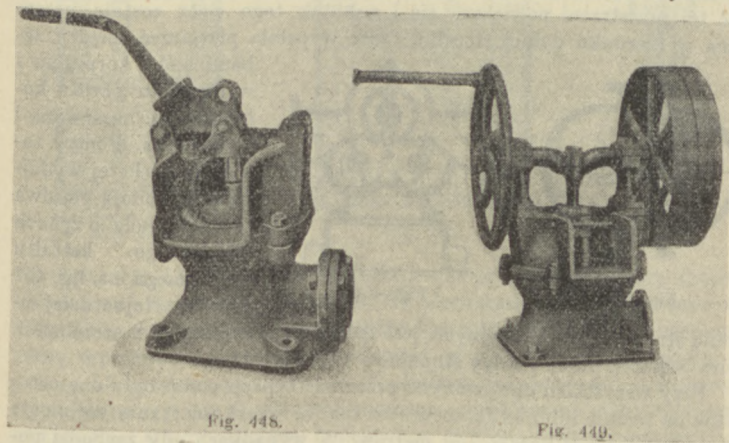


Fig. 448.

Fig. 449.

ssawny, ciecz zostaje nassana, przy opuszczeniu zaś przepony otwiera się górny zawór tłoczny i ciecz zostaje wytłoczona ponad przeponę, skąd swobodnie wylewa się na zewnątrz. Ten rodzaj pomp stosowany bywa do

wypompowywania wody z różnych dolów, wykopów przy robotach ziemnych, kanalizacyjnych i t. p. ponieważ nadaje się również do wody zanieczyszczonej, do wody z mułem, piaskiem, co przy wyżej wymienionych robotach zwykle tłokową lub nurnikową łatwo jest uszkodzić pompę przez zatarcie tłoka w cylindrze lub dławnicach. Na ostatnim rysunku widzimy pompę taką zaopatrzoną w wykorbiony wał i krótki korbwód i przystosowaną do napędu ręcznego od korby lub do napędu motorowego za pomocą pasa.

Pompy rotacyjne — obrotowe stanowią oddzielną nieliczną grupę pomp, używanych głównie do przepompowywania smarów np. przy różnych obrabiarkach. Jeden z takich typów przedstawia nam fig. 450. W korpusie mamy umontowane 2 koła zębate szczelnie do niego przylegające. Koła takie otrzymują napęd z zewnątrz korpusu i obracają się w kierunku strzałek. W górnej więc części korpusu, wskutek zazębienia się każdej pary zębów, objętość tej przestrzeni zmniejsza się a więc ciecz zostaje wylączana w kierunku górnej strzałki. Odwrotnie zaś w dolnej części korpusu, gdzie następuje wylączenie każdej pary zębów, objętość tej przestrzeni powiększa się i wskutek tego ciecz zostaje nassawana w kierunku dolnej strzałki. Ciecz wypelnia przestrzeń między zębami kół i korpusem i w kierunku obrotu kółek zostaje nassawana i wylączana. Pompy takie dla większej wydajności posiadają po dwa lub trzy koła o zębach odmiennego kształtu wskazanego na fig. 451

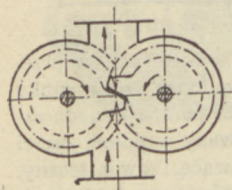


Fig. 450.

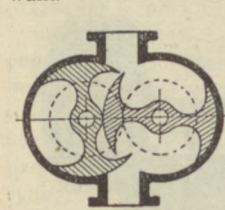


Fig. 451.

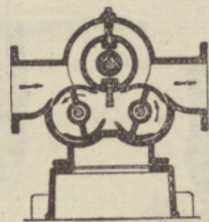


Fig. 452.

Ujemną stroną pomp rotacyjnych jest trudność w utrzymaniu szczelności, która wskutek pracy pompy stopniowo się zatracza.

Przy wszystkich opisywanych przez nas typach pomp były one ustawiane na terenie lub nad terenem lecz tak, że wysokość ssania nie mogła przewyższać mniej więcej 7-iu metrów. W wypadkach gdy zachodzi potrzeba pompowania wody ze studzien bardzo głębokich, w których poziom wody znajduje się znacznie niżej niż 7 m. od poziomu terenu, cylinder pompowy musi być umieszczony pod terenem, w samej studni lub w rurze

studziennej. Pompy takie noszą nazwę pomp do studzien głębokich. Mechanizm, napędzający pompę t. j. posuwający tłok lub nurnik, może być jednak umieszczony wyżej a więc nawet na terenie i tylko połączony za pomocą prętów z pompą umontowaną w studni.

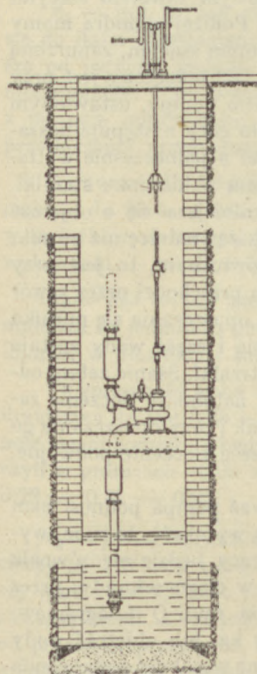


Fig. 453.

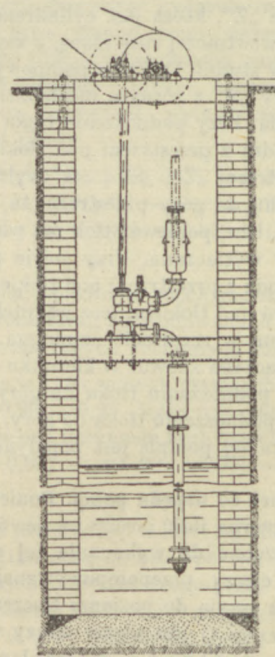


Fig. 454.

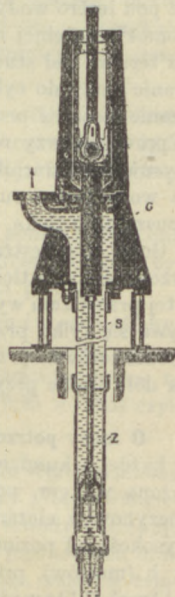


Fig. 455.

Załączone ilustracje fig. 453, 454 i 455 przedstawiają nam rysunki takich pomp do studzien głębokich. Na pierwszym i drugim rysunku widzimy pompy umontowane na belkach w samej studni, na takiej głębokości, ażeby wysokość ssania, to jest odległość od poziomu wody w studni do pompy, nie przekraczała 7 metrów. Mechanizm zaś napędowy — w jednym wypadku ręczny a w drugim transmisyjny — jest umontowany na terenie nad studnią. Od mechanizmu napędowego do tłoka ruch przenoszony jest przy pomocy pręta, który w wypadku znacznej jego długości, jak to wskazano na rysunku 1-szym, dla zabezpieczenia go od wyginania kierowany jest specjalnymi łożyskami lub rolkami.

Na rysunku trzecim mamy wskazany przykład pompy nurnikowo-tłokowej zapuszczonej w rurę wiertniczą, zastosowanej do studni głębokiej. Pompa ta składa się z górnego mechanizmu, w którym widzimy nurnik, zanurzający się w przestrzeni „G”. Do nurnika przymocowany jest drąg, na którego końcu widzimy tłok z grzybkowym zaworem ssącym. Tłok pracuje w rurze „Z”, która jest cylindrem. Poniżej cylindra mamy umocowaną w rurze wiertniczej rurę ssącą, z zaworem ssącym, zanurzoną aż pod lustro wody w studni. Cylinder pompowy „Z” połączony jest przy pomocy szczelnej rury „S” z górnym mechanizmem pompy, ustawionym na terenie nad studnią. Przy podnoszeniu tłoka do góry następuje nassawanie wody do cylindra z przestrzeni pod tłokiem a jednocześnie wytłaczanie cieczy z przestrzeni „Z”, „S” i „G” wylotem w kierunku strzałki. Wprawdzie przy ruchu do góry przestrzeń ta zmniejsza się o objętość wysuwanego nurnika, lecz, ponieważ tłok ma większą średnicę niż nurnik, to woda jest z rury wytłaczana. Przy suwie powrotnym, to jest przy opuszczaniu tłoka, woda z przestrzeni pod tłokiem przechodzi przez zawór w tłoku do przestrzeni nad tłokiem, lecz wskutek opuszczania się nurnika przestrzeń nad tłokiem w rezultacie zmniejsza się i część wody zostaje z tej przestrzeni wytłaczana znowuż w kierunku strzałki. Ssanie zatem odbywa się tylko przy podnoszeniu tłoka do góry, natomiast tłoczenie zachodzi zarówno przy podnoszeniu tłoka do góry, jak i przy opuszczaniu go na dół. Ssanie przy takiej pompie jest pojedyncze a tłoczenie podwójne.

O mocy potrzebnej do napędu pomp. Ponieważ pompa podnosi nam w każdej sekundzie pewną ilość cieczy na pewną wysokość, to moc, wyrażona w kgm. potrzebna do wykonania tej pracy będzie się równała iloczynowi z ciężaru cieczy, przepompowywanej w ciągu sekundy, przez wysokość od poziomu ssania do poziomu tłoczenia, czyli Q (kilogramów) $\times h$ (metrów), przyczem Q jest ciężar cieczy w kg. lub objętość wody w litrach (1 litr wody waży 1 kg.). h — oznacza łączną wysokość podnoszenia wody, to jest wysokość ssania plus wysokość tłoczenia w m. A moc teoretyczna wyrażona w koniach mechanicznych, byłaby $N = \frac{Q \times h}{75}$. W praktyce jednak, ze względu na nieuniknione straty, moc ta musi być większa i wyniesie $N = \frac{Q \times h}{75 \times \eta}$, przyczem η oznacza sprawność zawsze mniejszą od jedności.

Ponieważ jednak w praktyce mamy do czynienia nie tylko z pompą, lecz z całym urządzeniem pompowym, składającym się z przewodów ssących, dostarczających wodę do pompy, oraz przewodów tłoczących, dostarczających wodę od pompy do zbiornika, to owa sprawność η musi

obejmować wszystkie straty a więc nie tylko straty w pompie. Ogólna sprawność η całego urządzenia jest iloczynem trzech sprawności

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3.$$

η_1 — jest to, tak zwana sprawność hydrauliczna pompy, odnosząca się do ilości przetłaczanej przez pompę cieczy. Sprawność ta jest mniejsza od jedności dlatego, że tłok czy też nurnik zawsze posiada pewne nieszczelności i że zawory pompowe zawsze otwierają się i zamykają z pewnym opóźnieniem, co, oczywiście, wpływa na zmniejszenie ilości przetłaczanej przez pompę cieczy.

Sprawność ta przy małych pompach do 3 koni bywa 0,85 przy średnich — do 20 koni 0,90, przy dużych — powyżej 20 koni średnio 0,95, w wyjątkowych razach przy b. dużych obiektach i wyjątkowo dobrem wykonaniu — aż do 0,98.

η_2 — jest to, tak zwana, sprawność mechaniczna pompy. Jest ona mniejsza od jedności z powodu strat, spowodowanych tarciami, tłoka w cylindrze, w łożnicy i tarciami innych ruchomych części pompy.

Ta sprawność waha się w tych samych granicach, co i sprawność hydrauliczna, to jest 0,85 — 0,90 — 0,95. Jeżeli więc chodzi o ogólną sprawność samej pompy, to będzie ona iloczynem tych dwóch sprawności $\eta_1 \times \eta_2$ czyli w granicach (0,85 \times 0,85) — (0,90 \times 0,90) — (0,95 \times 0,95) czyli 0,72 — 0,81 — 0,90.

η_3 — jest to sprawność przewodów. Odnosi się ona do straty ciśnienia cieczy „h”. Wiemy z rozważań naszych nad oporami przy przepływie cieczy (patrz str. 227), że przy przepływie cieczy przez przewody następuje strata ciśnienia, która jest zależna od średnicy przewodu, jego jakości, oraz od prędkości przepływu, i że przy przepływie cieczy przez wszelkie załamania, zwężenia, zawory i t. d. następuje również strata ciśnienia. Wynika więc z powyższego, że η_3 jest ściśle zależna od rodzaju przewodów ich średnic, długości, kształtów, ilości załamań, zaworów i t. d. i że nie można przyjmować jakichś średnich strat lecz, że należy je obliczyć w zależności od sytuacji całego urządzenia, czem jednak zajmować się nie będziemy jako rzeczą nie leżącą w zakresie niniejszego wykładu.

Stratę owego ciśnienia należy rozumieć w ten sposób, że gdy na przykład istotna wysokość tłoczenia wody wynosi 20 metrów, a straty na ciśnieniu wskutek oporów w rurach wynoszą dla całego urządzenia 3 m. słupa wody, to tłok pompy musi wywierać na wodę w cylindrze takie ciśnienie, jak gdyby tłoczył ją nie na wysokość 20-u lecz 23 metrów. Stąd więc jest mowa o owej sprawności η_3 .

Przykład. Jaką moc do napędu zużywać będzie pompa, o wydajności 2 m³ wody na minutę, przy ogólnej wysokości podnoszenia 15 metrów i ogólnej sprawności pompy 0,65.

$$N = \frac{Q \times h}{75 \times \eta} = \frac{2000 \times 15}{60 \times 75 \times 0,65} = 10,25 \text{ koni.}$$

Pompy odśrodkowe, ściślej turbinowe, składają się z wirnika (koła łopatkowego) osadzonego na wale oraz kierownicy kanałowej a niekiedy jeszcze kierownicy łopatkowej. Fig. 456 przedstawia nam taką pompę w przekroju poprzecznym i podłużnym. „a” jest to wirnik, wprawiany w ruch obrotowy, „b” jest kierownicą kanałową. Woda dopływa do pompy rurami „c” albo dwustronnie, jak to wskazano na naszym rysunku, albo też tylko jednostronnie, dalej przepływa przez wirnik i wypływa na całym jego obwodzie zewnętrznym do kierownicy kanałowej, skąd wylotem „d” jak wskazuje strzałka, kieruje się do rury tłoczącej. Działanie tych pomp, które niewłaściwie noszą nazwę pomp odśrodkowych, polega nie na działaniu „siły odśrodkowej”, lecz na wytłaczaniu wody dopływającej do środka łopatkami tak, jak pochylniami. Pompa taka mogłaby również przepychać wodę napływającą na około zewnętrznego obwodu wirnika do środka o ile zmienilibyśmy kierunek obrotu wirnika i zmienili nieco kształt łopatek. Lecz konstrukcyj takich nie stosujemy ze względu na ciasnotę wylotu po środku przy osi. Ponieważ wirnik nie może szczelnie przylegać do korpusu i kierownicy, powstawałyby bowiem wówczas b. wielkie opory tarcia, to sprawność hydrauliczna takich pomp jest naogół znacznie mniejsza, niż pomp tłokowych i wynosi średnio około 0,6. Za to pod względem konstrukcyjnym, jest ona doskonałym rozwiązaniem konstrukcji pompy. Nie posiada ona tłoków, zaworów, ani też żadnych skomplikowanych mechanizmów napędowych, jak tłoczniska, dławnice, krzyżulce i t. p. słowem, wyróżnia się prostotą konstrukcji. Daje ona równomierny strumień wody bez skoków i nie wymaga takiego dozoru, jak bardziej skomplikowana pompa tłokowa.

Wadą zaś takich pomp jest to, że nie są one w możności same nassać sobie ciecz z przewodu ssawnego, tak że pompa taka może pracować tylko wówczas, jeżeli przed uruchomieniem została całkowicie zalana wodą.

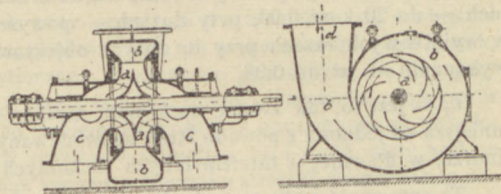


Fig. 456.

Z tego też względu, jakkolwiek pompa taka podczas pracy żadnych zaworów niewymaga, to jednak na końcu rury ssącej dajemy zawsze zawór w tym celu, aby po zatrzymaniu pompy woda nie uciekała z rury ssącej, żeby nie trzeba było przed każdym uruchomieniem pompy zalewać tej rury i żeby, w wypadku zalewania rury, wodę tę w rurze zatrzymać. To samo odnosi się i do rury tłoczącej, z której po zatrzymaniu pompy również uciekałaby nam woda. Dlatego też i na rurze tłoczącej stawiamy zawór samoczynny. Nadto, jeżeli wysokość tłoczenia jest znaczna to ciśnienie słupa wody na zawór może być tak duże, że strumień wody tłoczony przez pompę początkowo nie byłby w stanie wogóle otworzyć zaworu tłoczącego i w tym celu potrzebne jest urządzenie do odładowania, polegające na tem, że przeprowadzamy rurkę łączącą przestrzeń nad zaworem tłoczącym z przestrzenią w rurze ssącej albo z samą pompą. Rurkę tę zaopatrujemy w zawór nastawny. Jeżeli zawór ten zostanie otwarty, to przestrzeń nad zaworem i pod zaworem zostaną połączone i ciśnienie zrówna się, czyli zawór tłoczny odładowuje się.

Przed puszczeniem więc w ruch pompy odśrodkowej musimy:

- 1) Otworzyć otwór do napełnienia pompy wodą.
- 2) Napełnić (zalać) wodą całą pompę, ewentualnie i rurę ssącą
- 3) Zamknąć otwór do napełniania pompy.
- 4) Puścić w ruch pompę.
- 5) Otworzyć zawór na rurze odładowującej i, kiedy pompa zaczęła już tłoczyć wodę.
- 6) zamknąć zawór na rurze odładowującej.

Powiedzieliśmy już wyżej, że sprawność hydrauliczna tych pomp η_1 jest naogół z powodu znacznych nieszczelności mniejsza, niż pomp tłokowych. Przy pospolitych pompach rynkowych wynosi ta sprawność 0,5 a przy wyjątkowo starannie wykonanych pompach ona może dojść do 0,75.

Sprawność mechaniczna η_2 bywa średnio 0,85—0,90, tak że ogólną sprawność samej pompy można przyjąć średnio $0,6 \times 0,85 = 0,51$ do $0,75 \times 0,90 = 0,67$.

Moc w koniach mechanicznych N , potrzebna do napędu tak jak przy każdej pompie, nie uwzględniając strat, będzie się równała $N = \frac{Q \times H}{75}$

gdzie „ Q ” jest ilością wody w kg. (czyli litrach) na sekundę, a „ H ” — ogólna wysokością podnoszenia, cieczy.

Wiemy z naszych rozważań z mechaniki nad pracą i mocą, patrz str. 30, że moc jest to praca wykonana w jednej sekundzie, a więc zgodnie z napisanym przez nas wzorem $N = \frac{Q \times H}{75}$ jednocześnie moc jest iloczynem

siły przez prędkość czyli $N = \frac{Q \times V_1}{75}$ gdzie Q będzie ilością wody w litrach (w kilogramach a więc siłą) V_1 — będzie prędkością przepływu cieczy z łopatek wirnika w metrach na sekundę, zatem możemy napisać, że ponieważ $N = \frac{Q \times H}{75}$ i $N = \frac{Q \times V_1}{75}$ to H jest proporcjonalne do V_1 ,

z czego wynika, że na to, ażeby nasza pompa była w stanie tłoczyć wodę na wysokość „ H “, woda ta musi splywać z łopatek wirnika pompy z prędkością V_1 metrów na sekundę równą wysokości tłoczenia „ H “ w metrach. Jeżeli więc naprzykład pompa winna tłoczyć wodę na wysokość 12 metrów a uwzględnisz straty na ciśnieniu (η_s — straty ciśnienia w rurach), na wysokość dajmy na to 13,5 m. to prędkość wypływu wody z łopatek wirnika pompy musi być 13,5 metra na sekundę.

Przyjrzyjmy się teraz konstrukcji wirnika pompowego (koła łopatkowego). Wirnik ten zaopatrzony jest w łopatki o pewnym kształcie np. takim jak wskazano w załączonych fig. 457 458 i 459 i obraca się z pewną szybkością więc z pewną prędkością obwodową, którą zawsze możemy obliczyć, a która według wzoru $v = \frac{\pi D n}{60}$ zależy od średnicy wirnika i ilości obrotów na minutę.

Jeżeli wirnik nasz zaopatrzony byłby w łopatki kształtu wskazanego na pierwszym rysunku, to woda sphywałaby z łopatek z jakąś prędkością

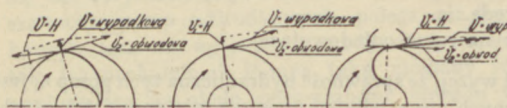


Fig. 457.

Fig. 458.

Fig. 459.

V_1 w kierunku końca łopatki, a ponieważ łopatki znajdują się w ruchu obrotowym, to jednocześnie woda ta sphywa z łopatek z prędkością obwodową „ V_2 “ w kierunku stycznej koła od końca łopatki. Jest to więc ruch złożony, rezultatem którego będzie prędkość wypadkowa „ V “, równa co do wielkości i kierunku przekątnej równoległoboku, zbudowanego na prędkościach składowych „ V_1 “ i „ V_2 “.

Prędkość wypadkowa „ V “ będzie teraz prędkością, z jaką woda w rezultacie przepływa przez koło łopatkowe. Prędkość ta jest uwarunkowana wielkością przekrojów między łopatkami wirnika tak, jak wogóle prędkość przepływu wody przez rurę jest uwarunkowana przekrojem rury. Na tym miejscu przypomnijmy sobie, że ilość cieczy, przepływającej przez przewód jest stała (str. 227). Jeżeli przekrój przewodu w jakimś miejscu będzie zwężony, to prędkość w tym przekroju będzie większa i naodwrot, jeżeli przekrój został w pewnym miejscu powiększony, to prędkość przepływu zmniejszy się. To samo zjawisko musi zachodzić

i przy przepływie wody przez pompę. Ilość wody przepływającej przez rurę ssącą, przez pompę i przez rurę tłoczącą będzie oczywiście jednakowa. Jeżeli przekrój rury tłoczącej byłby mniejszy, niż rury ssącej, to prędkość przepływu wody przez rurę tłoczącą będzie większa, niż prędkość przepływu przez rurę ssącą. A jeżeli naprzykład przekrój wirnika byłby większy niż przekrój którejś z rur, to prędkość przepływu wody przez wirnik (prędkość wypadkowa „ V “) byłaby mniejsza, niż prędkość przepływu wody przez rury. Na fig. 458 i 459 mamy wskazane inne kształty łopatek, co w skutku powoduje inne ustosunkowanie prędkości v_1 , v_2 i v .

Nie leży to w zakresie naszych rozważań zajmowanie się wykreśleniem właściwych kształtów łopatek, odpowiadających danym warunkom pracy, lecz wyjaśnienie powyższe przytoczyliśmy dlatego, ażeby zrozumieć, dlaczego spotykamy pompy o różnych kształtach łopatek, oraz aby zrozumieć, że kształt łopatki oraz prędkość obwodowa są właściwie tymi czynnikami, które decydują o ciśnieniu, wytwarzanym przez pompę, inaczej o wysokości tłoczenia i o prędkości przepływu a więc o wydajności pompy.

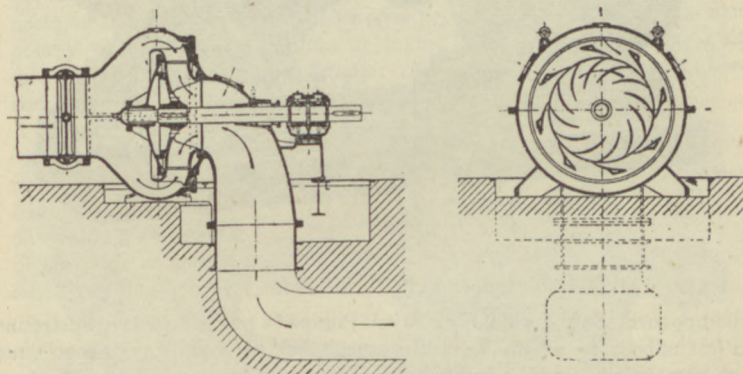


Fig. 460.

Opisując ustrój pompy turbinowej powiedzieliśmy, że bywają one zaopatrywane w kierownicę łopatkową. Fig. 460 przedstawia nam taką pompę o dopływie jednostronnym, zaopatrzoną w kierownicę łopatkową. Woda wypływająca z wirnika przepływa przez kierownicę łopatkową, która stanowi część składową korpusu a więc jest, oczywiście, stale w spoczynku. Woda po przejściu przez kierownicę łopatkową dostaje się do kierownicy

kanalowej, która może być zbudowana w kształcie ślimakowym, jak to miało miejsce przy konstrukcji poprzedniej, lub w kształcie kielichowym, jak to wskazano na obecnym rysunku. Cel stosowania kierownicy kanałowej polega na tym, że łopatki kierownicy, ustawione w kierunku wypływu wody z wirnika, ułatwiają ten wypływ, t. j. zabezpieczają od szkodliwych zaburzeń, powodujących straty hydrauliczne. Przy pompach pracujących na niskie ciśnienia kierownicy takie nie są konieczne i przeważnie ich się nie buduje, natomiast przy pompach, pracujących na wysokie ciśnienie, odgrywają one b. ważną rolę. Na fig. 461 mamy przedstawioną

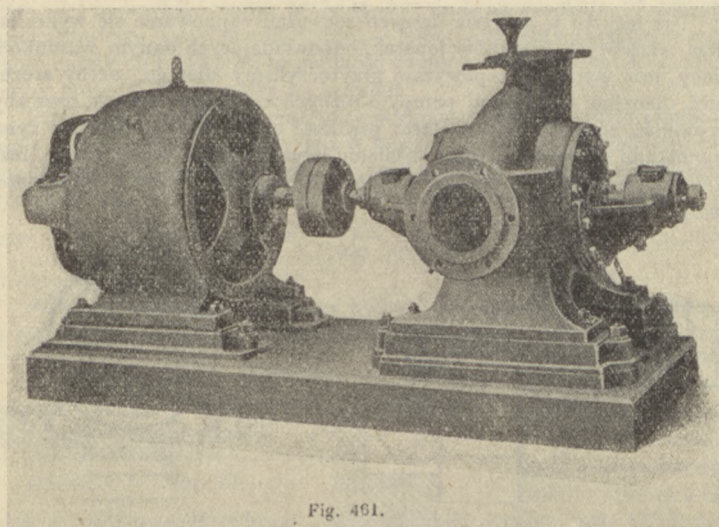


Fig. 461.

pompę turbinową w widoku ogólnym. Pompa ta posiada wloty dwustronne i jest napędzana od silnika elektrycznego, bezpośrednio sprzężonego z nią za pomocą sprzęgła. Na rysunku tym zauważyć możemy także lej z kurkiem przelotowym, który to lej służy do zalewania pompy przed puszczeniem jej w ruch.

Przedstawione konstrukcje były to pompy o jednym wirniku, zwane także jednostopniowymi. Używane są one do przepompowywania cieczy na wysokości nie przekraczające 25 metrów, a więc na ciśnienia do 2,5 atmosfer. Z tego też względu nazywają je także pompami niskiego ciśnienia. W wypadkach, gdy zachodzi potrzeba tłoczenia wody czy innej cieczy na większe wysokości, to jest na wyższe ciśnienia kilku lub kilkunastu atmo-

sfer, stosuje się pompy wielostopniowe t. j. pompy, zaopatrzone w większą liczbę wirników. Są to jakby pompy zespolone i praca ich polega na tym, że ciecz wypływająca z jednego wirnika przepływa przez kierownicę kanałową i dośrodkową i dopływa do drugiego wirnika, następnie do trzeciego i t. d. aż do ostatniego. Skutek takiej pracy jest ten, że wysokość tłoczenia jest proporcjonalną do ilości pracujących wirników. Fig. 462 przedstawia nam konstrukcję pompy 6-cio stopniowej w przekroju podłużnym. Woda dopływa do pompy rurą „a”, wytłaczana zaś jest rurą „b”. Wirniki oznaczono liczbą „1”, kierownice liczbą „2”, kierownice dośrodkowe, doprowadzające wodę z obwodu jednego wirnika do środkowego wlotu następnego, — liczbą „3”. — Następne fig. 463 i 464 przedstawiają nam pompy wielostopniowe w widoku ogólnym. Pierwsza jest sprzężona z silnikiem elektrycznym. Na drugim rysunku widzimy szczegóły konstrukcyjne pompy po rozmontowaniu.

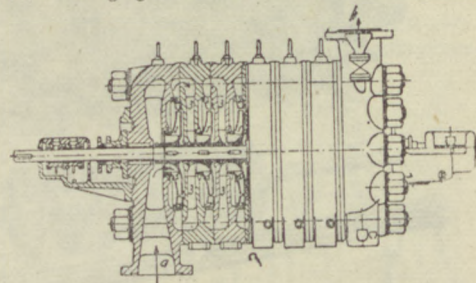


Fig. 462.

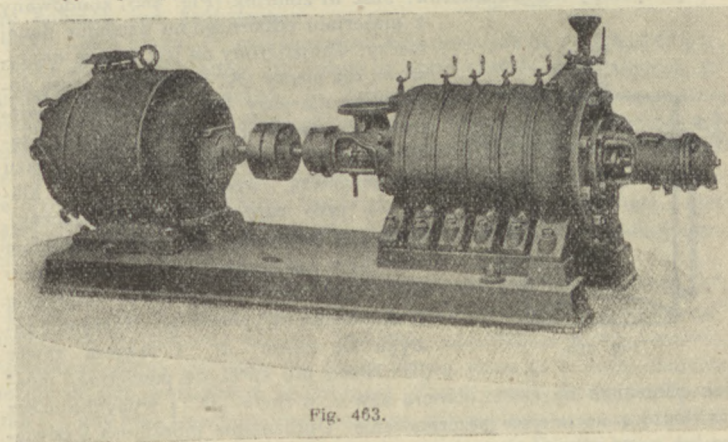


Fig. 463.

Poza pompami tłokowymi i odśrodkowymi, które są najbardziej rozpowszechnione, spotykamy jeszcze pompy działające na innej zasadzie.

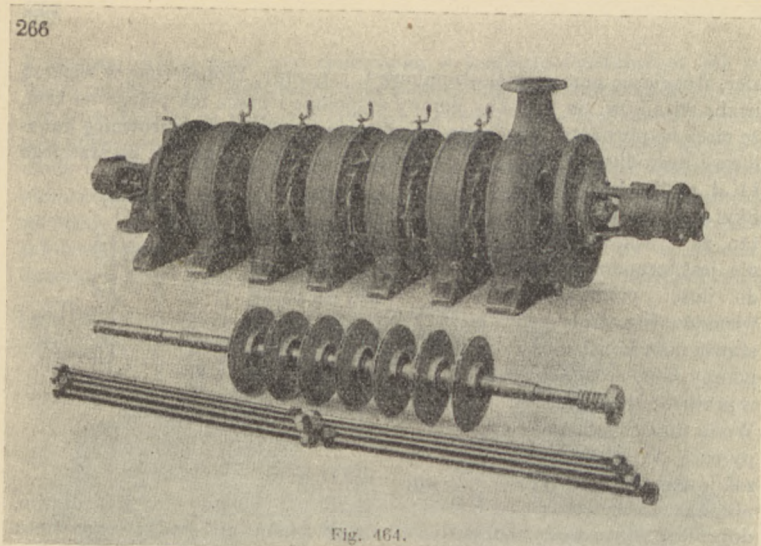


Fig. 464.

Są to jednak pompy używane stosunkowo rzadko i tylko przy odpowiednich warunkach pracy.

Pompy „montejus“ są używane do cieczy, które chemicznie działają na materiał pompy lub do smarów. Jest to zbiornik (Fig. 465) zbudowany z materiału odpornego na działanie danej cieczy. Zaopatrzony on jest w rurę dopływową dla cieczy „A“ z zaworem, rurę dopływową dla pary lub sprężonego powietrza „B“ również z zaworem, rurę dopływową dla opróżnienia zbiornika z gazu czy powietrza i wreszcie rurę „D“ z kłapą — jako rurę odpływową (tłoczną). Montejus ustawiony jest pod zbiornikiem z cieczą w ten sposób, ażeby po otwarciu kranu „A“ ciecz samoczynnie napłynęła do montejusa i wypełniła go. Następnie zamyka się zawór „A“ i otwiera zawór „B“. Para lub sprężone powietrze, działając ciśnieniem na ciecz, otwiera zawór w rurze „D“ i wypycha ciecza rurą tłoczącą na miejsce przeznaczenia. Opróżnianie montejusa z powietrza lub pary odbywa się przez otwarcie kranu „C“, poczem następuje ponowny proces napełniania montejusa cieczą i wytłaczania jej i t. d.

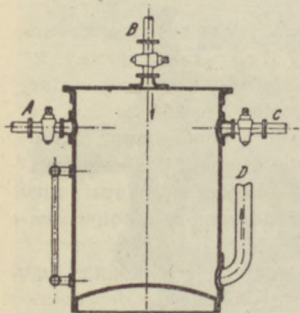


Fig. 465.

Pulsometry są to pompy działające samoczynnie wykorzystując pewne własności pary. Konstrukcję pulsometru mamy uwidocznioną na fig. 466 „a“ i „b“ są to dwie symetrycznie rozłożone komory zaworowe „c“ i „d“ — dwie komory dla wody. Komory zaworowe posiadają wspólną rurę ssącą „S“ i wspólną rurę tłoczącą „T“. Komory dla wody łączą się u góry do wspólnej rury dopływowej dla pary i w ten sposób mogą być zamykane naprzemian jedną wspólną kłapą lub zaworem kulowym „G“.

Dzieje się to w ten sposób, że gdy kłapa jest przechylona na prawo, jak wskazano na rysunku, to zamyka prawą komorę wodną i para może dopływać do lewej komory, gdy zaś jest przechylona na lewo, to zamyka lewą komorę wodną i para może dopływać do prawej komory. Nadto w pulsometrze tym widzimy cienką rurkę „H“, która łączy przestrzeń nad zaworem tłocznym komory zaworowej z komorą wodną. Rurka ta na obu końcach jest zaopatrzona w sitka. Jeżeli kłapa „G“ ustawiona jest na prawo (jak na rysunku) to para wchodzi do komory wodnej „C“, ciśnienie na wodę, otwiera zawór tłoczny „k“ i pędzi wodę do rury tłoczącej „T“. Z chwilą kiedy woda z komory wodnej została wytłoczona do poziomu sitka, woda z komory tłocznej znacznie węższymi strugami wpadać do pary, para zaczyna się kondensować (skraplać), a więc w komorze tej powstanie rozrzedzenie. Kłapa „G“ automatycznie przeskoczy na lewą stronę i zawór ssący „L“ otworzy się. Woda z rury ssącej „S“ przez zawór „L“ zacznie napływać do komory wodnej i zapełni ją.

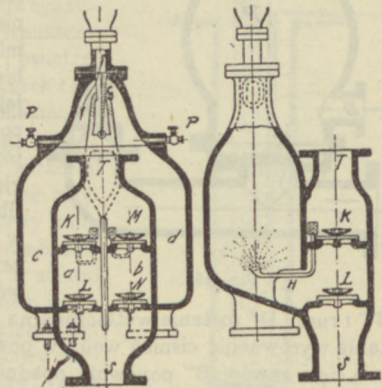


Fig. 466.

W tym czasie, gdy odbywa się nassawanie wody do lewej komory „c“, w prawej komorze odbywa się wytłaczanie i kiedy w prawej komorze „d“ skończy się wytłaczanie nastąpi, wskutek rozrzedzenia w tej komorze, przerzucenie kłapy „G“ znów na prawą stronę, przez co w lewej komorze zacznie się ponownie proces wytłaczania. Komory więc działają na przemian t. j. gdy lewa tłoczy to prawa nassawa, gdy zaś lewa nassawa to prawa tłoczy. Kurki „K“ służą do dopuszczania powietrza do komór, które działają tam jak powietrznik i łagodzą uderzenia wody przy ssaniu

Tarany, to jest pompy działające przez uderzenie (fig. 467), mogą być stosowane tylko w tych wypadkach, gdy rozporządzamy naturalnym spadkiem wody i część tej wody pragniemy przepompować na wyższy poziom. Działanie taranu jest następujące. Woda naturalnym spadkiem przepływa

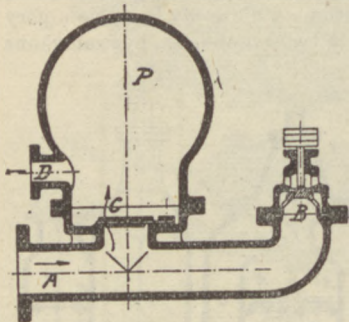


Fig. 467.

przez rurę „A” i następnie przez otwarty (wskutek miernego obciążenia) zawór „B” na zewnątrz. Ponieważ woda ta przepływając wąskimi szczelinami koło zaworu „B”, nabiera znacznej szybkości, to ciśnienie jej spada i zawór „B” raptownie się podnosi, czyli zamyka się. Płynąca jednak rurą „A” woda posiada energię ruchu (kinetyczną). Wskutek więc silnego uderzenia, jakie powstanie w rurze „A” z chwilą zamknięcia się zaworu „B”, woda otworzy sobie zawór „C”, wejdzie do powietrznika

„P” i rurą „D” zostanie wytłoczona na pewną wysokość. Dopiero gdy nastanie wyrównanie ciśnień wody w powietrzniku i rurze, zawór „C” zamknie się a zawór „B” ponownie opadnie, czyli się otworzy i od tej chwili

zacznie się ponownie opisany już proces. Regulowanie pracy taranu uskutecznia się przez miarkowanie obciążenia zaworu „B”.

Pompy strumieniowe. Wiadomo nam, (por. str. 227) że o ile ciecz wypływa cienkim otworem z b. znaczną szybkością, to ciśnienie jej może spaść tak znacznie, że przejawia się w postaci ssania. Na tej zasadzie zbudowane są tak zwane pompy strumieniowe, używane niekiedy do wypompowywania cieczy, zwłaszcza brudnej, z różnych kanałów, dołów i t. p. oczywiście tam gdzie mamy do dyspozycji wodę, mogącą wypływać pod ciśnieniem.

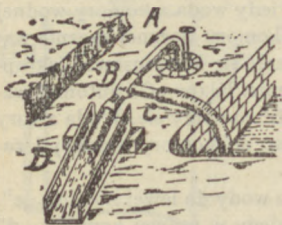


Fig. 468.

Pompa taka jak widać to z fig. 468 składa się z rury „A” o cienkim wylocie, wmontowanej szczelnie w szerszą rurę „B”, w której strumień wody wypływającej z wylotu wytwarza ssanie (rozrzedzenie). Jeżeli ową szerszą rurę „B” połączymy bocznym wylotem „C” z jakimś zbiornikiem wody, to, wskutek rozrzedzenia wytworzonego strumieniem w rurze „B”, woda z niżej położonego zbiornika zostanie nassana przez rurę „C” i wypływać będzie rurą „D”.

Inżektory są to również pompy strumieniowe, lecz działające pod wpływem pary, wypływającej cienkim wylotem. Ponieważ inżektory znajdują główne zastosowanie do zasilania kotłów parowych, przeto o konstrukcji ich i sposobie działania pomówimy w części II maszynoznawstwa, t. j. w dziale o kotłach parowych.

Pompy powietrzne „Mamut” działają na zasadzie zmniejszenia ciężaru właściwego słupa wody, zawartej w rurze, przez wpuszczenie do rury sprężonego powietrza. Powietrze to pęcherzykami wysyca wodę i wskutek tego zmniejsza ciężar właściwy wody. Schemat takiej pompy, mamy wskazany na fig. 469.

Jeżeli w miejscu „A” będziemy wtłaczali do rury „B” zgęszczone powietrze (ze sprężarki, kompresoru) to ciężar właściwy mieszaniny wody z powietrzem w tej rurze będzie mniejszy, niż ciężar właściwy wody w studni „C”. Wysokość rury „B” nad poziomem wody może być w takim stosunku do głębokości zanurzenia tej rury, jak ciężar właściwy mieszaniny do ciężaru właściwego wody. Takie pompy znajdują zastosowanie do pompowania — ściślej do transportowania na wyższy poziom nie tylko samej wody, ale niekiedy i ciał pływających w tej wodzie. Używa się np. podobnego przyrządu do transportowania buraków w cukrowniach na wyższe piętra.

Do kategorii pomp możemy zaliczyć jeszcze różne konstrukcje czerpaków jak na przykład kół czerpakowych, czerpaków kubelkowych, taśmowych, czerpaków spiralnych, śrubowych i w. innych, których opisywać nie będziemy, gdyż znajdują one albo b. małe zastosowanie albo mają tylko znaczenie historyczne.

Natomiast zapoznamy się, w najogólniejszych zarysach, z takimi maszynami wodnymi, jak np. prasy hydrauliczne, lewary hydrauliczne, akumulatory wodne, które nie są wprawdzie pompami lecz z którymi w życiu warsztatowym niejednokrotnie się spotykamy.

Prasy hydrauliczne oraz wspomniane wyżej maszyny są zbudowane na zasadzie znanego nam już prawa Pascala (str. 223) i polegają na tem, że, jeżeli do cylindra prasy wpompowujemy ciecz chociażby maleńką pompką, wywierając na tłoczek pompy ciśnienie kilku atmosfer, to znaczy kilku kg. na każdy cm². wody, to ciśnienie to rozchodzi się w cylindrze prasy z jednakową siłą we wszystkich kierunkach, a więc woda ciśnie

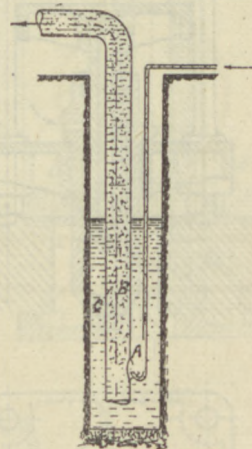


Fig. 469.

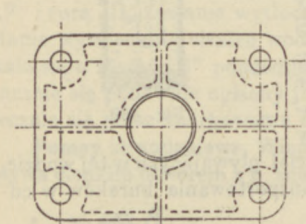
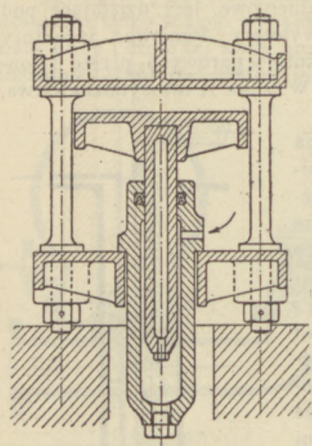


Fig. 470.

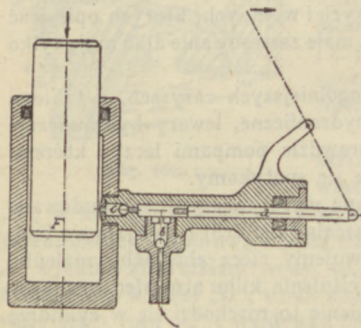


Fig. 471.

powierzchnię tłoka czy też nurnika prasy z siłą kilku kg. na każdy cm^2 . Ile więc razy powierzchnia tłoka czy nurnika prasy będzie większa od powierzchni tłoka czy nurnika pompy, tyle razy całkowite ciśnienie (parcie), wywierane na tłok a więc i na płytę umocowaną na tłoku tej prasy będzie większe od ciśnienia wywieranego na tłok pompy zasilającej. W ten sposób wywierając na tłok pompy ciśnienie kilku czy kilkunastu kg. możemy wywołać ciśnienie (parcie) na płytę prasy równe wielu tysiącom kilogramów. Zależy jest ono tylko od stosunku powierzchni tłoka prasy do powierzchni tłoka pompy. Konstrukcja prasy jest wskazana na fig. 470.

Lewar hydrauliczny jest właściwie małą prasą hydrauliczną (fig. 471). Tłoczkiem „a” albo nassawamy wodę przez zawór kulowy „b”, albo też wylaczamy przez zawór kulowy „c”. Ponieważ powierzchnia tłoka lewara „F” jest wielokrotnie większa od powierzchni tłoczka „a”, przeto i ciśnienie cieczy na tłok lewarowy od spodu będzie wielokrotnie większe. I jeżeli ciśnienie to przewyższy ciśnienie wywierane na tłok z góry przez dźwiganą ciężar „Q”, to ciężar ten będzie podnoszony.

Akumulatory wodne są to cylindry, do których wtlaczamy wodę pod znacznym ciśnieniem. W miarę wtlaczania wody, tłok (nurnik) „a” podnosi się do góry i unosi z sobą ciężar „b”. Ciecz, znajdującą się w akumulatorze pod ciśnieniem tłoka, używa się do napędu różnych maszyn: a więc

pras hydraulicznych, niciarek hydraulicznych, uszczelniaerek, dźwigów i tym podobnych. Pompa zasilająca stale tłoczy wodę do akumulatora. Wydajność pompy obliczona jest na średnie zapotrzebowanie wody. Zapas zaś wody, pod ciśnieniem znajdującej się w akumulatorze, służy do pokrycia większych chwilowych zapotrzebowań. Przy zapotrzebowaniu wody mniejszem niż normalna wydajność pompy, nadmiar wody zostaje wtloczony do akumulatora rurą „c”. (Patrz fig. 472).

KOLA I TURBINY WODNE.

Kola i turbiny wodne są to silniki (motory), to jest maszyny, służące do przekształcania energii położenia i energii ruchu wody w energję napędową jakiegoś wału roboczego. Wyzyskanie energii wodnej możliwe jest tylko wówczas jeżeli woda znajduje się w jakimś zbiorniku i jest możność odprowadzenia jej na niższy poziom. Dla wyzyskania owej energii wody służą właśnie kola i turbiny wodne (silniki wodne).

Fig. 473 przedstawia nam schematyczny ustrój pospolitego kola wodnego. Widzimy, że woda z poziomu wyższego „H”, uzyskanego przez postawienie tamy (grobli), spływa na koło, wypełnia oddzielne przegrody między łopatkami koła i, działając swoim ciężarem, stwarza momenty obrotowe, które w skutku swego działania obracają wał koła t.j. główny wał roboczy tego silnika (motoru) wodnego. Ruch obrotowy wału tego koła przy pomocy przekładni, najczęściej zębatej, przenosi się na wały transmisyjne, a dalej na maszyny (młynarskie, tartaczne, elektryczne lub t. p.) Teoretyczna

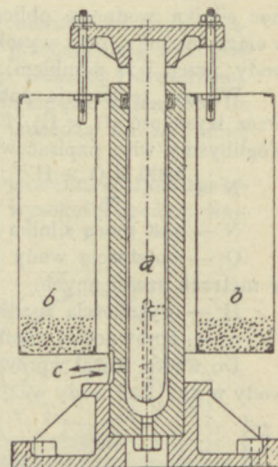


Fig. 472.

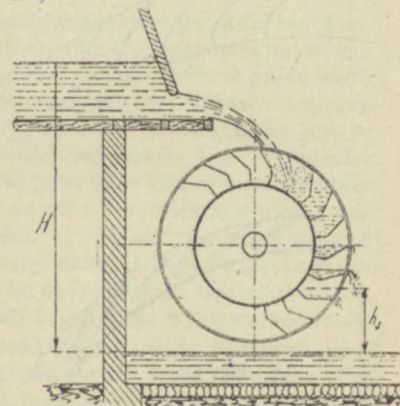


Fig. 473.

moc silnika wodnego obliczyć możemy z ilości wody, przepływającej w ciągu sekundy, oraz wysokości spadku wody, t. j. różnicy poziomów wody przed i za silnikiem.

Wiemy, że energia potencjalna równa się ciężarowi pomnożonemu przez wysokość ($G \times H$). Energia ta przekształca się na pracę silnika. Moglibyśmy więc napisać wzór na moc silnika wodnego.

$$N = \frac{1000 \times Q \times H}{75} \times \eta, \text{ w którym wzorze:}$$

N — jest mocą silnika wyrażoną w koniach mechanicznych.

Q — objętością wody przepływającej w ciągu sekundy, wyrażoną w metrach sześciennych.

H — wysokością spadku w metrach.

η — sprawnością silnika.

Do wzoru został wprowadzony czynnik 1000 dla otrzymania ciężaru wody w kg. (1 m^3 wody waży 1000 kg.). Sprawność η — takiego silnika jest

oczywiście b. nieznaczna (zwykle 0,6 a maksymalnie 0,7), co wynika stąd, że, po pierwsze, silnik taki, jak zresztą każda maszyna, ma opory tarcia, a więc jego sprawność mechaniczna jest mniejsza od jedności, i powtóre, zachodzą tu znaczne straty hydrauliczne. Znaczna ilość wody wylewa się z koła bezpożytecznie, nie stwarzając swoim ciężarem pożytecznych momentów obrotowych. Widzimy naprz., że na wysokości h , (nazwijmy ją wysokością straconą) woda wylewa się już z przegród łopatkowych, nie oddając kołu swej energii położenia. Koła omawianej konstrukcji noszą nazwę kół nasiębiernych. Mogą być one stosowane tylko

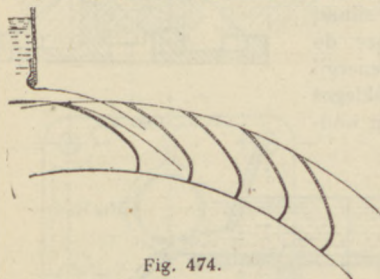


Fig. 474.



Fig. 475.

w tych wypadkach, gdy wysokość spadku wynosi nie mniej niż parę metrów, to jest tyle, ażeby w tej wysokości zmieściło się koło o możliwie znacznej średnicy. Dolne łopatki koła nie mogą się zanurzać w wodzie, lecz muszą znajdować się nad dolnym poziomem (nad poziomem odpływu), inaczej bowiem hamowałyby ruch koła. Kształt łopatek winien być

taki, ażeby kierunek łopatek na kole odpowiadał kierunkowi napływającego strumienia wody. Załączone fig. 474 i 475 przedstawiają nam prawidłowy kształt łopatek przy kołach konstrukcji żelaznej i drewnianej. Przy kołach drewnianych górna część łopatki robi się pod kątem 30° do stycznej koła, a dolna po promieniu. Łopatki zachodzą na się mniej więcej o $\frac{1}{4}$ podziałki.

Innym rodzajem kół wodnych będą koła podsiębierne, których spotykamy kilka typów, zależnych w pewnej mierze od wysokości spadku. Naj-

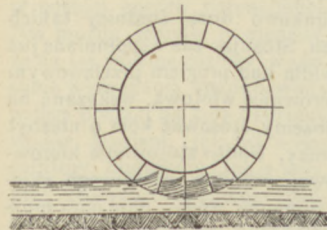


Fig. 476

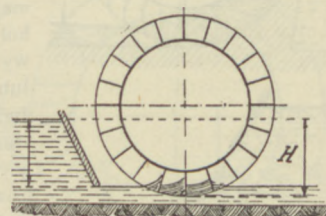


Fig. 477.

prostszy będzie koło zanurzone w prądzie wody, które jest stosowane tam, gdzie nie można wyzyskać spadku. Koło takie (fig. 476) wprawiane jest w ruch energią ruchu (kinetyczną) wody. Ponieważ jednak szybkość prądu wody w rzekach i kanałach jest naogół nieznaczna, (patrz str. 12) to nawet przy stosunkowo znacznych wymiarach łopatek koła, moc uzyskana jest b. nieznaczna. Tak na przykład przy powierzchni łopatki 1 m^2 i prędkości przepływu wody 1 m/sec , moc uzyskana przez takie koło wyniesie, zaledwie $\frac{1}{8}$ konia mechanicznego (15 kgmetrów na sek.). Przy większym nieco spadku, stosując stawidło, jak to wskazano na fig. 477 można uzyskać znaczną prędkość przepływu. Całą wysokość użyteczną „ H ” zużytkowujemy na otrzymanie znacznej prędkości przepływu wody. Wiemy z naszych rozważań nad wypływem cieczy, (patrz str. 224) że prędkość wypływu będzie się równała $V = \sqrt{2gh}$, a więc przy wysokości spadku naprz. 1250 m/m. mielibyśmy już prędkość teoretyczną wypływu około 5 m. na sekundę, a więc koło, o wymiarach łopatek jak wyżej, rozwijałoby już nam moc $5^2 = 25$ razy większą, to jest około 5 koni (energia ruchu jest proporcjonalna do kwadratu prędkości $\frac{m V^2}{2}$).

Fig. 478 przedstawia nam schemat ustroju koła wodnego podsiębiernego „z przelewem” to jest rodzajem tamy, przez którą przelewa się woda.

Kształt progu przelewowego musi być dostosowany do kierunku wypływającego strumienia wody, to jest winien być paraboliczny.

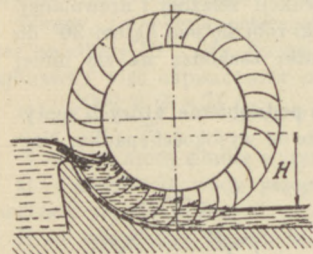


Fig. 478.

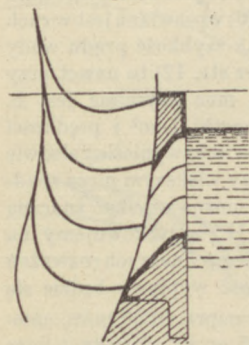
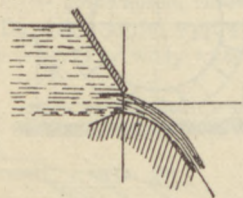


Fig. 479.

Mamy tu do czynienia również z niezmierną prędkością wypływu strumienia wody. W celu zwiększenia tej prędkości wypływu bywają stosowane stawidła nad progiem przelewowym, jak to wskazuje dolny rysunek. Stosunkowo niezmierną prędkość wypływu strumienia wody wymaga stosunkowo dużej średnicy takich kół wodnych. Stosując zaś wspomniane już wyżej stawidła nad progiem przelewowym lub też kierownicę wlotową, wskazaną na fig. 479 możemy stosować koła o niezbyt dużej średnicy. Nadto stosowanie kierownicy wlotowej, wskutek właściwego skierowania strumienia wody, daje nam możliwość zużytkowania na wypływ wody znacznie większej części obwodu koła, niż w wypadkach poprzednich, t. j. bez kierownicy.

W kołach wodnych energia wody dopływowej w przeważającej części zawarta jest w postaci energii położenia (potencjalnej), a tylko częściowo — w postaci energii ruchu (kinetycznej). Przeważnie bowiem całkowita wysokość spadku wody nie jest wykorzystana na uzyskanie maksymalnej prędkości wypływu, a tylko część tej wysokości, t. j. od górnego poziomu wody do poziomu progu. Część więc energii, odpowiadająca tej właśnie wysokości, występuje w postaci energii ruchu $\left(\frac{m v^2}{2}\right)$, pozostała zaś część energii,

odpowiadająca dalszej różnicy poziomów t. j. od poziomu progu do dolnego poziomu wody odpływowej, występuje w postaci energii położenia $(m \times g \times h)$ i przekształcenie tej energii na energię ruchu odbywa się w samym kole.

Buduje się jednak i takie koła wodne, w których całkowita wysokość spadku wody jeszcze przed kołem zostaje wyzyskana na wytworzenie ma-

ksymalnej prędkości wypływu wody, czyli całkowita energia potencjalna wody zostaje przekształcona w energię kinetyczną, jak to zresztą widzieliśmy już przy konstrukcji koła zanurzonego w prądzie na fig. 476. Powyższa właśnie różnica w sposobie wyzyskania energii spadku (poziomów) wody, charakteryzuje do pewnego stopnia koła i turbiny wodne. W turbinach wodnych przeważnie energia wody dopływowej występuje w postaci energii kinetycznej, przy kołach zaś wodnych w przeważającej części w postaci energii potencjalnej. Nie można jednak powiedzieć, że na tej właśnie różnicy w sposobie wyzyskania spadku wody polega podział na koła i turbiny wodne, bowiem, jak już wyjaśniliśmy, budujemy i takie koła, przy których cała energia spadku wody występuje w postaci energii kinetycznej. Jednym z wielu przykładów takiej konstrukcji koła służyć może koło, wskazane w schematycznym ustroju na fig. 480. Całkowita wysokość spadku jeszcze przed kołem jest przy pomocy śluzy wyzyskana na wytworzenie prędkości dopływu wody na koło. Występuje więc w postaci energii kinetycznej.

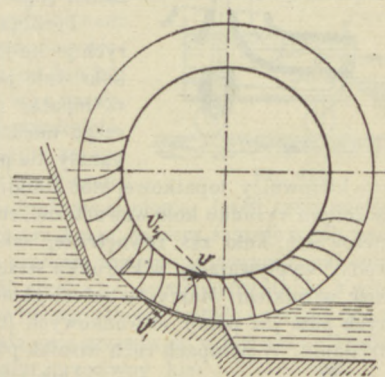


Fig. 480.

Prędkość wody dopływającej „V” rozkłada się tutaj na dwie prędkości, to jest na prędkość uniesienia koła „V₁” inaczej na prędkość obwodową koła i na prędkość względną „V₂” to jest prędkość wody po początku kierunku łopatki, jak to wskazuje równoległobok rozkładu prędkości wskazany na rysunku.

Jako dalszą różnicę w konstrukcji kół wodnych i turbin możnaby wskazać okoliczność, że turbiny wodne posiadają zawsze kierownice wlotowe bądź na całym obwodzie wirnika (koła) turbinowego, bądź też tylko na części. Lecz i ten szczegół konstrukcyjny nie może być uważany za charakterystyczną różnicę w konstrukcji kół i turbin, ponieważ i przy kołach wodnych stosowane bywają niekiedy, jak to widzieliśmy na fig. 479 częściowe kierownice wlotowe.

Przechodząc do zażnajomienia się z konstrukcjami turbin wodnych wyjaśnimy jeszcze, że sprawność kół wodnych „η” jest naogół mniejsza, niż turbin wodnych. Sprawność ta przy zwykłych konstrukcjach bywa

0,6 — 0,7. Przy prawidłowo jednak zaprojektowanych i starannie wykonanych konstrukcjach kół dochodzi niekiedy do 0,85.

Koła wodne w porównaniu z turbinami wodnymi są to konstrukcje starsze i naogół mniej doskonałe, ale jednocześnie prostsze i tańsze.

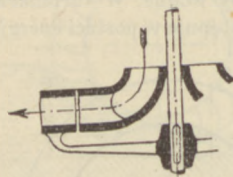


Fig. 481.

Istotę ustroju i działania turbiny wodnej zrozumiemy z załączonego schematycznego rysunku (fig. 481). Turbina składa się zazwyczaj z 2 kół, z których jedno jest stałe, a drugie ruchome. Zarówno koło stałe jak i koło ruchome zaopatrzone są w łopatki odpowiedniego kształtu, wskutek czego między łopatkami temi wytworzone są kanały dla przepływu wody. Koło stałe nosi nazwę kierownicy łopatkowej albo stałki, koło zaś ruchome — wirnika. Na załączonym rysunku koło wewnętrzne, znajdujące się stałe w spoczynku, jest kierownicą, koło zaś zewnętrzne, zaklinowane na wale, pod wpływem wody, wypływającej w kierunku strzałki, obraca się wraz z wałem — jest więc wirnikiem. Mamy tu zatem układ zupełnie podobny do układu znanych nam już pomp odśrodkowych (turbiniowych), tylko o odwróconym działaniu. W pompach ruch wirnika powodował przepływ wody przez wirnik i kierownicę łopatkową, w turbinach

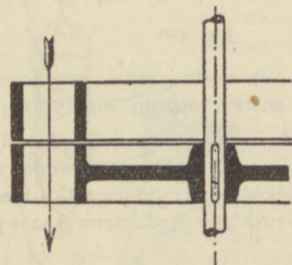


Fig. 482.

wodnych odwrotnie: ruch wody przez kierownicę i wirnik powoduje obracanie się wirnika. Ruch wody przez taką turbinę odbywa się także (i nawet częściej) w kierunku odwrotnym do strzałki, to znaczy, że koło kierownicze — stałka znajduje się na zewnątrz, wirnik zaś — wewnątrz. W obu tych wypadkach woda przepływa przez turbinę w kierunku promieni, albo od wewnątrz do obwodu, albo od obwodu do środka. Turbiny o takim kierunku przepływu wody noszą nazwę turbin promieniowych, inaczej — radialnych. Wzajemny układ kierownicy i wirnika może być również taki, jak to wskazano na fig. 482, to jest, że wirnik przytyka do kierownicy nie na obwodzie, lecz płaską stroną. Woda przepływa wówczas przez turbinę w kierunku strzałki, to jest w kierunku osi, i turbina taka nosi nazwę turbiny osiowej. Spotykamy jeszcze turbiny o układzie mieszanym, to jest promieniowo-osiowym lub osiowo-promieniowym. Nadto dzielimy turbiny na tak zwane odrzutne, inaczej „akcyjne” i na turbiny naporowe, inaczej „reakcyjne”.

W celu zrozumienia różnicy między działaniem odrzutnym i naporowym, inaczej akcyjnym i reakcyjnym, uprzytomnijmy sobie, że we wszystkich wyżej opisanych rodzajach kół wodnych mieliśmy do czynienia ze zjawiskiem tego rodzaju, że strumień wody wypływającej bądź z pod stawidła, bądź z kierownicy, albo wskutek posiadanej prędkości (uderzenia), albo też wskutek ciężaru wprawiał w ruch koło a więc i wał roboczy. Działanie takie nazywamy działaniem odrzutnym (akcyjnym). Inny rodzaj działania, tak

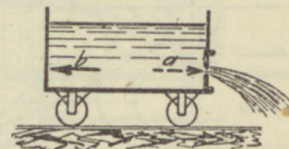


Fig. 483.

zwany naporowy (reakcyjny) wyjaśni nam fig. 483. Ciecz zawarta w naczyniu wywierająca ciśnienie statyczne zarówno na dno jak i na ścianki naczynia. Dopóki więc naczynie, wskazane na rysunku, jest zamknięte, to na boczne ścianki tego naczynia również w kierunku strzałki „a” jak i w kierunku strzałki „b” ciecz wywiera jednakowe ciśnienia. Jeżeli zaś w miejscu „a” otworzymy ściankę na pewnym przekroju, to ciecz znacznie wypływa strumieniem „a” i ciśnienie na ten przekrój zostanie zmniejszone, natomiast ciśnienie „b” na taki sam przekrój przeciwnej ścianki pozostanie, a więc o ile tylko ciśnienie to będzie większe niż opór tarcia, to całe naczynie pod wpływem naporu na ściankę „b” będzie się przesunęło w kierunku strzałki „b”.

Ponieważ jest to kierunek ruchu przeciwny kierunkowi wypływu cieczy, ruch taki nazywamy ruchem reakcyjnym, lub naporowym. Zjawisko takie obserwujemy na przykład przy strzelaniu z dział. Ciśnienie powstałe w lufie zostaje przy wystrzale w kierunku wylotu lufy, wskutek wyrzucenia naboju zmniejszone, natomiast ciśnienie na przeciwną ściankę cofa działo wstecz w kierunku przeciwnym wystrzałowi. Na tej samej zasadzie zbudowany jest znany nam z fizyki przyrząd, zwany młynkiem Segnera (fig. 484). Ciśnienie w kierunku wypływu cieczy (strzałki kropkowane) zostaje wskutek wypływu cieczy zmniejszone, natomiast ciśnienie w kierunku przeciwnym wypływowi (strzałki pełne) pozostaje i powoduje obracanie się całego przyrządu w kierunku przeciwnym do kierunku wypływu cieczy z rurek. Młynek Segnera jest taką najprostszą turbiną naporową (reakcyjną).

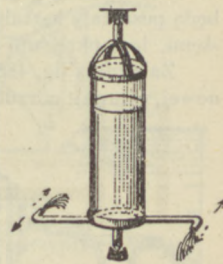


Fig. 484.

Dalej rozróżniamy jeszcze turbiny o układzie pionowym lub poziomym, to znaczy z wałem roboczym ustawionym pionowo lub poziomo.

Turbina może posiadać kierownicę całkowitą, to jest na całym obwodzie, lub kierownicę cząstkową, to jest na części obwodu.

Mozemy się więc spotkać z najrozmaitszymi konstrukcjami turbin a więc na przykład:

Turbina pionowa, osiowa, naporowa z kierownicą całkowitą, albo, turbina pionowa, promieniowa, odrzutna z kierownicą całkowitą, turbina pozioma, promieniowa, naporowa z kierownicą cząstkową i t. d.

Układ prędkości w turbinie mamy wskazany na fig. 485. Górne koło jest kierownicą, dolne — wirnikiem. Woda wypływa z kierownicy z prędkością „V”, która rozkłada się na 2 prędkości, to jest na prędkość uniesienia wirnika, „V₁”, inaczej prędkość obwodową wirnika i na prędkość względną „V₂” w kierunku stycznej końca łopatki wirnika, to jest prędkość, z którą woda płynie po łopacie wirnika. Wypływając zaś z wirnika woda sływa z łopatki z prędkością względną „V₂” i z prędkością uniesienia (obwodową) „V₁” co

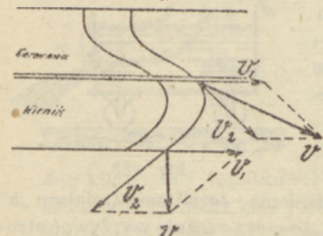


Fig. 485.

w rezultacie daje wypadkową „V” to jest rzeczywistą (bezwzględną) prędkość wypływu wody z wirnika. Wskazany kształt łopatek odnosi się do turbiny osiowej. Jeżeli mamy turbinę promieniową, to łopatki będą posiadały kształt taki sam, a tylko ograniczone będą nie liniami prostymi, lecz okręgami kół.

Załączona fig. 486 przedstawia nam konstrukcyjny ustrój turbiny pionowej, osiowej, odrzutnej dla małej różnicy spadku wody. Jakkolwiek całkowita wysokość spadku jest H, to jednak wysokość H, jest wysokością straconą. Wirnik musi być umieszczony nad poziomem wody odpływowej.

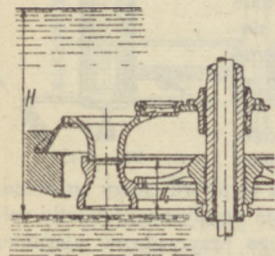


Fig. 486.

Następna fig. 487 przedstawia nam ustrój konstrukcyjny turbiny pionowej, promieniowej, naporowej (reakcyjnej). Przy takim ustroju turbiny może być ona ustawiona gdziekolwiek między górnym i dolnym poziomem wody i okoliczność ta nie wpływa na utworzenie wysokości straconej t. j. od poziomu wirnika do poziomu odpływu, jak to miało miejsce przy turbinie akcyjnej. Przy turbinie akcyjnej odrzutnej w szczelinie między kierownicą i wirnikiem panuje ciśnienie atmosferyczne. Takie samo ciśnienie atmosferyczne panuje przy wylocie wody z wirnika. Cała ilość energii wody dopływowej przy turbinie akcyjnej występuje w postaci energii kinetycznej (prędkość dopływu). Przy tur-

binie reakcyjnej woda, dopływająca do wirnika, oprócz prędkości dopływowej posiada jeszcze ciśnienie statyczne niecałkowicie wyzyskane. Woda ta posiada więc energię częściowo w postaci kinetycznej a częściowo w postaci potencjalnej i obydwa te rodzaje energii oddaje wirnikowi. W wirniku więc nie tylko traci się prędkość, ale i ciśnienie wody, które spada tak dalece, że przy wylocie z wirnika jest niższe niż atmosferyczne. W szczelinie natomiast między kierownicą i wirnikiem ciśnienie wody jest wyższe niż atmosferyczne, a więc wyższe niż przy turbinie akcyjnej. Niezbędna więc częścią składową turbiny reakcyjnej jest rura ssąca „d”, łącząca wylot z wirnika turbiny z poziomem wody odpływowej. Wylot tej rury musi być nieco zanurzony pod poziom wody odpływowej.

Ten spadek ciśnienia wody przy wypływie jej z wirnika powstaje wskutek b. znacznej szybkości ruchu, wywołanej zwięzieniem przekrojów wylotowych i odpowiednim kształtem łopatek, jak to wskazuje fig. 488. (Przypomnijmy sobie rozważania na str. 227, że przy przepływie cieczy przekrojem zwięzonym szybkość przepływu wzrasta a ciśnienie spada).

Ponieważ nad powierzchnią wody odpływowej panuje ciśnienie atmosferyczne, a przy wylocie wody z wirnika „c” panuje ciśnienie niższe od atmosferycznego, przeto cała rura ssąca „d” jest wypełniona wodą. Przy takiej turbinie wyzyskujemy całą różnicę poziomów pomiędzy dopływem i odpływem i wysokość umontowania turbiny gdziekolwiek między poziomami nie odgrywa roli. Gdy turbina umontowana jest wyżej, to pobiera od wody mniej energii kinetycznej, a więcej potencjalnej, odwrotnie zaś, gdy jest umontowana niżej,

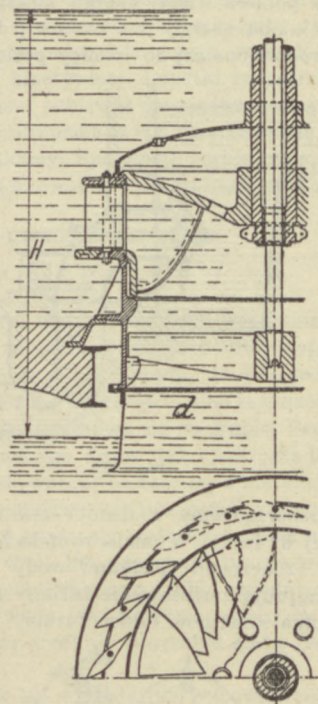


Fig. 487



Fig. 488.

to pobiera więcej energii kinetycznej a mniej potencjalnej. Suma jednak obu energii jest zawsze jednakowa i odpowiada całkowitej energii, proporcjonalnej do różnicy poziomów wody. Kierownica „a” przy takiej turbinie zaopatrzona jest w łopatki nastawne „b”. Przez odpowiednie nastawianie tych łopatek daje się więc regulować szybkość wypływu wody z kierownicy.

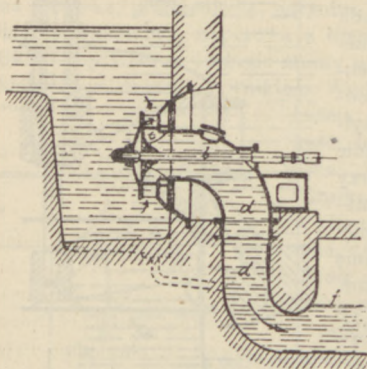


Fig. 489

Opisywane przez nas typy turbin mają główne zastosowanie w takich warunkach, gdy rozporządzamy małymi i średnimi spadkami wody, lecz przy dużym jej wydatku. W miejscowościach górskich, gdzie rozporządza się niekiedy b. znacznymi spadkami wody przy stosunkowo małym jej wydatku, znajdują zastosowanie turbiny akcyjne o cząstkowym dopływie. Znany kilka systemów takich turbin, jak np. Peltona, Schwamkruga i t. p.

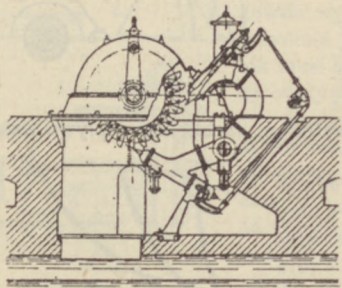


Fig. 490.

Na załączonej fig. 490 przedstawiamy konstrukcję koła (turbiny) Peltona. Wirnik, wmontowany w osłonie (skrzyni), zaopatrzone jest w łopatki kształtu wskazanego na obocznym rysunku szczegółowym (fig. 491). Woda, sprowadzona z wysokiego poziomu rurą, dopływa na łopatki wir-

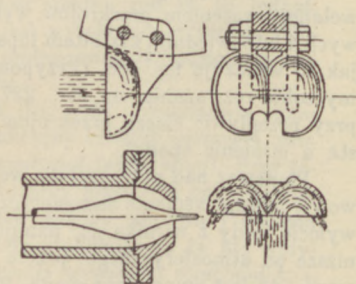


Fig. 491.

nika jedną lub dwoma dyszami, których ustrój mamy również uwidocznić na rysunku szczegółowym. Igła, przesuwana w wylocie dyszy, reguluje nam średnicę strumienia wypływającej wody. Cała energia wody dopływowej występuje tu w postaci energii kinetycznej. Łopatki zaopatrzone są w grzbiet i dwustronne wygięcia dlatego, ponieważ przy jednostronnym wygięciu łopatki i znacznym ciśnieniu strumienia wody zjawiałyby się parcie poosiowe, którego w ten sposób unikamy. Sprawność turbin, zależnie od ich wielkości, prawidłowości zaprojektowania i staranności wykonania, waha się w granicach 0,7 do 0,9.

ŚRUBY PĘDNE.

Mówiąc o śrubach w dziale części maszyn (str. 105) wspominaliśmy, że, między innymi, miewają one także zastosowanie jako śruby napędowe (pędne). Śruby napędowe urządzone są w ten sposób, że albo nakrętka spoczywa w miejscu, a śruba przesuwana się w nakrętce, albo też, naodwrot, śruba spoczywa w miejscu, a nakrętka przesuwana się po śrubie. Przy różnych urządzeniach mechanicznych zarówno śruba jak i nakrętka bywają wykonywane z materiału stałego (sztywnego) najczęściej z metalu. Działanie śruby nie ulegnie jednak zasadniczej zmianie jeżeli będziemy ją wkręcać w nakrętkę z materiału mniej sztywnego (łuzniejszego) jak naprzykład drzewo, glina, masło a nawet woda lub powietrze. Wprawdzie materiały luźniejsze będą ustępowały pod działaniem śruby, zasadniczo jednak można wkręcać śrubę zarówno w wodę, jak i w powietrze, lecz dla osiągnięcia efektu należy stosować większą prędkość wkręcania śruby (większą ilość obrotów).

Tego rodzaju śruby, wkręcające się w wodę lub w powietrze, mają zastosowanie jako śruby pędne przy łodziach, statkach wodnych, płatowcach (aeroplanach), balonach sterowych i t. p. Jakkolwiek wygląd takich śrub jest pozornie różny od wyglądu śrub zwykłych, nie mniej jednak są to tylko śruby, niekiedy o znacznej średnicy, o znacznym skoku gwintu, zazwyczaj wielozwojowe, lecz stosunkowo b. krótkie.

Na załączonej fig. 492 mamy przedstawioną w schemacie śrubę (śmigło — propeler) pędną, używaną przy samolotach. Ramiona „śmigami” tego śmigła, są to początki gwintów (zwojów) dwuzwojowej śruby. Inaczej — są to dwie pochylnie (pochyłe — ukośne łopatki) ponieważ śruba jest pochylnią, nawiniętą na walec. Podłużny przekrój śmigła, czy też innej śruby pędnej odpowiada zarysom gwintów. Jeżeli oś takiej śruby przy mocowana jest do statku wodnego lub płatowca w ten sposób, że może się tylko obracać, lecz nie może przesuwać na osi, to przy obracaniu śruby wkręca się ona w wodę lub w powietrze i popycha przed sobą statek, lub

pociąga za sobą pławiec. Mamy tu więc przesuwanie się śruby w otaczającym ją ośrodku jak w nakrętce. Przy obracaniu się taka śruba wywiera swemi śmigłami (łopatkami) jak pochylniami nacisk (ciśnienie) na ośrodek, w którym się obraca, a więc na wodę, lub na powietrze (na ów wodny lub powietrzny naśrubek), a ośrodek z równą siłą ciśnienia na powierzchnie tłoczne śmig (łopatek). Ciśnienie to, oznaczone na rysunku literą „P“, działa prostopadle do powierzchni śmig. Siła (ciśnienie) „P“ rozkłada się na dwie siły: na siłę „P₁“, działającą w kierunku osi śruby, i na siłę „P₂“, działającą w kierunku prostopadłym do osi śruby, czyli w kierunku odwrotnym do kierunku obrotu śruby. Siła więc „P₂“, jako działająca w kierunku odwrotnym do kierunku obrotu śruby, zostaje zrównoważona częścią siły napędzającej śrubę. Działanie więc jej zostaje zniweczone. Natomiast siła „P₁“ w skutku swego działania popycha całą śrubę oraz kadłub, do którego śruba jest przymocowana, w kierunku osi śruby, oznaczonym strzałką „K“

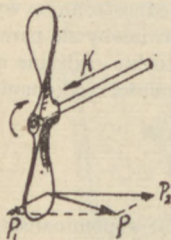


Fig. 492.

Fig. 493 przedstawia nam śruby wodne, trzyskrzydłowe (trójzwojowe), używane przy łodziach motorowych i statkach wodnych. Śruby takie bywają odlewane ze stali lub z brązu. Dla statków morskich stosują śruby odlewane z brązu fosforzystego, który jest nietylko wy-

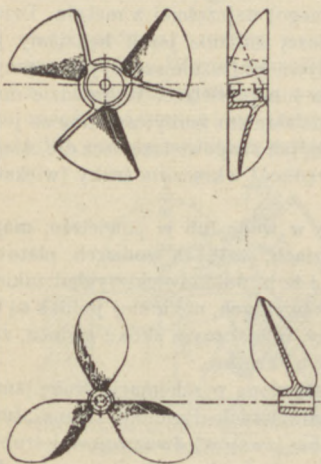


Fig. 493.

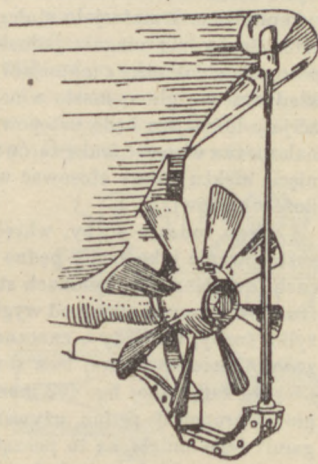


Fig. 494.

trzymały, lecz jest również odporny na działanie wody morskiej. Fig. 494 ilustruje nam sposób umontowania śruby w kadłubie okrętowym. Jak widać z rysunku, śrubę pędną przy łodziach i statkach wodnych montuje się na końcu statku między kadłubem i sterem. Śruby wodne pracują więc zwykle jako śruby popychające.

Fig. 495 uwidoczni nam śmigła (śruby — propelery) powietrzne, stosowane przy samolotach (aeroplanach), a mianowicie śmigło czterosmigłowe i dwusmigłowe (cztero i dwuramienne) oraz jedną śmigę dwusmigłowego śmigła ze wskazaniem przekrojów śmigły, to jest nachylenia jej w stosunku do osi obrotu.

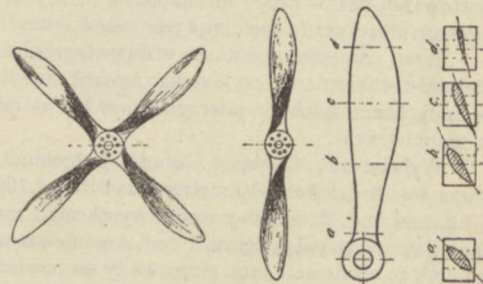


Fig. 495

Śmigła takie wykonywa się przeważnie z drzewa, a mianowicie z twardych i wytrzymałych jego gatunków jak jesion, grusza, orzech, brzość, mahoń i inne. Cienkie deski grubości 6 do 20 mm, najlepiej mieszanych gatunków, skleja się na kłoc odpowiednich wymiarów, a następnie obrzyna i obrabia ręcznie aż do potrzebnego kształtu. Powierzchnia śmigła jest dokładnie wygładzona i lakierowana. W większości wypadków stosuje się przy samolotach śmigła dwusmigłowe, umontowane bezpośrednio na osi silnika z przodu samolotu. Pracują one jako śruby ciągnące. Przy dużych samolotach spotykamy takie śmigła dwu i czterosmigłowe, montowane po bokach kadłuba, niekiedy przed, a niekiedy za płatem nośnym (za skrzydłami). W tym ostatnim wypadku śruby pracują jako popychające.

Jeżeli śruba wkręca się w naśrubek stały (sztywny), to przy każdym obrocie przesunie się ona o jeden skok gwintu (o skok „S“). Jeżeli śruba wykona „n“ obrotów na minutę, to przebędzie drogę równą $S \times n$. Zatem droga, przebyta przez śrubę w ciągu jednej sekundy, czyli prędkość „V“, będzie: $V = \frac{S \times n}{60}$. Przy pracy śruby w wodzie lub powietrzu,

to jest w ośrodku luźnym, nigdy takiej prędkości nie osiągniemy, ponieważ zarówno woda jak i powietrze pod naciskiem śruby nieco ustępują, a więc przy każdym obrocie śruba przesunie się o odległość mniejszą, niż skok śruby „S“. Tę stratę na przebytej drodze przy każdym obrocie śruby nazywamy „uślizgiem“ śruby. Sprawność śrub pędnych η bywa 0,7 do 0,8.

WENTYLATORY. DMUCHAWY. KOMPRESORY.

Wymienione wyżej maszyny służą do transportowania (przetłaczania) powietrza, lub innych gazów. Spełniają one tę samą rolę, jaką spełniają pompy dla cieczy. Ponieważ jednak gazy są, jak wiemy, b. łatwo ściśliwe, to jest, że pod wpływem ciśnienia zewnętrznego zmniejsza się ich objętość i, w myśl prawa Boyl'a, powiększa się ich prężność, to zawsze przy transportowaniu gazów drogą mechaniczną mamy do czynienia ze zjawiskiem zmiany prężności (ciśnienia) tych gazów.

Jeżeli ciśnienie zmienia się w dużych granicach, to mierzymy je atmosferami technicznymi, czyli w kg. na cm^2 . Jeżeli zaś ciśnienie zmienia się w małych granicach, to mierzymy je w kg. na m^2 (wysokością słupa wody w milimetrach).

Wyjaśnienie. Ciśnienie atmosfery technicznej odpowiada ciśnieniu słupa wody wysokości 10 metrów czyli $10 \times 1000 = 10000$ mm. i wynosi 1 kg. na 1 cm^2 . Zatem słup wody, wysokości 1 mm. ciśnie z siłą 10000 razy mniejszą a więc $\frac{1}{10000}$ kg. na 1 cm^2 . A ponieważ m^2 jest 10000 razy większy od cm^2 , to, ciśnienie 1 mm. słupa wody na powierzchnię 1 m^2 będzie 10000 razy większe, czyli $\frac{1}{10000} \times 10000$ kg. na m^2 ; to jest 1 kg. na m^2 .

Różnica pomiędzy wentylatorem, dmuchawą i kompresorem polega właśnie na różnicy prężności (ciśnienia), nadawanej przetłaczanym gazom.

Jeżeli przetłaczamy gazy w ten sposób, że przy przetłaczaniu prężność ich wzrasta do ciśnienia najwyżej kilkuset mm. słupa wody (400—700 m/m. sł. wody), to jest kilku setnych części atmosfery, to odnośnie maszyny noszą nazwę wentylatorów lub przewietrzników.

Jeżeli przetłaczamy gaz lub powietrze sprężając je przy przetłaczaniu w granicach około 1 atmosfery, to odpowiednie maszyny noszą nazwę dmuchaw.

Jeżeli zaś maszyna przetłaczająca gazy wytwarza jeszcze wyższy stopień sprężenia (ciśnienia) tych gazów t. j. kilka lub kilkanaście atmosfer, to nazywamy ją Kompresorem.

Zaznaczyć jednak należy, że podział ten nie jest ściśle określony i że służyć może jedynie dla pewnej orientacji.

Przy okazji dodajemy, że przy różnych urządzeniach spotykanych w przemyśle, dla których potrzebne jest doprowadzenie powietrza sprężonego to jest pod pewnym ciśnieniem, stosujemy mniej więcej następujące normy.

Dla zasilania ognisk kowalskich wymagany jest spręż powietrza 120 — 150 m/m. słupa wody przy dopływie około $\frac{1}{25}$ m^3 powietrza na sekundę i na 1 ognisko.

W odlewniach dla pieców kupolowych do topienia żelaza wymagany spręż powietrzny wynosi od 250 do 350 mm. słupa wody przy dopływie powietrza około 1 m^3 na sekundę dla każdej tonny roztopianego surowca.

Przy paleniskach kotłów parowych dla stworzenia sztucznego ciągu spręż powietrza musi wynosić do 50 m/m słupa wody. Ilość powietrza, potrzebnego do spalania, jest zależna od ilości spalonego paliwa (wielkości kotłów) o czym pomówimy w dziale o spalaniu (Część II Maszynoznawstwa).

Dla przewietrzania pomieszczeń wystarczy spręż powietrzny lub rozrzedzenie, inaczej depresja, w granicach kilku mm. słupa wody.

Wentylator, przetłaczając powietrze, stwarza po stronie tłoczenia spręż (ciśnienie), natomiast po stronie ssania — rozrzedzenie, zwane depresją.

Wentylatory, stosowane do przewietrzania kopalń, zależnie od tego czy mają wysysać powietrze, czy też wtlaczać je, oraz zależnie od miejscowych warunków danej kopalni, t. j. oporów przy przepływie powietrza przez podziemne korytarze (chodniki) i sztolnie (kanały pionowe), pracują przy różnicy ciśnień do paruset mm. słupa wody.

Maszyny, stosowane w przemyśle metalurgicznym, a więc do zasilania wielkich pieców (dmuchawy), stwarzają spręż 0,3 do 0,5 atmosfery (do 5 m. słupa wody).

Dla zasilania pieców w stalowniach, to jest do gruszek Bessemera, Thomasa, pieców Siemens-Martina, wymagane jest ciśnienie 1,5 aż 2,5 atmosfery. Do pieców dla wyżarzania rudy — ciśnienie aż do 3 atmosfer.

Spręż powietrza w granicach wyższych, w kg. na cm^2 , czyli w atmosferach, mierzymy przy pomocy manometrów, o których już wspominaliśmy uprzednio.

Spręż zaś w małych granicach, w mm. słupa wody, mierzymy przy pomocy zwykłej rurki syfonowej, wypełnionej częściowo wodą (fig. 496). Jedno kolanko rurki jest otwarte, połączone z atmosferą, a drugie połączone jest z gazem, którego prężność ma być zmierzona. Różnica poziomów wody w obu kolankach wskazuje nam różnicę ciśnień w mm. słupa wody.

Ilość powietrza, przepływającego przez wentylator, możemy zmierzyć przy pomocy przyrządu zwanego anemometrem (fig. 497). Przyrząd taki składa się z wiatraczka, który pod wpływem prądu przepływającego powietrza obraca się, wprawia w ruch ośkę i wskazuje na liczniku ilość drogi przebytej przez powietrze w metrach w ciągu czasu trwania pomiaru. Jeżeli więc na przykład pomiar trwał 2 minuty a licznik w tym czasie wskazał 2160 metrów to znaczy, że prędkość przepływu była $2160 : 120$ (sekund) = 18 metrów na sek. Zmierzywszy powierzchnię przekroju przez który

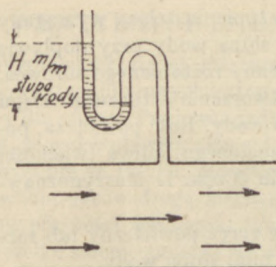


Fig. 496.

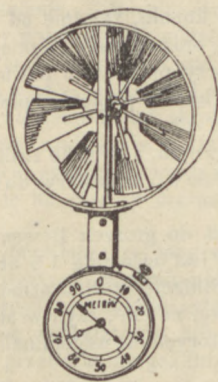


Fig. 497.

jako pochyłe łopatki, bądź jako czerpaki, bądź wreszcie jako łopatki podwójne, jak to wskazano na fig. 498, 499 i 500, nie odgrywa prawie żadnej roli. Na wydajność wentylatora wpływa jedynie jego średnica, ilość obrotów i stopień nachylenia łopatek. Wentylator śrubowy pracuje w ten sposób, że z jednej strony zasysa powietrze z drugiej wytłacza. Może więc on pracować w obu kierunkach. Zmiana kierunku obrotu takiego wentylatora powoduje zmianę kierunku przepływu powietrza. Szybkość przepływu powietrza bywa zwykle stosowana w granicach 8—10 m./s. Spręż powietrzny, lub też różnica ciśnień na ssaniu i tłoczeniu, wytwarzana przez wentylatory śrubowe, są naogół bardzo nieznaczne, zwykle w granicach 2—6 mm. słupa wody. Nadają się one tylko w tych wypadkach, gdy zachodzi potrzeba transportowania dużych ilości powietrza przy nieznac-

przeplwano powietrze możemy obliczyć ilość (objętość) przepływającego powietrza. Gdyby na przykład przekrój kanału powietrznego był 400×600 mm., to powierzchnia $0,4 \times 0,6 = 0,24$ m². Zatem ilość przepływającego powietrza byłaby w tych warunkach:

$$0,24 \times 18 = 4,32 \text{ m}^3 \text{ na sek. lub} \\ 4,32 \times 3600 = 15552 \text{ m}^3 \text{ na godzinę.}$$

WENTYLATORY.

Wentylatory budowane są 2-ch rodzajów: śrubowe (skrzydłowe, osiowe) i odśrodkowe (turbinowe). Wentylatory śrubowe składają się z wiatraczki (kilkozwójowej śruby) tej samej konstrukcji, co i śruby pędne. Różnica w działaniu śruby i wentylatora polega na tem, że przy śrubie pędnej ośrodek, w którym obracała się śruba, pozostawał na miejscu, a śruba przesuwała się w ośrodku w kierunku osi, przy wentylatorze zaś śruba wentylatora pozostaje na miejscu, a ośrodek, to jest powietrze, przesuwa się wzdłuż osi śruby.

Wiatraczki wentylatorów śrubowych posiadają skrzydła (śmig) wykonane zazwyczaj z blachy żelaznej. Kształt skrzydełek, które bywają wykonywane bądź

nych oporach, a więc do przewietrzania sal, niekiedy do suszarni i t. p. Średnicę wentylatora, potrzebnego na daną wydajność, możemy dobrać w/g. wzoru $D = 1,3 \sqrt{\frac{Q}{c}}$ w którym to wzorze D — jest średnicą wentyla-

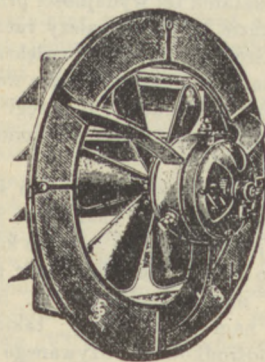


Fig. 498.

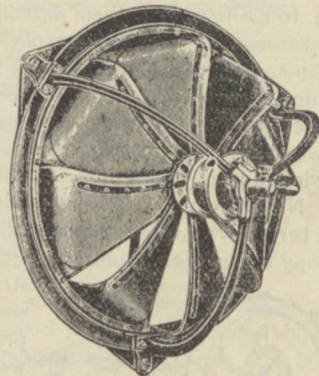


Fig. 499.

toru w m., Q — wydajnością wentylatora w m³. na sekundę, c — prędkością przepływu powietrza w m. na sek. zwykle 8 — 10 metrów.

Prędkość obwodowa wentylatora, potrzebna dla uzyskania pewnej różnicy ciśnień (sprężu lub rozprężu) wyrażonej w mm. słupa wody, powinna być $V = 9 \sqrt{h}$ do $12 \sqrt{h}$ gdzie V — oznacza prędkość obwodową wirnika (wiatraczka) w metrach na sek., a h — oznacza pożądaną różnicę ciśnień w mm. słupa wody.

Współczynnik 9 do 12 zależy od konstrukcji skrzydełek (śmig). Znając prędkość obwodową możemy obliczyć potrzebną ilość obrotów. Nachylenie skrzydełek robi się mniej więcej około 35°.

Moc w końcach mechanicznych, zużywana przez wentylator śrubowy, wynosi $N = \frac{Q \times h}{75 \eta}$, w którym to wzorze Q — jest ilością przetłaczanego powietrza w m³ na sekundę, h — jest różnicą ciśnień w mm. słupa wody, η — sprawnością wentylatora, która przy wentylatorach śrubowych jest

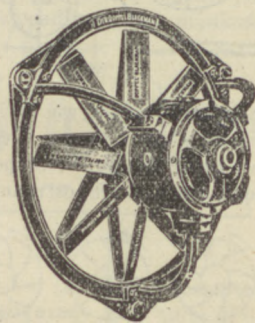


Fig. 500.

b. niki i zależnie od konstrukcji i jakości wykonania bywa 0,2 — 0,3. W rzadkich tylko wypadkach dochodzi do 0,35.

Przy okazji zwracamy uwagę, że w wypadkach, gdy wydajność wentylatora przy normalnych jego obrotach jest dla danego celu niewystarczającą, to nie jest korzystnym dążenie do powiększenia tej wydajności przez zwiększanie ilości obrotów wentylatora. W razie potrzeby należy raczej zmienić wentylator t. j. dobrać typ o większej średnicy, ponieważ zwiększenie ilości obrotów jest rzeczą b. nieekonomiczną. Moc, zużywana przez wentylator przy powiększaniu obrotów, wzrasta w stosunku do 3 potęgi — wówczas gdy spręż wzrasta w stosunku do 2-iej potęgi, a ilość tłoczonego powietrza jest tylko proporcjonalna do ilości obrotów.

Następnym typem wentylatorów są wentylatory odśrodkowe, a ściślej turbinowe, które w swem działaniu są tem samem, co i znane nam już pompy turbinowe. Różnice pomiędzy pompą i wentylatorem są tylko konstrukcyjne, to znaczy, że wentylator posiada lżejszą naogół budowę. Fig. 501

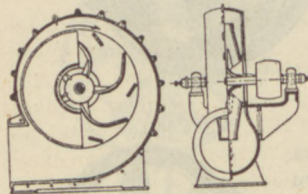


Fig. 501.

przedstawia nam konstrukcję takiego wentylatora odśrodkowego, używanego do zasilania ognisk kowalskich. Widzimy w nim wirnik (koło łopatkowe) osadzony na wale i umieszczony w oponie (kierownicy). Wirniki wykonywa się zwykle z blachy żelaznej. Opony przy mniejszych ciśnieniach wykonywa się z blachy żelaznej, — przy większych ciśnieniach — lane żeliwne. Kierownica kanałowa, stosowana przy pompach, jest tutaj zbędna. Wlot powietrza do wirnika może być taki, jak i przy pompach, t. j. jednostronny, lub obustronny. Jeżeli wentylator ma pracować jako tłoczący, to robi się zawsze wlot dwustronny w tym celu, ażeby powietrze, napływające do wirnika, miało jaknajłatwiejszy dostęp — jak najmniejsze opory. O ile wentylator taki pracuje jako ssący, wówczas nosi nazwę ekshaustora (wy-



Fig. 502.

wietrznika) i ze względu na większą prostotę konstrukcji posiada przeważnie wlot jednostronny, jakkolwiek bądź buduje się także ekshaustory z wlotem dwustronnym. Prawidłowy kształt łopatek wirnika nie odgrywa przy wentylatorach tak ważnej roli, jak przy pompach. Łopatki wirników wentylatorowych robi się również pochylone wstecz, lub biegnące po promieniu albo pochylone naprzód jak to wskazano na fig. 502. Różnica w skutku działania wirników wentylatorowych z różnymi łopatkami jest taka, że przy jednakowej ilości obrotów wirniki pochylone wstecz dają najmniejszy spręż po-

wietrzny „h“, ale największą sprawność „η“. Wirniki zaś z łopatkami pochylonemi naprzód dają, naodwrot, najwyższy spręż „h“, lecz najmniejszą sprawność „η“. Wirniki z łopatkami prostemi „po promieniu“ zajmują zarówno pod względem wytwarzanego sprężu powietrznego „h“, jak i pod względem osiągalnej sprawności „η“ pośrednie miejsce. W tych wypadkach, gdy wentylator ma pracować na mały spręż, stosujemy wirniki z łopatkami pochylonemi wstecz, przeciwnie, gdy warunki pracy wymagają wysokiego sprężu, — stosujemy łopatki pochylone naprzód. Układ prędkości przy przepływie powietrza przez wirnik jest podobny, jak i przy pompach. Przy dopływie powietrza do środka wirnika istnieje prędkość względna dopływu w kierunku końca łopatki „V₁“, jednocześnie istnieje prędkość uniesienia powietrza przez łopatkę to jest prędkość obwodowa „V₂“, te obie prędkości dają nam prędkość wypadkową „V“, to jest prędkość przepływu powietrza przez wirnik (fig. 503).

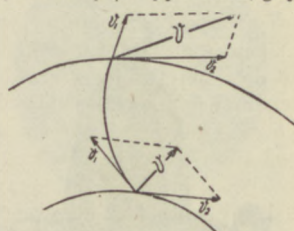


Fig. 503.

To samo ma miejsce i przy wylocie powietrza z wirnika. Prędkość względna wypływu powietrza z wirnika w kierunku końca łopatki jest „V₁“ prędkość uniesienia — obwodowa „V₂“, a wypadkową tych prędkości to jest rzeczywistą prędkością wypływu będzie prędkość — „V“.

Moc, pobierana przez wentylator, jak zresztą i przez każdą maszynę, zużywa się częściowo pożytecznie częściowo zaś niepożytecznie. Moc pożyteczna zużywa się na wytworzenie ciśnienia przetłaczanego gazu i na wytworzenie prędkości przepływu. Dokonyując pomiaru ciśnienia powietrza w sposób, wskazany przy rurce I-iej (fig. 504), mierzymy rzeczywiste ciśnienie gazu. Mierząc w sposób wskazany przy rurce II — mierzymy tylko ciśnienie prędkości, jest to bowiem różnica między ciśnieniem całkowitem, to jest ciśnieniem gazu znajdującego się w ruchu, a prężnością gazu. Mierząc zaś w sposób wskazany przy rurce III, będziemy mierzyli ciśnienie całkowite to jest ciśnienie gazu plus ciśnienie prędkości.

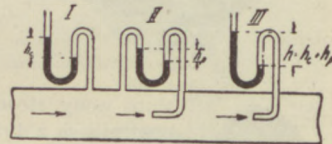


Fig. 504.

Prędkość zatem „V“, to jest rzeczywista prędkość wypływu powietrza z wirnika, idzie na wytworzenie tego całkowitego ciśnienia. Załączone fig. 505, 506, przedstawiają konstrukcję wentylatora oraz ekshaustora w oponie lanej, oraz wirnik ekshaustora o jednostronnym ssaniu. Takie i podobne

typy wentylatorów używane bywają przy sprężach do kilkuset mm. słupa wody (300—700 mm. sł. wody) przy średnim wydatku powietrza lub gazu. W wypadkach, gdy wentylatory lub ekshaustory mają służyć do wytwarzania sprężu lub rozprężu (depresji), nieprzekraczającego 100 — 150 mm.

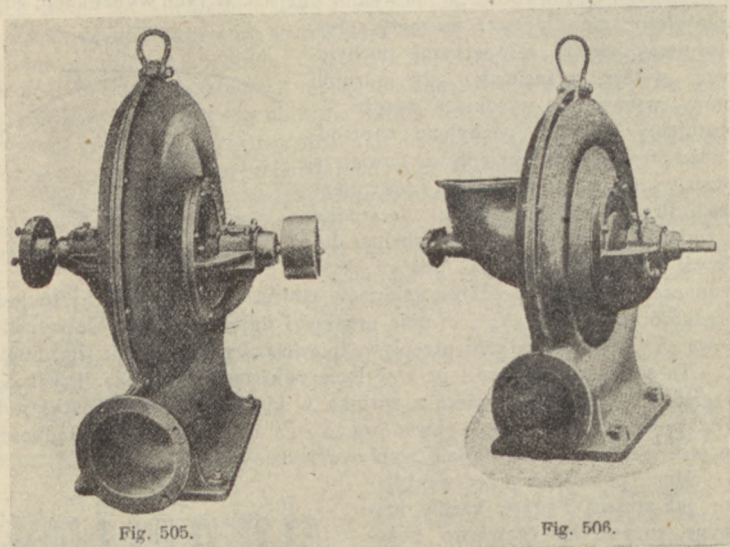


Fig. 505.

Fig. 506.



Fig. 507.

słupa wody, stosuje się konstrukcje całkowicie blaszane o wirnikach z dużym wlotem i znacznej szerokości. Załączone fig. 508 — 513 przedstawiają nam kilka konstrukcyj takich wirników o dwustronnych i jednostronnych wlotach, stosowanych zarówno przy wentylatorach jak i ekshaustorach. Opony przy takich wentylatorach robi się prawie wyłącznie blaszane o przekroju prostokątnym. Bywają one budowane do napędu pasowego, lub też bezpośrednio sprzęgane z silnikami elektrycznymi, parowymi i innymi. Następne fig. 514 i 515 uwidaczniają nam

wentylatory tego samego typu lecz znacznych rozmiarów, używane do wentylacji lub nawietrzania kopalń. Przewietrznik taki, przy średnicy wirnika 1500 mm. i przy 330 obrotach na minutę, dostarcza 5300 m³ powietrza na minutę, pod sprężem 100 mm słupa wody, zużywając do napędu 170 koni mechanicznych.

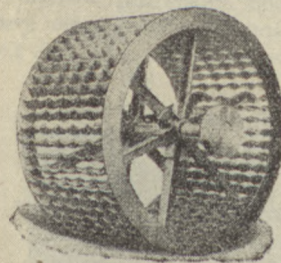


Fig. 508.

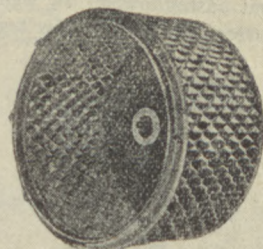


Fig. 509.

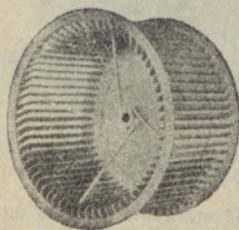


Fig. 510.

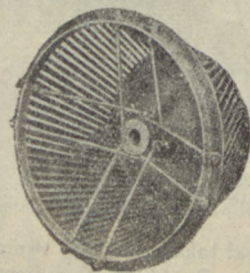


Fig. 511.

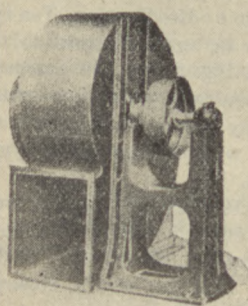


Fig. 512.

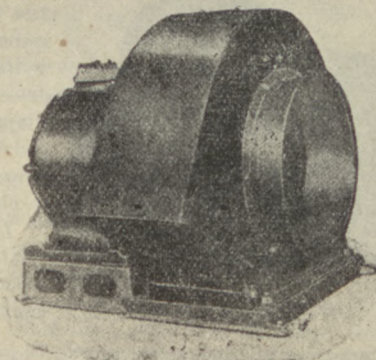


Fig. 513.

Typem pośrednim pomiędzy wentylatorami śrubowymi i wentylatorami odśrodkowymi są wentylatory typu śrubowo-odśrodkowego syst. Pelzera. Grupę wirników tego typu mamy uwidocznioną na fig. 516. Ło-

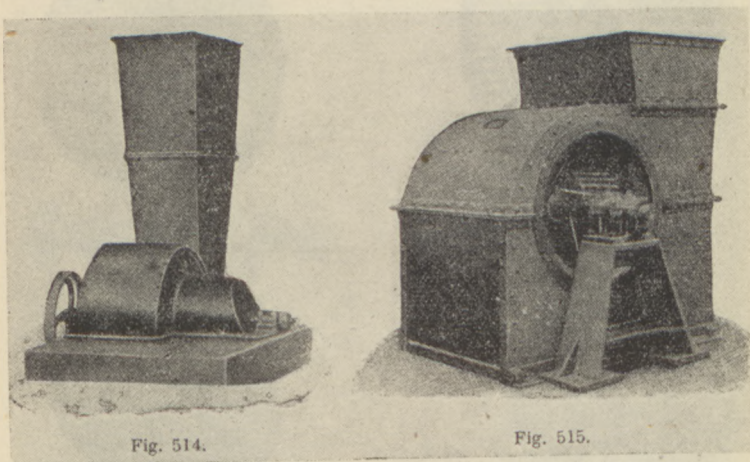


Fig. 514.

Fig. 515.

patki takiego wirnika tworzą po stronie ssącej normalny wentylator śrubowy. Przeciwna strona wirnika jest zakryta tarczą i wylot powietrza z wirnika jest na obwodzie, jak u zwykłych wentylatorów odśrodkowych. Jest to więc połączenie wentylatora śrubowego z odśrodkowym. Ten typ wyróżnia się znaczną sprawnością, do 0,7. Fig. 517 i 518 przedstawiają nam wentylator kopalniany podziemny typu śrubowo-odśrodkowego w przekroju pionowym i w planie.

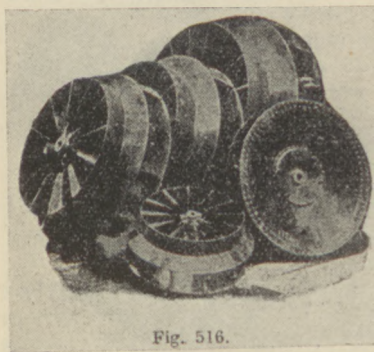


Fig. 516.

Zużycie mocy do napędu wentylatora odśrodkowego lub śrubowo-odśrodkowego obliczamy według znanego nam już wzoru, stosowanego przy wentylatorach śrubowych, to jest $N = \frac{Q \times h}{75 \eta}$, tylko, że sprawność η przy wentylatorach tych jest znacznie większa, niż przy wentyla-

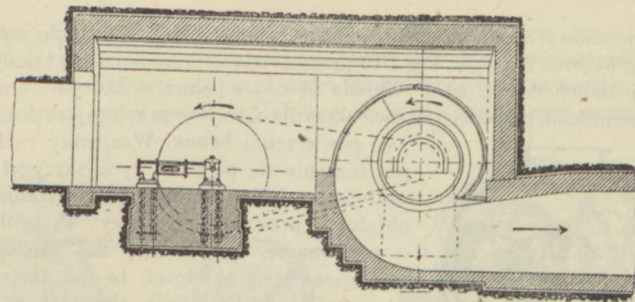


Fig. 517.

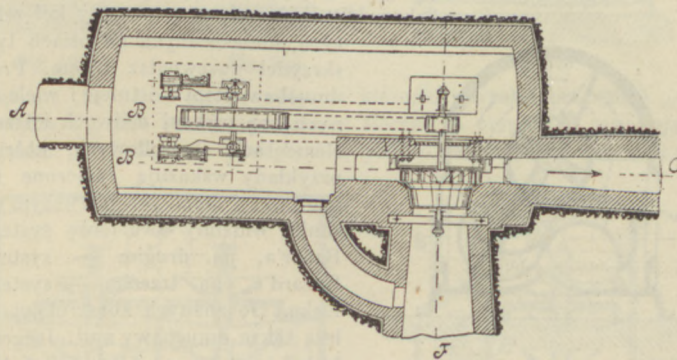


Fig. 518.

torach śrubowych. Przy małych typach zależnie od konstrukcji i staranności wykonania, sprawność ich waha się w granicach 0,35 — 0,5 przy dużych typach — w granicach 0,5 — 0,75.

DMUCHAWY.

Dmuchawy spotykamy trójakiej konstrukcji:

- 1) Odśrodkowe, będące temi samymi wentylatorami, tylko przystosowanymi do pracy na wyższy spręż powietrzny
 - 2) rotacyjne, w rodzaju pomp rotacyjnych, i wreszcie
 - 3) tłokowe, to znaczy konstrukcji podobnej do pomp tłokowych.
- Pierwszy rodzaj narazie pomijamy, zaznaczając jedynie, że są to parostopniowe wentylatory w rodzaju pomp turbinowych wielostopniowych.

Dmuchawy rotacyjne należą do rzędu konstrukcyj starszych, wychodzących obecnie z użycia. Fig. 519 przedstawia nam konstrukcję takiej popularnej dmuchawy „Root'a”. Składa się ona z bębna, w którym obracają się w kierunkach przeciwnych dwa skrzydła szczelnie przylegające do siebie

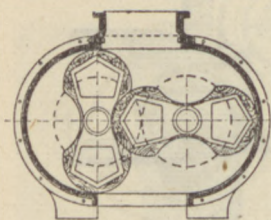


Fig. 519.

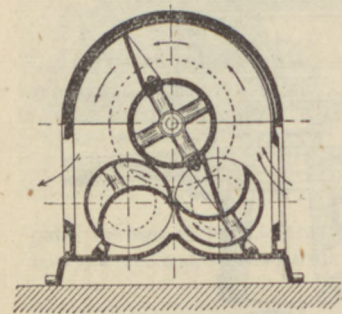


Fig. 520.

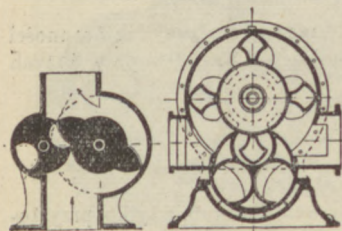


Fig. 521.

Fig. 522.

i do powierzchni bębna. Wzajemny ruch, to jest toczenie się po sobie tych skrzydeł, powoduje po jednej stronie powiększanie się objętości przestrzeni między skrzydłami, a więc ssanie, po drugiej zaś stronie — zmniejszanie się objętości, to jest tłoczenie. Zewnętrzne powierzchnie skrzydeł, w celu otrzymania większej szczelności i cichszego biegu, bywają wyłożone drewnem. Napęd skrzydeł odbywa się przy pomocy kół zębatach, umocowanych na osiach tych skrzydeł nazewnątrz bębna. Prócz dmuchaw Root'a istnieje i wiele innych konstrukcyj o dwóch i trzech elementach skrzydłowych, których przykłady wskazują załączone fig. 520 i 521 i 522. Na pierwszym rysunku widzimy dmuchawę systemu Baker'a, na drugim — systemu Evrard'a, na trzecim — systemu Enke. Do znanych konstrukcyj należą także dmuchawy syst. Jaeger'a, będące pewną modyfikacją dmuchaw syst. Enke. Ostatnie ze wskazanych typów wyróżniają się znacznym udoskonaleniem konstrukcji w sensie uzyskania lepszej szczelności podczas pracy skrzydeł. Najdoskonalsze konstrukcje takich dmuchaw rotacyjnych wytwarzają spręż do 6000 mm. słupa wody, to jest do 0,6 atmosfery i pracują ze sprawnością η do 0,8 wówczas, gdy dmuchawy syst. Root'a mogą wytwarzać spręż powietrzny tylko do 500 mm. słupa wody. Prócz dmuchaw o 2 i 3 osiach roboczych, istnieją także konstrukcje jednoosiowe, to znaczy zaopatrzone w jeden element skrzydłowy, osadzony zazwyczaj mimośrodkowo

w bębnie (oponie). Fig. 523, 524 i 525 przedstawiają nam trzy z licznych jednoosiowych konstrukcyj. Przy pierwszej z nich — wewnętrzny osadzony mimośrodkowo w oponie walec zaopatrzony jest w łopatkę „C”, która w czasie pracy zasuwą się lub wysuwą przy jednoczesnym nachyleniu

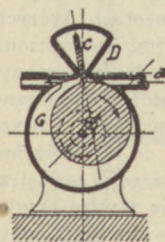


Fig. 523.

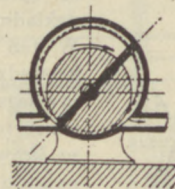


Fig. 524.

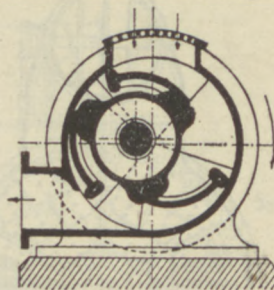


Fig. 525.

w oponie „D”. Przy ruchu walca w kierunku strzałki przestrzeń „G” zmniejsza się, jest to więc przestrzeń tłoczna, a przestrzeń sąsiadująca z wlotem „a” będzie się powiększała, jest to zatem przestrzeń ssawna.

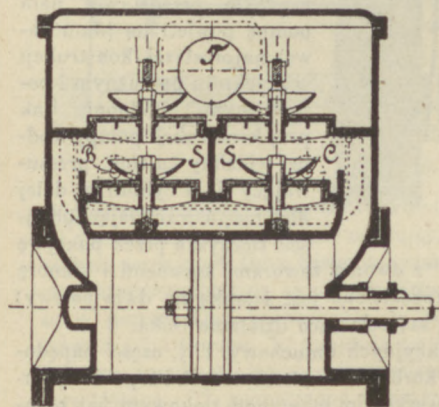
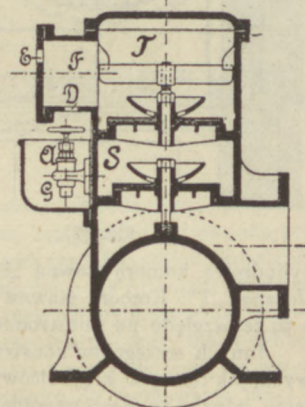


Fig. 526.



Przy konstrukcji wskazanej na drugim rysunku, oddzielenie przestrzeni tłocznej od przestrzeni ssawnej jest uskutecznione przy pomocy płytki, przechodzącej przez środek mimośrodkowo osadzonego w oponie walca. Płytkę krawędziami szczelnie przylega do opony. W czasie obrotu walca

roboczego walec ten jednocześnie przesuwają się po płycie tam i z powrotem. Przy trzeciej konstrukcji mimośrodkowo osadzony walec zaopatrzone jest w trzy skrzydła, ściśle przylegające do opony, które jednymi krawędziami umocowane są wahliwie na obwodzie walca roboczego, a drugimi, zewnętrznymi w segmentach, których oś obrotu jest umieszczona dokładnie w środku opony.

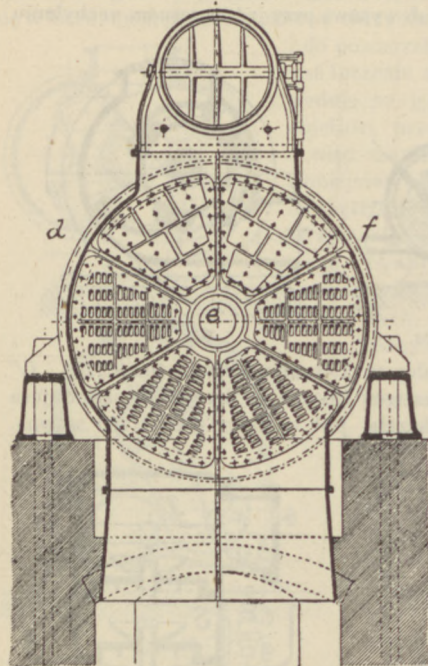


Fig. 527.

W ten sposób wewnętrzne krawędzie przegród zawsze przylegają do powierzchni walca roboczego, a zewnętrzne krawędzie zawsze przylegają do powierzchni opony, przez co zabezpieczona jest szczelność pomiędzy przestrzenią ssącą i tłoczącą.

Dmuchawy tłokowe są to właściwie pompy powietrzne. Fig. 526 przedstawia nam pompę powietrzną (dmuchawę) najprostszej konstrukcji w przekroju podłużnym i poprzecznym. Podobnie jak przy konstrukcji pompy wodnej widzimy tu tłok, przesuwający się w cylindrze, dalej dławnicę, uszczelniającą przejście tłoczyska przez pokrywę

cylindrową, komorę ssawną „S” z dwoma zaworami ssawnymi i komorę tłoczną „T”. Komora ssawna rozdzielona jest ścianką na dwie połowy! a to ze względu na obustronne ssąco-tłoczące działanie tłoka.

Innych szczegółów konstrukcyjnych dmuchawy, t. j. części napędowych, jak tłocznik, krzyżulców, korbowodów, korb, łożysk i t. p. nie opiszemy, gdyż są to części wspólne wszystkim maszynom tłokowym, jak pompy, kompresory, maszyny parowe i inne, których opisaniem zajmiemy się w dziale maszyn parowych, w II-jej części Maszynoznawstwa.

Fig. 527 i 528 przedstawiają nam konstrukcję dmuchawy powietrznej t. zw. wielkopiecowej, używanej do dmuchania powietrza do wielkich pieców. Noszą one nazwę także „maszyn wiatrowych”.

Bywały one budowane o konstrukcji stojącej t. j. z cylindrami pionowymi, lub konstrukcji leżącej, t. j. z cylindrami poziomymi, jak wskazano na naszym rysunku. Są to maszyny starszej konstrukcji, dziś rzadziej już budowane, bowiem maszyny tłokowe wogóle są w nowszych czasach

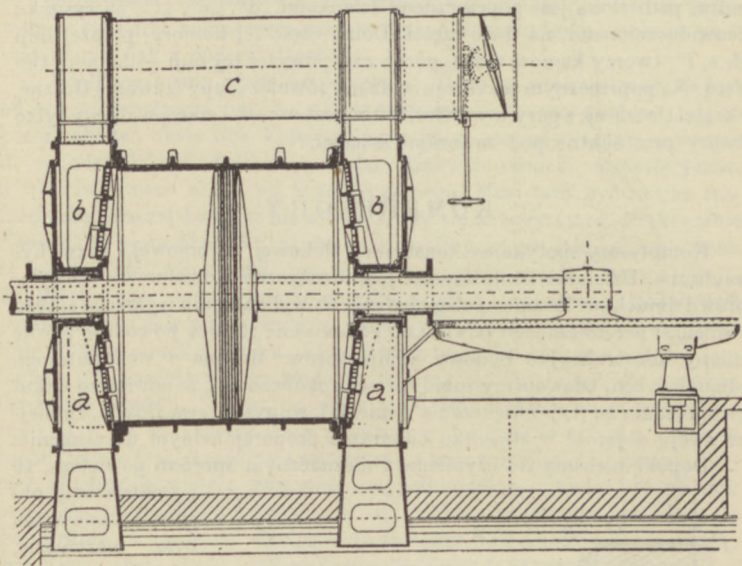


Fig. 528.

chętnie zastępowane maszynami turbinowymi (odśrodkowymi) jako znacznie prostszymi w konstrukcji, zajmującymi mniej miejsca i posiadającymi większą wydajność. Dmuchawa, wskazana na rysunku, posiada konstrukcję charakterystyczną tem, że zawory zarówno ssące jak i tłoczące zbudowane są w postaci kłap bezpośrednio w pokrywach cylindrowych. Komory ssawne „a” i tłoczne „b” znajdują się bezpośrednio przy dnach cylindra, tuż przy zaworach. Komory tłoczne łączą się nad cylindrem we wspólną rurę tłoczną „C”, zaopatrzoną w przepustnicę do regulowania ilości tłoczonego powietrza, a przez to i ciśnienia tego powietrza.

Zawory ssawne w postaci kłap, otwierających się do środka, zajmują w dennicy, jak widać to z poprzecznego przekroju dmuchawy przez komorę ssawną i tłoczną, dwie trzecie powierzchni dennicy wówczas, gdy zawory tłoczne zajmują tylko 1/3 całej powierzchni. Wynika to stąd, że powietrze wytłaczane z cylindra dmuchawy, jako sprężone, zajmuje mniejszą

objętość, niż powietrze ssane, jeszcze nie sprężone. Z przekroju podłużnego cylindra dmuchawy widzimy, że zawory (klapy) ssące otwierają się do środka cylindra, a zawory tłoczne — nazewnątrz cylindra t. j. do komór ssących. Oczywiście jest, że każda z komór, znajdujących się obok dennicy cylindra, podzielona jest poprzecznymi ściankami „d”, „e”, „f”, na rysunku niewidocznonemi, na dwie części. Dolna część tej komory, poniżej linii „d, e, f”, tworzy komorę ssącą, górna zaś, powyżej tej linii — komorę tłoczącą. Na poprzecznym przekroju widzimy również klapy (zawory) tłoczne, w części tłoczącej, z góry w widoku, natomiast w części ssącej widzimy tylko otwory prostokątne pod zaworami ssącymi.

KOMPRESORY.

Kompresory spotykamy konstrukcji tłokowej, turbinowej i t. zw. hydraulicznej. Działanie kompresorów jest identyczne z działaniem wentylatorów i dmuchaw. Różnica polega jedynie na wytwarzaniu wyższego sprężu (ciśnienia) przetłaczanego powietrza, i ta właśnie różnica powoduje pewne zmiany konstrukcyjne budowy kompresorów. Mówiąc o wentylatorach i dmuchawach, zdawaliśmy sobie sprawę z okoliczności, że powietrze wskutek sprężania go (t. j. zwiększania ciśnienia), w myśl prawa Boyl'a, zmniejsza swoją objętość w stosunku odwrotnie proporcjonalnym do ciśnienia.

Dopóki mieliśmy do czynienia z nieznanym sprężem powietrza, to i zmniejszanie objętości powietrza było nieznaczące, tak, że nie braliśmy go pod uwagę. Przy kompresorach jednak, gdzie spręż powietrzny jest już znaczny, bo wynosi kilka, a niekiedy nawet i paręset atmosfer,

okoliczność ta odgrywa już b. ważną rolę, musimy więc zastanowić się bliżej nad pracą wykonywaną przez kompresor.

W tym celu narysujmy linię prostą, (fig. 529), na której oznaczmy dwa punkty O i L, które to punkty niechaj nam odpowiadają dwóm krańcowym położeniom tłoka w cylindrze kompresora, a więc dwóm martwym punktom. Długość O L (przyjmijmy ją na rysunku równą 100 mm.) będzie odpowiadała długości skoku tłoka w cylindrze kompresora. (Cylinder będzie,

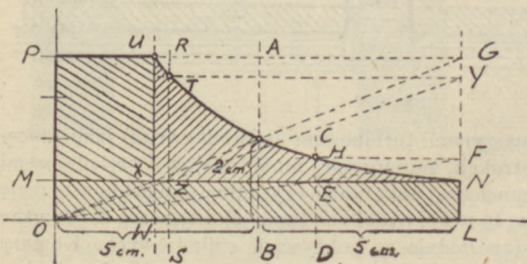


Fig. 529.

oczywiście, nieco dłuższy od skoku, ponieważ dojdzie tu jeszcze grubość tłoka plus możliwe luzy pomiędzy tłokiem i dennicami cylindra). Następnie z punktu „O” zbudujemy prostopadłą do linii O L i oznaczmy na niej podziałkę centymetrową w tym celu, ażeby każdy cm. wysokości na tej linii oznaczał ciśnienie 1 atmosfery technicznej, czyli 1 kg. na cm² powierzchni i postarajmy się teraz wyznaczyć ciśnienia powietrza, jakie będą panowały w cylindrze kompresora przy każdym położeniu tłoka, zarówno podczas ssania, jak i podczas tłoczenia.

Jeżeli zaczniemy pracę od posuwania tłoka w prawą stronę, to jest od lewego martwego punktu „O” do prawego martwego punktu „L”, to przez cały ten okres tłok będzie ssal powietrze atmosferyczne z zewnątrz do cylindra. W cylindrze zatem będzie panowało ciśnienie atmosferyczne, a właściwie nieco niższe od atmosferycznego. Musi tam być pewne rozrzedzenie, inaczej bowiem nie otworzyłyby się zawory ssące. Praktycznie ciśnienie to bywa około 3% niższe od atmosferycznego. Pominiemy jednak tę okoliczność, nie chodzi nam bowiem narazie o tak wielką ścisłość. Zakładając więc, że w cylindrze podczas ssania z lewej strony tłoka będzie panowało ciśnienie atmosferyczne, możemy na rysunku naszym narysować linię M N na wysokości 1 cm., która będzie linią ciśnienia, panujących w cylindrze podczas pierwszego suwu to jest ssania. Po dojściu do prawego martwego punktu, to jest do punktu N, tłok zacznie ruch powrotny, czyli od N do M. Zawory ssące zamkną się. Pojemność cylindra wskutek ruchu tłoka w lewo, zacznie się zmniejszać, a więc zmniejszać się zacznie również objętość powietrza nassanego, wypełniającego cylinder. Jeżeli tłok przejdzie połowę skoku wstecz (w lewo), to objętość cylindra zmniejszy się dwukrotnie, a ciśnienie wzrośnie dwukrotnie i wyniesie już nie jedną, lecz 2 atmosfery. Przy położeniu więc tłoka w A B ciśnienie wyniesie 2 atm. (na rysunku 2 cm) przy każdym nowym położeniu tłoka ciśnienie będzie tyle razy większe od początkowego t. j. od 1 atmosfery, ile razy powstała stąd objętość cylindra będzie mniejsza od początkowej objętości cylindra.

Ponieważ zachodzi tu odwrotna proporcjonalność ciśnienia do objętości, a zarówno ciśnienie jak i objętość mamy wyrażone na naszym rysunku przy pomocy odcinków linii prostych (pewnych długości), to możemy znaleźć z łatwością ciśnienia powietrza w cylindrze przy różnych położeniach tłoka drogą graficzną (rysunkową), wykorzystując w tym celu znaną nam z geometrii własność trójkątów podobnych t. j. proporcjonalność boków w takich trójkątach. Chciejmy naprz. określić, jakie będzie panowało ciśnienie powietrza w cylindrze, jeżeli tłok z martwego punktu t. j. położenia N L przeszedł wstecz do położenia C D, powiedzmy krócej tłok przeszedł z położenia początkowego do położenia końcowego, gdyż dla-

tego właśnie przesunięcia położone C D jest położeniem końcowym. W tym celu przez punkty O i E przeprowadźmy linię prostą aż do przecięcia się z linią G L dajmy na to w punkcie „F”. W ten sposób powstały na rysunku naszym 2 trójkąty, a mianowicie: trójkąt O F' L i trójkąt O E D, które są do siebie podobne, zatem boki ich są odpowiednio proporcjonalne. Możemy więc napisać proporcję: $OD : OL = ED : FL$, którą wypowiemy słownie: bok O D jest tyle razy mniejszy od boku O L, ile razy bok ED jest mniejszy od boku FL, albo, co jest to samo, że bok O D jest tyle razy mniejszy od boku O L, ile razy bok FL jest większy od boku E D:

Boki O D i O L są to długości, wyrażające skoki tłoka, inaczej mówiąc długości, które na naszym rysunku wyrażają pojemności cylindra przy pewnych położeniach tłoka, mianowicie przy położeniu końcowym i położeniu początkowym, a długości E D i F L (długości pionowe — wysokości) są to długości wyrażające na naszym rys. odpowiednie ciśnienie, mianowicie ciśnienie początkowe i ciśnienie końcowe. Jeżeli więc z punktu F przeprowadzimy linię poziomą, równoległą do linii O L, to odetnie nam ona na linii pionowej C D punkt H, który wskaże wysokość ciśnienia powietrza w cylindrze kompresora, jakie powstanie przy przesunięciu się tłoka z pozycji NL do pozycji CD. Postępując więc w ten sposób możemy drogą rysunkową (graficzną) bez żadnych obliczeń narysować linię ciśnień (krzywą ciśnień) jak nazywamy ją „krzywą kompresji”, wykazującą nam wzrost ciśnień przy powrotnym ruchu tłoka. Chciejmy naprz. oznaczyć, jakie będzie ciśnienie powietrza w cylindrze, gdy tłok cofnie się do pozycji RS. W tym celu przez punkty O i Z prowadźmy prostą, która przetnie nam linię GL w punkcie Y, a przeprowadziliśmy przez punkt Y linię poziomą równoległą do OL, otrzymamy na przecięciu się tej linii z położeniem tłoka RS punkt T, który będzie wysokością ciśnienia przy położeniu tłoka RS. Pragnąc naprzykład dowiedzieć się, przy jakim położeniu tłoka powietrze zostanie skomprimowane (sprężone) do 4 atmosfer, odmierzymy sobie na linii LF wysokość 4 cm. to jest odpowiadającą ciśnieniu 4 atmosfer i, otrzymawszy w ten sposób punkt G, połączymy go linią prostą z punktem O. Linia ta przetnie nam ciśnienie początkowe t. j. linię M N w punkcie X, to znaczy, że linia pionowa UW, przeprowadzona przez otrzymany punkt X będzie położeniem tłoka, przy którym ciśnienie sprężonego powietrza wzrosło do 4 atmosfer. Jeżeli tłok będzie się posuwał dalej w lewo, to ciśnienie powietrza będzie jeszcze bardziej wzrastało. Postępując w podobny sposób możemy wyznaczyć cały szereg punktów, odpowiadających ciśnieniom sprężonego powietrza przy różnych położeniach tłoka, a połączymy wszystkie punkty te ze sobą, otrzymamy linię krzywą, wskazującą nam wysokość ciśnienia podczas sprężania powietrza (kompresji).

Jeżeli nad zaworami tłocznymi panowałoby ciśnienie tylko 4 atmosfer, to przy dalszym ruchu tłoka w lewo, to jest po za pozycję U W, powietrze już więcej sprężyć się nie będzie, bowiem nastąpi otwarcie się zaworów i powietrze, sprężone do 4 atmosfer, będzie przez otwarte zawory tłoczne wypychane z cylindra. Przez cały więc dalszy suw tłoka, to jest od położenia UW aż do położenia PO, czyli do lewego martwego punktu, ciśnienie powietrza w cylindrze pozostanie bez zmiany, na wysokości 4 atmosfer, co na wykresie naszym będzie oznaczone linią P U

Otrzymaliśmy więc w ten sposób kompletny wykres ciśnień, to jest wykres wskazujący nam, jakie panują ciśnienia powietrza w cylindrze podczas obu suwów tłoka.

Wykres ten posiada jeszcze i inne znaczenie, mianowicie jest on także wykresem pracy, która została dokonana w cylindrze kompresora podczas obu suwów tłoka. A że tak jest w istocie, — zrozumiemy to z następującego rozważania.

Kierunek poziomy O L była to droga przebywana przez tłok, kierunek zaś pionowy O P były to ciśnienia panujące w cylindrze, to jest ciśnienia powietrza na powierzchni tłoka, a więc ciśnienia, które tłok musiał przezwyciężać. Jeżeli więc ciśnienie na jednostkę powierzchni tłoka, to jest ciśnienie wyrażone w atmosferach (w kg.) na cm^2 powierzchni tłoka, przemnożymy przez ilość cm^2 , którą stanowi cała powierzchnia tłoka, to otrzymamy siłę, z jaką tłok musiałby w danym momencie działać na powietrze zamknięte w cylindrze.

Na tym miejscu przypomnijmy sobie rozważania nasze na str. 31 i 32 o graficznym wyrażaniu pracy, co ułatwi nam zrozumienie, że istotnie wykres nasz jest graficznym przedstawieniem pracy, którą dokonał tłok podczas obu suwów.

Powierzchnia figury (prostokąta) O M N L, jako iloczyn ciśnienia (siły) O M przez drogę O L, jest obrazem pracy podczas pierwszego suwu w prawo — podczas ssania.

Powierzchnia figury N X U jest obrazem pracy podczas sprężania powietrza w czasie suwu tłoka z powrotem od położenia N do położenia X, a powierzchnia figury (prostokąta) X M P U jest obrazem pracy tłoka w czasie suwu od X do M, to jest podczas wypychania sprężonego powietrza z cylindra. Ponieważ tłok w cylindrze kompresora pracuje dwustronnie t. j. gdy z jednej strony ssie powietrze, to z drugiej wytłacza, to przy każdym suwie należy z całej powierzchni wykresu czyli z powierzchni O P U N L odjąć powierzchnię O M N L.

W ten sposób wyrazem pracy tłoka podczas każdego suwu będzie tylko pozostała powierzchnia wykresu, czyli powierzchnia M P U N.

Pracę wykonywaną przez tłok kompresora podczas jednego suwu obliczymy w kgm. z wzoru: $Praca = \frac{F \times P_s \times l}{\eta}$, przy czym

F — oznacza powierzchnię tłoka w cm^2 ,

P_s — średnie ciśnienie powietrza na powierzchnię tłoka,

l — skok tłoka w metrach,

η — sprawność (zwykle 0,7 do 0,75).

a ponieważ takich suwów na minutę jest 2 razy więcej, niż obrotów czyli $2n$ (n — ilość obrotów na minutę), to moc w koniach, zużywana przez kompresor, będzie $N = \frac{F \times P_s \times l \times 2n}{60 \times 75 \times \eta}$, lub też, wychodząc z założenia,

że moc jest iloczynem siły przez prędkość, będzie:

$N = \frac{F \times P_s \times v}{75 \eta}$, przy czym V — oznacza średnią prędkość ruchu tłoka

lub prędkość tłoczenia w metrach na sekundę. W obu wzorach spotkaliśmy się z określeniem P_s — średnie ciśnienie na tłok, wiemy bowiem, że w czasie jednego suwu ciśnienie to zmieniło się, jak w naszym wypadku, od 1 kg. na cm^2 aż do 4 kg. na cm^2 .

W celu obliczenia takiego średniego ciśnienia należy powierzchnię wykresu $M P U N$ przekształcić na powierzchnię prostokąta równoważnego co do wielkości pola i posiadającego podstawę $M N$. Wysokość takiego prostokąta będzie średnim ciśnieniem panującym w cylindrze. Sprawę obliczania powierzchni wykresu i odnajdywania średniego ciśnienia narazie pomijamy, gdyż zetknijemy się z nią w dziale maszyn parowych.

Każdemu sprężaniu powietrza czy innego gazu towarzyszy nagrzewanie się tego gazu, t. j. wzrost jego temperatury. Nie wnikając narazie bliżej w badanie tego zjawiska, które będzie tematem rozważań w II części Maszynoznawstwa, zaznaczamy jedynie, że nagrzewanie to jest tem większe, im większe jest sprężanie gazu. Nagrzewanie sprężonego gazu powoduje nagrzewanie się cylindra i tłoka, które to części, zwłaszcza przy sprężarkach (kompresorach), pracujących na wysokie ciśnienia, muszą być zawsze chłodzone. Uskutecznią się to najczęściej przy pomocy wody, przepływającej naokoło płaszcza cylindra, albo też przez przepuszczanie sprężonego powietrza przez chłodnice rurowe. Ustrój chłodnic polega w zasadzie na tem, że rozgrzane powietrze przepływa, bądź przez rury, bądź też naokoło rur studzonych z drugiej strony przepływającą zimną wodą.

Taki rodzaj chłodzenia jest chłodzeniem przeponowym inaczej pośrednim, woda bowiem ochładza tylko ścianki naczyń, w których znajduje się rozgrzane powietrze i dopiero ścianki te ochładzają powietrze. Kompresory takiego ustroju noszą nazwę kompresorów suchych. Spotykamy jednak i inne ustroje kompresorów, mianowicie z chłodzeniem bezpośred-

niem (bezprzeponowym), są to tak zwane kompresory „pół mokre“ i kompresory „mokre“. Przy takich konstrukcjach, albo wstrzykuje się do cylindra drobną dozę zimnej wody, która rozpyla się w powietrzu, albo też w cylindrze znajduje się stale znaczna ilość wody. W tych więc wypadkach woda ochładza powietrze bezpośrednio.

Przy pracy jednego cylindra praktycznie staje się trudnem do osiągnięcia sprężenie wyższe niż do 7 atmosfer i dlatego w wypadkach, gdy zachodzi potrzeba sprężania na jeszcze wyższe ciśnienia, stosuje się sprężarki stopniowe, polegające na tem, że powietrze sprężone w jednym cylindrze, przechodzi do następnego, w którym spręża się na wyższe ciśnienie.

Ze względu na znaczną różnicę ciśnień, jakie panują w cylindrze kompresora po obu stronach tłoka i zaworów, szczelność zarówno tłoka, dławnicy jak i zaworów odgrywa przy kompresorach b. ważną rolę.

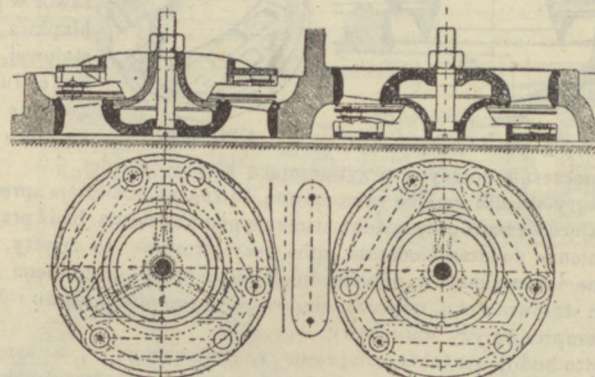


Fig. 530.

Fig. 531.

Stąd też wynikają pewne różnice w konstrukcji tych części w porównaniu z konstrukcją takich samych części przy pompach tłokowych. Tłoki i dławnice zamiast uszczelnień miękkich (skórzanych lub konopnych) posiadają uszczelnienia metalowe przy pomocy sprężyn, tak jak to bywa przy maszynach parowych, z czem zaznajomimy się w odnośnym dziale. Zawory przy kompresorach stosuje się zwykle stalowe zamiast brązowych, które miały miejsce przy pompach, gdyż nie mamy tu do czynienia z wodą, nie ma zatem obawy rdzewienia. Zamiast znanych nam grzybków zaworowych, używanych przy pompach, stosuje się przy kompresorach najczęściej blaszki stalowe, umocowane na sprężynkach bez żadnych kierownic, aby uniknąć tarcia. Skok zaworów kompresorowych winien być jaknajmniejszy i dlatego przeważnie jest ograniczony. Fig. 530 i 531 przedstawiają nam

zespół dwóch takich zaworów t. j. tłoczącego i ssącego. Zamiast grzybków widzimy tu pierścienie z blachy stalowej, przytrzymywane płaskimi podłużnymi sprężynkami, których jeden koniec przynitowany jest do blaszanych pierścieni zaworowych, a drugi do pierścieni ograniczających skok, jak to wskazują rysunki w planie.

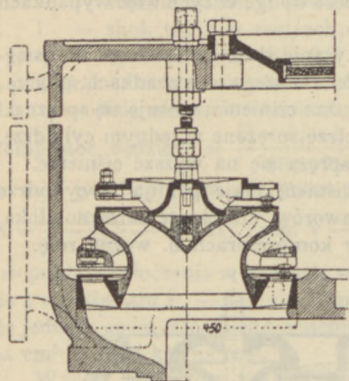


Fig. 532.



Fig. 533.

Następne fig. 532 i 533 przedstawiają nam zawór o dużym przełocie (dwu-przełotowy—piętrowy) oraz zawór w postaci klapki z blachy stalowej, której przedłużenie zwinięte naokoło bolca śruby

jest jednocześnie sprężyną przytłaczającą klapkę (zawór).

Zawory stosuje się albo samoczynne, to znaczy obciążone sprężynami i otwierające się bądź przy spadku ciśnienia podczas ssania, bądź przy wzroście ciśnienia podczas tłoczenia, albo też sterowane, to znaczy zawory otwierane i zamykane w odpowiednich momentach specjalnymi mechanizmami sterowniczymi, napędzanymi od głównego mechanizmu roboczego tegoż kompresora czy dmuchawy.

Nadto buduje się także kompresory ze sterowaniem t. j. wpuszczaniem i wypuszczaniem powietrza do cylindra nie przy pomocy zaworów, lecz przy pomocy suwaka, jak to ma miejsce przy maszynie parowej. Takie kompresory ze sterowaniem zaworami lub suwakami są jak gdyby maszynami parowymi tylko o odwróconym działaniu. Gdy w parowej maszynie sprężona para (mogło by to być również i sprężone powietrze) powoduje ruch tłoka w cylindrze, to w kompresorze ruch tłoka w cylindrze powoduje sprężanie powietrza.

Tęgo więc rodzaju kompresorów, to jest z rozdziałem sterowanym, rozpatrywać obecnie nie będziemy, gdyż zasady ustroju sterowania poznamy przy omawianiu konstrukcji maszyn parowych.

Załączone fig. 534 i 535 przedstawiają zwykły jednostopniowy kompresor w przekroju podłużnym, w planie i widoku ogólnym. Kompresor ten otrzymuje napęd od koła pasowego „A”, które wprawia w ruch wał „B” a więc i korbę „c”. Z korbą połączony jest korbówód (drąg korbowy) „D”

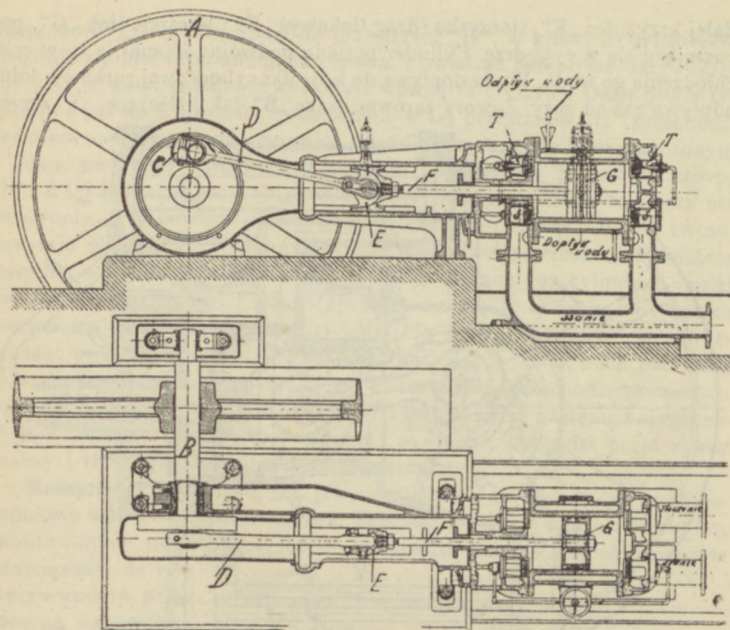


Fig. 534.

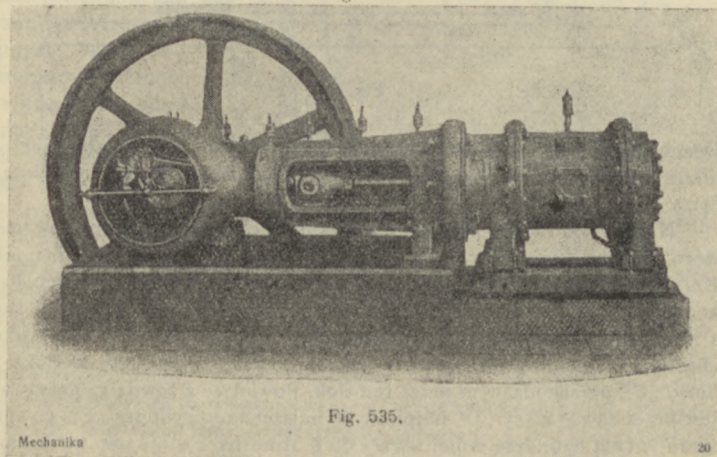


Fig. 535.

dalej krzyżulec „E”, tłoczek (drag tłokowy) „F” i wreszcie tłok „G”, poruszający się w cylindrze. Cylinder posiada podwójne ścianki, a to w celu chłodzenia go wodą. Woda dopływa do koszulki cylindrowej rurką od dołu, odpływa zaś od góry. Zawory zarówno ssące „S” jak i tłoczące „T” umie-

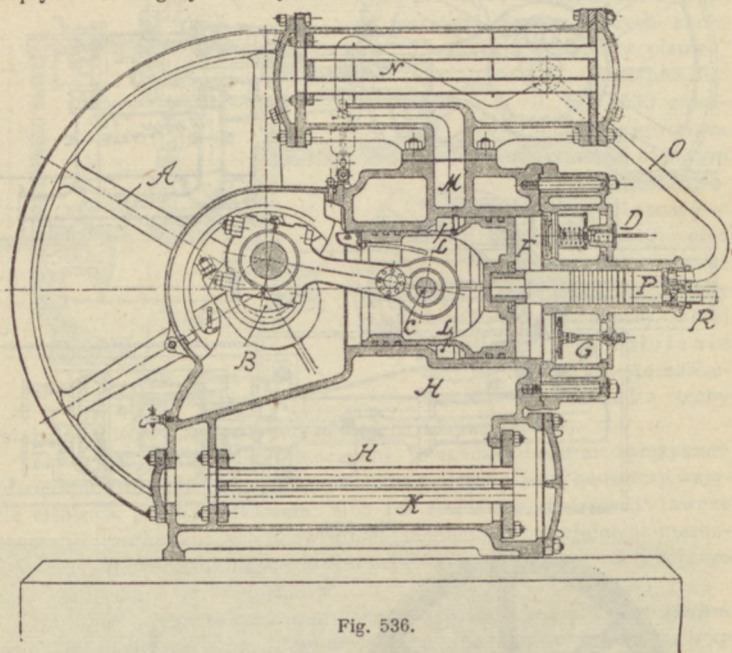


Fig. 536.

szczone są w obu dennicach cylindra. Komory ssące po obu stronach cylindra połączone są we wspólny przewód ssący. Tak samo komory tłoczne łączą się we wspólny przewód tłoczący.

Na fig. 536 mamy przedstawioną konstrukcję kompresora 3 stopniowego, wyrobu firmy Tow. Akc. Fabryki Maszyn R. Hartman w Chemnitz. Koło napędowe „A” wprawia w ruch wał, korbę i korbowód „B”. Ponieważ kompresor taki posiada stosunkowo długi trzystopniowy cylinder i tłok, a więc długie prowadzenie, to krzyżulec staje się przy tej konstrukcji zbędnym i korbowód umocowany jest bezpośrednio wewnątrz w tłoku na bolcu „c”, przechodzącym przez ten tłok. Powietrze z zewnątrz nassawane jest przez zawór ssący „D” najpierw do najszerszego cylindra „F”, po sprężeniu w tym cylindrze mniej więcej do 6 atmosfer zostaje ono wytłoczone

przez zawór „G” i przechodzi do przestrzeni „H”, w której to przestrzeni znajduje się pierwsza chłodnica rurowa. Powietrze przepływa nazewnątrz rur „K” a woda chłodząca cyrkuluje wewnątrz tych rur. Dalej powietrze sprężone już do 6 atmosfer i ochłodzone w tej przestrzeni „H” przechodzi zaworem ssawnym, na rysunku niewidocznym, gdyż umieszczonym z boku, na drugą stronę tegoż cylindra najszerszego to jest na stronę „L”. Z tej jednak strony objętość cylindra jest już znacznie mniejsza niż po stronie „F”, bowiem po tej stronie tłok tylko nieznacznie się zwęża, powstaje więc tylko wolna przestrzeń w postaci pierścienia. Powietrze sprężone w tej przestrzeni, to jest jakby w drugim już cylindrze, mniej więcej do 18—20 atmosfer wydostaje się przez zawór tłoczny, na rysunku również nie uwidoczniiony, do rury „M” i do drugiej chłodnicy „N”. Przechodząc przez drugą chłodnicę naokoło rur z zimną wodą, obok przegród, w kierunku strzałki, ponownie się ochładza i rurą przechodzi do zaworu ssawnego trzeciego już cylindra „P”. W tym cylindrze następuje sprężenie do 100 atmosfer i ostatecznie sprężone powietrze wychodzi przez zawór tłoczny i rurą „R” do miejsca przeznaczenia.

Kompresory turbinowe, tak jak i dmuchawy turbinowe, są to wielostopniowe wentylatory odśrodkowe. Składają się one z szeregu wirników, umontowanych na wspólnej osi i pomieszczonych we wspólnej oponie

w ten sposób, że wloty z wirników połączone są kierownicami dośrodkowymi (kanałami) z wlotami następnymi wirników. Kompresory i dmuchawy turbinowe konstrukcją swoją całkowicie są podobne do pomp turbinowych

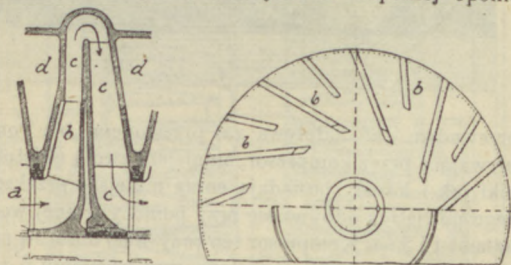


Fig. 537

wielostopniowych. Różnica polega jedynie na lżejszej nieco budowie wirników. Fig. 537 przedstawia nam częściowy przekrój podłużny i poprzeczny takiego wielostopniowego kompresora lub dmuchawy. Powietrze dopływa do wirnika w kierunku strzałki „a”. Łopatki wirnika oznaczone literą „b”. Kierownicę kanałową, dośrodkową, doprowadzającą sprężone już w jednym wirniku powietrze do następnego wirnika, — literą „c”. Miejsca „d” są to kanały do przyływu wody chłodzącej. Zarówno dmuchawy jak i kompresory turbinowe są to, z natury swej, maszyny szybkoobrotowe i dlatego buduje się je zwykle jako bezpośrednio sprężone z szybkoobrotowymi silnikami, a więc z silnikami elektrycznymi lub turbinami parowymi,

których obroty wahają się w granicach od półtora aż do paru tysięcy obrotów.

Fig. 538 przedstawia nam czterostopniową dmuchawę bezpośrednią sprzężoną z elektromotorem, przy czem górna część opony dmuchawy jest zdjeta, przez co widoczne są wirniki. Jest to typ konstrukcji „Powszechnego Tow. Elektrycznego“ (A. E. G.).

Wreszcie fig. 539 przedstawia nam 12 stopniowy kompresor syst. „Zoelly“, budowy firmy Escher Wyss i S-ka w Zurichu. Powietrze dopływa

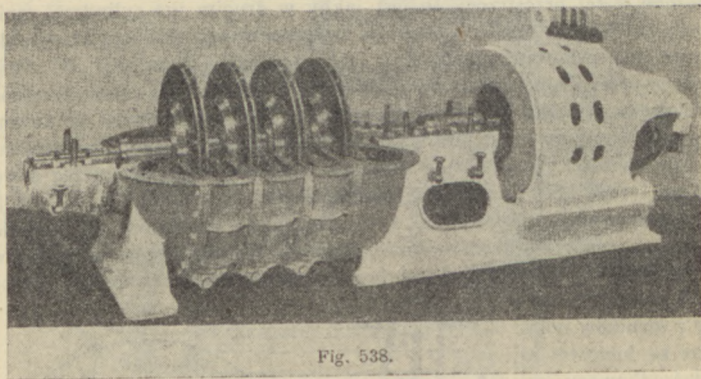


Fig. 538.

przewodem „a“, odpływa zaś przewodem „b“. Ponieważ powietrze, przepływające przez kompresor, zmniejsza swoją objętość, przeto zarówno wirniki jak i kanały posiadają coraz mniejsze przekroje. Chłodzenie sprężanego powietrza odbywa się przy pomocy zimnej wody, przepływającej kanałami 1 i 2. — Kompresor ten przy 4000 obrotów na minutę dostarcza 150 metrów sześciennych powietrza, przy ciśnieniu 6 atmosfer, zużywając do napędu 1100 koni mechanicznych. W kierownicach dośrodkowych umieszczone są łopatki (kanały) kierownicze, oczywiście nieruchome, nadające powietrzu, wpływającemu do następnego wirnika, właściwy kierunek. W miejscach „c“ widzimy pierścienie uszczelniające, zabezpieczające od wypływu powietrza z kompresora w miejscach przejścia wału przez korpus (oponę). Literą „d“ oznaczone są łożyska nośne, a „f“ jest to łożysko grzebieniowe (oporowe), wstrzymujące boczny napór całego wału z wirnikami, który to napór powstaje tu wskutek jednostronnego dopływu powietrza do wirników. Taki turbokompresor jest napędzany przez turbinę parową bezpośrednio z nim sprzężoną a na rysunku naszym niewidoczną

SILNIKI WIATROWE

Silniki wiatrowe, zwane pospolicie wiatrakami, służą do przekształcenia energii ruchu powietrza (wiatru) na energję napędową jakiegoś wału roboczego. Silnik wiatrowy pod względem swej budowy nie różni się w zasadzie od wentylatora, lub od śruby pędnej powietrznej (propelera — śmigła). Różnica polega jedynie na sposobie działania. Działanie wiatraka można uważać zarówno za odwrócone działanie wentylatora śrubowego, jak i za odwrócone działanie śmigła. Jeżeli porównamy działanie wiatraka z działaniem wentylatora śrubowego, to różnica polega na tem, że obracanie się wirnika wentylatorowego powoduje ruch (przepływ) powietrza gdy przy wiatraku naodwrot (ruch) powietrza (wiatru) powoduje obracanie się wirnika wiatraka.

Jeżeli zaś porównamy działanie wiatraka z działaniem śruby pędnej powietrznej

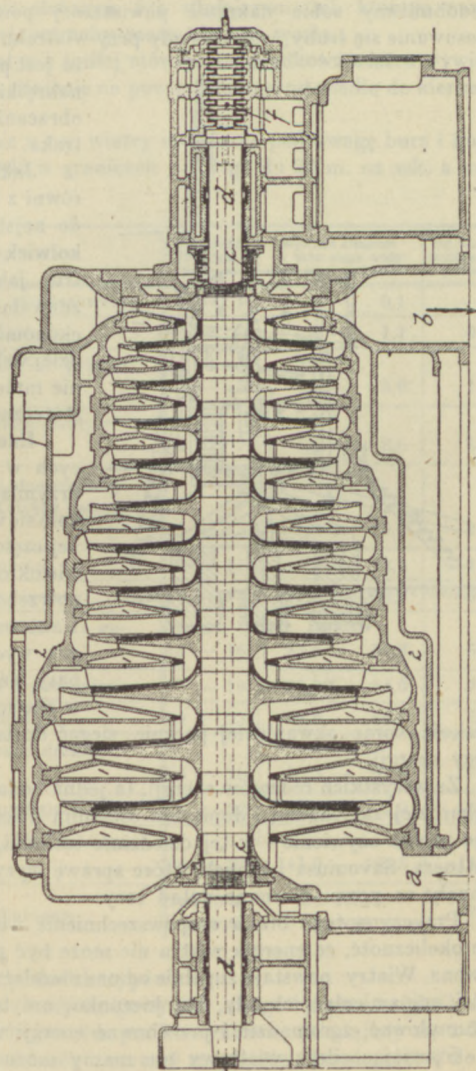


Fig. 539

(śmigła), to różnica polega na tem, że ruch śmigła w ośrodku, który upodobniliśmy sobie nakrętce powietrznej powoduje wkręcani czyli przesuwanie się śruby, wówczas gdy przy wiatraku naodwrot ruch ośrodku to jest powietrza, innymi słowy, nakrętka powietrznej powoduje obracanie się śruby czyli wiatraka.

Jakkolwiek wiatraki na-równi z kołami wodnymi należą do najstarszych silników, i jak-kolwiek wyzyskanie siły wiatru, jako energii napędowej, zdawało by się pod względem ekonomicznym rzeczą najbar-dziej wskazaną i korzystną, tem nie mniej nie znalazły one do-statecznego rozpowszechnienia.

Energja wiatrów panują-cych w przyrodzie jest tak ol-brzymia, że gdyby technice u-dało się wyzyskać ją choć w drob-nej części, to zaspokoila by ona wielokrotnie wszystkie nasze za-potrzebowania energii wogóle. I niewątpliwie w przyszłości, gdy wyczerpywać się będą za-pasy energii cieplnej utajonej w złożach węgla, ropy i t. p.

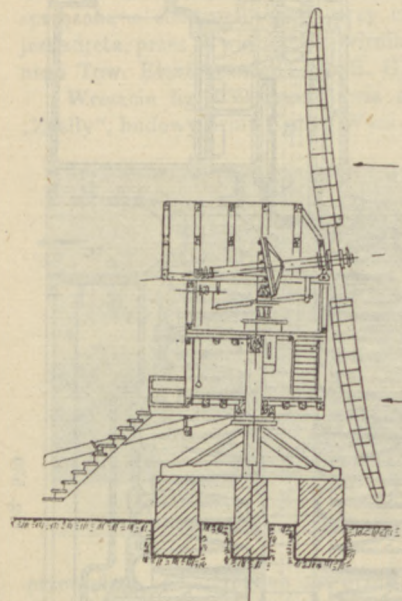


Fig. 540.

ludzkość coraz skwapliwiej pocnie sięgać do tej niewyczerpanej skar-bnicy energii.

Ze wszystkich rodzajów energii, ta jedna bodaj została przez ludzkość najbardziej zaniedbaną i dopiero w ostatnim dziesięcioleciu zauważyć się daje pewne ożywienie i w tej dziedzinie techniki, mianowicie w pracach Flettnera, Savoniusa i innych, które sprawę wyzyskania energii wiatrów pchnęły na nowe, nieznane dotąd tory.

Przyczyną tego braku rozpowszechnienia wiatraków jest niewątpli-wie okoliczność, że energia wiatru nie może być przez nas należycie opa-nowana. Wiatry powstają zupełnie od nas niezależnie. Nie jesteśmy w moż-ności ani zmieniać ich siły, ani kierunku, ani też nie mamy możliwości zakumulować, zgromadzić i przechować energii wiatru.

Stawiając silnik wiatrowy nie mamy możliwości dysponowania nim

w/g własnej woli lub potrzeby, a zawsze skazani jesteśmy na zależność od wiatru, który może być słabszym lub silniejszym, lub którego nawet w momencie największej potrzeby może nie być wcale.

Zależnie od siły wiatru a ściślej mówiąc, od prędkości wiatru wywiera on mniejsze lub większe ciśnienie na powierzchnię prostopadłą do kierunku wiatru.

Najczęściej panujące u nas wiatry nie biorąc pod uwagę burz i huraganów posiadają prędkość w granicach od 1-go do 20 m. na sek. a mianowicie:

Rodzaj i działanie wiatru	Prędkość wiatru w m/sek.	Wywiera ciśnienie w m/m słupa wody czyli w kg. na 1 m kw.	Nr. wiatru według skali Bofforta
Spokój. Wietrzyk prawie nieodczuwalny	0 — 1	0 — 0,1	—
Wietrzyk zaledwie odczuwalny	2 — 3	0,5 — 1,1	0
Wiaterek lekki. Szumią liście i gałązki drzew	4 — 5	2,0 — 3,0	1
Wiatr słaby. Wydyma Żagle. Kołysze gałązki	6 — 7	4,4 — 6,0	2
Wiatr umiarkowany. Najodpowiedniej-szy dla wiatraków. Kołysze wierz-chołkami drzew	8 — 9	7,8 — 10,0	3
Wiatr mocny. Wygina topole	10 — 11	12,3 — 14,6	4
Wiatr silny. Zrywa liście i gałązki.	12 — 14	17,6 — 23,9	5
Wiatr bardzo silny. Łamie cieńsze ga-łęzie	15 — 16	27,5 — 31,2	6
Wiatr gwałtowny. Łamie grube gałęzie	17 — 19	35,3 — 44,0	7
Wiatr burzliwy. Łamie drzewa	20 — 23	48,8 — 64,5	8
Gwałtowna burza. Wywraca drzewa z korzeniami	24 — 28	70,3 — 95,6	9
Wiatr huraganowy, niszczyielski	29 — 33	102,6 — 132,9	10
Huragan. Powoduje całkowite zniszcze-nie	34 — 39	141,0 — 185,6	11
Gwałtowny (żywiolowy) huragan	od 40-u wzwyż	od 195,2 wzwyż	12

Wiatraki spotykamy dwóch typów:

1) Typ starszy, tak zwany śmigowy (od „śmiga“ a nie „śmigło“), roz-powszechniony od wieków na naszym kontynencie, składający się z 2, 3 lub 4 śmig (skrzydeł), niekiedy znacznej rozpiętości, bo sięgającej do 24

metrów średnicy to jest do 12 m. długości jednej śmigi. Typ spotykany przy wiejskich wiatrakach (młynach powietrznych):

2) Typ nowszy wielołopatkowy, tak zwany amerykański, rozpowszechniony początkowo głównie w Ameryce a następnie i u nas. Typ ten używany

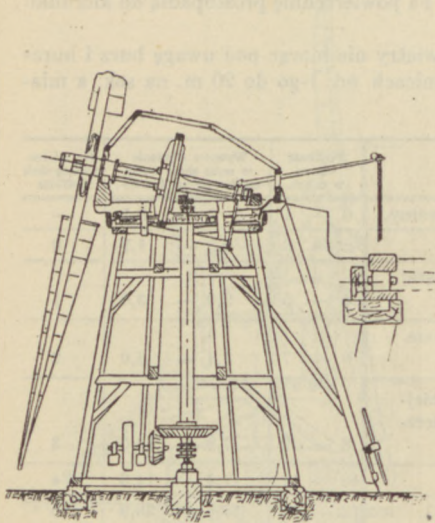


Fig. 541.

bywa przeważnie do pompowania wody to jest do poruszania pomp słuździennych. Zamiast 4-ch śmig widzimy tu znaczną ich ilość, rozstawionych również pochyło po całym obwodzie koła tak jak w wirniku wentylatora śrubowego. Wskutek takiej konstrukcji powierzchnia śmig jest stosunkowo znacznie większą niż przy wiatraku 4-śmigowym. Cały zatem wirnik przy tej samej powierzchni roboczej śmig co i wiatrak starego typu, może posiadać znacznie mniejszą średnicę. Średnica ta waha się w granicach 3—6 metrów.

Wiatraki starożytnego typu bywają budowane podług wzoru niemieckiego jak to wskazuje fig. 540 lub podług wzoru holenderskiego jak wskazuje fig. 541. Różnica polega na tem, że pierwsze z nich, w celu nastawiania śmig przeciw kierunkowi wiatru, należy pokręcać w całości, drugie zaś mają pokręcaną jedynie górną część (głowicę), wówczas gdy cała konstrukcja dolna wiatraka pozostaje na miejscu nieruchoma.

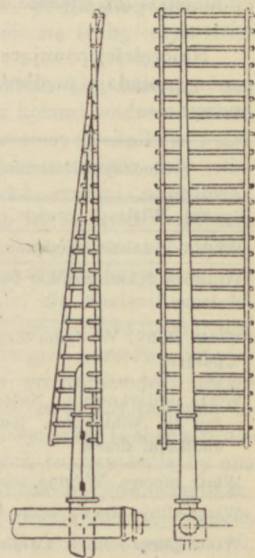


Fig. 542.

Moc pożyteczna wiatraka w małym tylko stopniu jest zależna od ilości skrzydeł, a zależna jest głównie od średnicy skrzydeł. Z powiększeniem liczby skrzydeł wzrasta wprawdzie moc, lecz liczba obrotów spada i dlatego najbardziej rozpowszechnione są wiatraki 4-śmigowe. A stosunkowo najlepszy efekt pracy dają wiatraki 3-śmigowe.

Niezmiernie ważną rzeczą przy konstrukcji śmig wiatraka jest kształt tych ostatnich. Mianowicie śmigi powinny posiadać pochylenie zmienne, jak to wskazuje fig. 542. Kąt pochylenia śmigi przy wale, wynoszący około 25° (stopni) powinien stopniowo zmniejszać się ku obwodowi aż do 0° (stopni) i nawet na obwodzie przejść w małe wygięcie (na kilka stopni) w przeciwnym kierunku. Cała powierzchnia skrzydła otrzymuje w ten

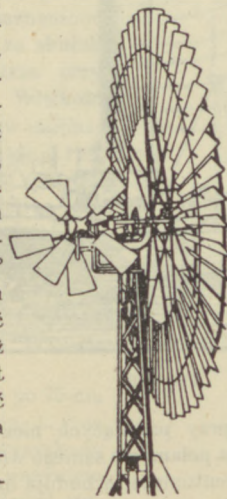


Fig. 543

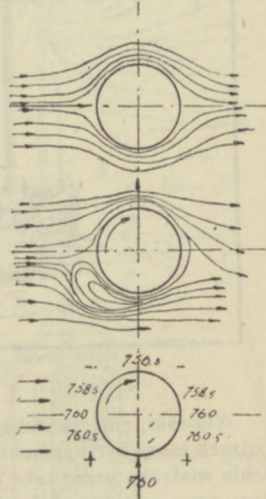


Fig. 544.

sposób powierzchnię śrubową. Śmigi wiatraków pokrywają gontem lub co jest jeszcze lepiej płótnem żaglowym. Ustawianie wiatraków przeciw kierunkowi wiatru odbywa się zwykle ręcznie przy pomocy dźwigni i kołowrotu

Wiatraki amerykańskie (patrz fig. 543), których jest dziś już wiele konstrukcyj posiadają śmigi (skrzydła) wykonane jako płaskie lub zlekka wygięte łopatki z blachy stalowej, zwykle ocynkowanej, dla zabezpieczenia od rdzewienia. Ustawianie wiatraków amerykańskich przeciw kierunkowi wiatru odbywa się zwykle samoczynnie, a to dzięki dodatkowemu skrzydłu, lub dodatkowemu wiatraczkom, umontowanym za wiatrakiem głównym. Jak to wskazano na naszym rysunku. Zastosowanie wiatraków amerykańskich, jak to już powiedziano, mieści głównie miejsce do poruszania pomp, które w okresach panowania wiatru pompują i w ten sposób gromadzą wodę w wyżej położonych zbiornikach, skąd w miarę potrzeby, tak jak z każdego zbiornika wodociągowego, może być ona czerpana.

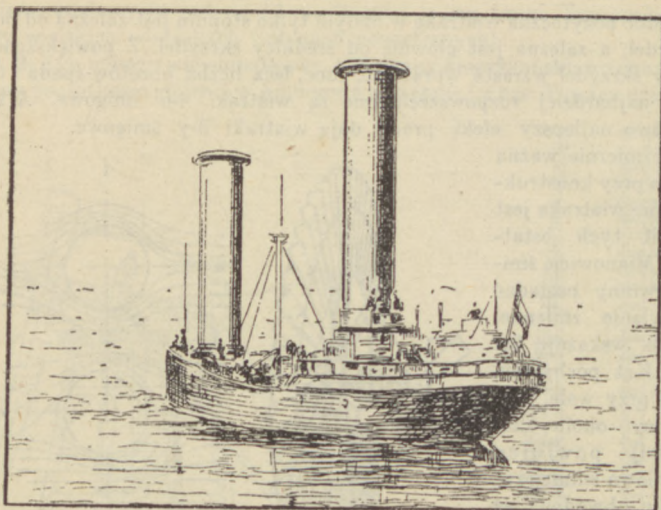


Fig. 545.

Wiatraki amerykańskie przy panujących niekiedy bardzo silnych wiatrach mogą być narażone na połamanie samego wiatraka. Dla zabezpieczenia wiatraka przed taką ewentualnością budują dziś różne konstrukcje które przy nastaniu zbyt silnego wiatru, co ma za skutek powiększenie liczby obrotów wiatraka ponad pewną zgóry przewidzianą normę, automatycznie wyłączają się, to jest wyłączają wiatrak od mechanizmu roboczego pompy, lub też zmieniają pochYLENIE łopatek wiatraka i w ten sposób wiatrak stawia b. mały opór wiatrowi, co oczywiście chroni wiatrak od ewentualnego połamania.

Moc w koniach mechanicznych, jaką uzyskać możemy z wiatraka da się obliczyć z wzoru:

$$N = 0,0004 \times F \times V^3, \text{ w którym to wzorze}$$

F — oznacza powierzchnię śmig w metrach kwadratowych, a

V — prędkość wiatru w metrach na sekundę.

Najnowsze pomysły w dziedzinie konstrukcyj silników wiatrowych polegają na praktycznym zastosowaniu pewnego odkrycia niemieckiego fizyka Magnusa, co miało miejsce w latach pięćdziesiątych ubiegłego stulecia, zwanego „efektem Magnusa”

Magnus odkrył, że jeżeli w prądzie powietrza (wiatru) pomieścimy wałek, jak to wskazuje rys 1 fig. 544, to prądy powietrza będą oczywiście

omywały wałek jak to wskazują linie oznaczone strzałkami. Jeżeli jednak walcowi temu nadamy ruch obrotowy w kierunku strzałki jak wskazuje rys. 2 tejże figury, to w prądzie powietrza powstaną wiry zaznaczone na rys. 2-im, co ma za skutek zmianę ciśnienia powietrza przy powierzchni walca. Wielkość i rozkład tych ciśnień w milimetrach słupa rtęci wskazuje rys. 3. Jasną jest rzeczą, że wskutek różnicy ciśnień powietrza powstałej z obu stron walca, cały wałek jest party (tłoczony) powietrzem w kierunku niższego ciśnienia, jak to wskazuje strzałka na rys. 3-im przy ciśnieniu 760 mm.

Efekt ten dopiero po 75-ciu latach po jego odkryciu, t. j. w roku 1924 został wyzyskany przez niemieckiego inżyniera Flettnera, który zbudował statek „Bucau”, zaopatrzony w dwa walce (t. zw. rotory) zamiast dawnych żagli. Patrz fig. 545. Walce, o średnicy 2,8 m. i wysokości 5,6 m, wprowadzano w ruch przy pomocy silników elektrycznych o mocy 15 — 20 KM. Próby dokonywane z tym statkiem dały zupełnie zadawalniające rezultaty. Następnie zbudowany nowy statek „Barbara”, zaopatrzony w trzy rotory w roku 1926 odbył już nawet podróż przez ocean z Europy do Ameryki, również z zupełnie zadawalniającym skutkiem.

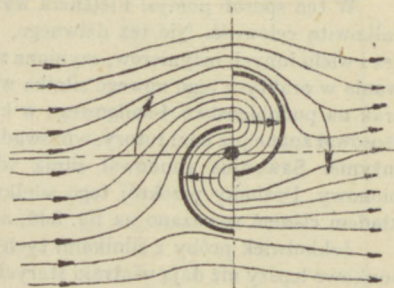


Fig. 546.

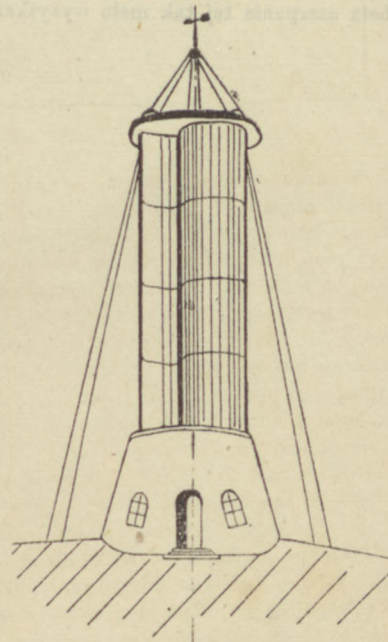
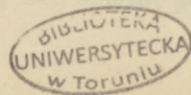
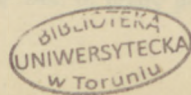


Fig. 547.

W ten sposób pomysł Flettnera wyzyskania efektu Magnusa wykazał całkowitą celowość. Nic też dziwnego, że zarówno przez Flettnera, jako też i wielu innych inżynierów, czynione są liczne próby w kierunku zastosowania w praktyce tego nowego silnika wiatrowego. Flettner zbudował wiatrak na podobieństwo 4-śmigowego w którym zamiast zwykłych śmig zastosował znane już nam rotory, wprowadzone w ruch silnikami. Finlandzki inżynier Sawonjus zbudował silnik wiatrowy z rotorem skrzydłowym pionowy. Poziomy przekrój tego silnika (rotoru) wraz z powstałym rozkładem ciśnień wskazano na fig. 546, a ogólny widok silnika na fig. 547

Jakkolwiek próby z silnikami tych nowych pomysłów dały efekt stosunkowo lepszy niż dają wiatraki starych typów, tem nie mniej nowoczesna technika nie może ich jeszcze uważać za całkowite rozwiązanie zagadnienia silnika wiatrowego. Czynione dalsze próby, a głównie wzmoczona praca, być może w niedalekiej przyszłości da nam bardziej jeszcze doskonałe rozwiązanie problemu silnika wiatrowego i obdarzy ludzkość nowym sposobem czerpania tej tak mało wyzyskanej energii.



Lotnicza Szkoła Łączności/Gimnazjum
dla Młodoletnich

Polish Aircraft Apprentices Course
No. 1. Radio School.

R.A.F. Station, Cranwell, Lincs.

Ref:.....
4052

Date:

„TECHNI
Adre
25-26,

Arch. Emigracji
Biblioteka
Główna
UMK Toruń

1398262

W. Czerwiński.

„**PODRĘCZNIK WARSZTATOWY**“
Ślusarstwo.

Nr. 1

Cena 5sh. Poczta 5sh. 4d.

Inż. Fr. Tokarski.

„**MASZYNOZNAWSTWO OGÓLNE**“ w zakresie szkoły
rzemieślniczo-przemysłowej i doksztalczącej.

Cz. I: Wiadomości z mechaniki i wytrzymałości
materiałów. Maszyny proste.

Nr. 2

Cena 4sh. 6d. Poczta 4sh. 10d.

Prof. M. Pożaryski.

„**PRZYSTĘPNA ELEKTROTECHNIKA PRĄDÓW SIL-
NYCH**“.

Pomiary. Prądnice. Silniki elektryczne. Trans-
formatory. Prostowniki. Akumulatory. Oświetle-
nie elektryczne.

Nr. 3

Cena 10sh. Poczta 10sh. 6d.

Inż. Fr. Tokarski.

„**MASZYNOZNAWSTWO OGÓLNE**“ w zakresie szkoły
rzemieślniczo-przemysłowej i doksztalczącej.

Cz. II: Napędy. Koła zębate. Statyka i dynamika
cieczy i gazów. Pompy.

Nr. 4

Cena 10sh. 6d. Poczta 11sh.

Mgr. P. Wodziański.

„**MATEMATYKA STOSOWANA**“ w zakresie szkół do-
kształcających zawodowych, rzemieślniczo-przemysłowych
i niższych technicznych.

Cz. I: Działania na liczbach całkowitych i ułam-
kowych. Liczby ogólne. Równania pierwszego
stopnia. Wykresy.

Nr. 5

w druku

Biblioteka Główna UMK



300021054038