

DZIAŁ SZÓSTY.

Robniki (Silnice robocze).

Uwagi wstępne.

Ugrupowanie rozdziałów dotyczących silnic, czyli maszyn, a objętych działami: VI (Robniki) i VII (Silniki, czyli motory) pozostawiamy podług oryginału, bez zmiany, chociaż bardziej logicznym byłby podział następujący, oparty na celu silnicy:

I. Silniki (motory) przetwarzają innego rodzaju energię na mechaniczną energię ruchu. Poddziały byłyby następujące:

1. Silniki żywe przetwarzają chemiczną i cieplikową energię zawartą w pożywieniu na energię mechaniczną.
2. Silniki wodne przetwarzają energię położenia wzniesionej wody, albo energię wody pozostającej pod ciśnieniem, albo wreszcie energię kinetyczną, czyli pracę rozpadu wody, na energię mechaniczną.
3. Silniki wiatrowe (**wiatraki**) przetwarzają pracę rozpadu wiatru na energię mechaniczną
4. Silniki parowe przetwarzają w palenisku energię chemiczną przez spalenie paliwa na ciepło, a dalej w kotle na energię prężności (pary), którą znów sam silnik przetwarza na energię mechaniczną.
5. Silniki cieplikowe przetwarzają w samym silniku (przez spalenie paliwa) energię chemiczną na ciepło, które, zagrzewając gazy, zwiększa energię ich prężności, przetwarzającą się dalej w silniku na mechaniczną. [Silniki powietrzno-cieplikowe, gazowe, naftowe, benzynowe, spirytusowe, Diesel'a i t. p.]
6. Silniki elektryczne (**prądniki**) przetwarzają energię prądu elektrycznego, otrzymywanego zazwyczaj z silnic dynamo (**prądnice**), na energię mechaniczną.

II. Robniki przetwarzają naodwrot energię mechaniczną na energię innego rodzaju (na energię położenia przez podnoszenie ciężarów, na energię prężności przez ściskanie (sprężanie) powietrza, na ciepło przez wykonywanie prac różnego rodzaju, na energię elektryczną w prądnicach i t. p. i t. p.); przeważnie wykonywają one pewne, celowe prace mechaniczne.

A. Przenośnice przenoszą pewne masy z miejsca na miejsce.

- a. **Jeźdźdźła**, t. j. silnice (maszyny) poruszane silnikiem, przenoszą ciężary, przenosząc się wraz nimi z miejsca na miejsce.

1. Wozy poruszane silnikiem żywym.
 2. Parowce i inne statki, np. żaglowce (silnik wiatrowy).
 3. Parowozy zwykle, poruszane silnikiem parowym, albo też inne wozy silnikowe, np. elektryczne i t. p. na torach.
 4. Jeżdżiki (samojazdy) bez torów.
 5. Przesuwnice, t. j. wózki do przesuwania wagonów kolejowych i t. p.
 6. Obrotnice.
 7. Suwnice z dźwigarkami, zórawie na wózkach i t. p. przesuwają się wraz z ciężarem (po jego uniesieniu).
- b. Ciągnice** poruszają ciężary, pozostając same na miejscu, a tylko pewne ich części (ciągniki), np. haki i liny, poruszają się wraz z ciężarem.
1. Dźwigarki zwykłe i t. p. (windy), zórawie i t. p. silnice dźwignicowe, czyli dźwignice.
 2. Wyciągi kopalniane, dźwigi (lifty, windy osobowe) wciągi (wielokrążki) i t. p.
 3. Kolejki linowe (funiculaire), kolejki nalinkowe, pociągane linką i t. p.
- c. Czerpnice** podnoszą ciężary, zaczerpnąwszy (oderwawszy, albo pochwywszy) je uprzednio same.
1. Czerpadła, t. j. koła, ślimaki i t. p. podnoszące ciecz itp.
 2. Czerparki kubelkowe i tłoczkowe (paternostry) do czepiania i podnoszenia cieczy.
 3. Poglębiarki (drugi) tak kubelkowe jak i szuflowe lub obchwytowe (do gładów).
 4. Koparki (drugi suche).
 5. Przenośniki i podnośniki na pasach bez końca (transportery i elewatory), pasowe i kubelkowe i t. p. do przenoszenia ciał sypkich (ziarn) lub ugniotnych, oraz ciał w kawałkach.
- d. Rozpędnice** nadają pożądaną ruch, a więc i rozpęd, masom przeznaczonym do przeniesienia, przyczem same pozostają w miejscu, wykonując tylko ruchy wewnętrzne.
- α) **Przetłocznice**, wytwarzają różnice ciśnień (napięć), które znów nadają ruch masom płynnym (lub prądowi elektrycznemu) bez pośrednictwa innych środowisk.
1. Pompy tłokowe, kompresory i t. p.
 2. Pompy Root'a, dmuchawy Root'a i t. p.
 3. Pompy odśrodkowe, dmuchawy odśrodkowe itp.
 4. Przewietrzniki (wentylatory) śrubowe i t. p., tak nawietrzniki (wpychające), jako też wywietrzniki (wyciągające) i t. p.
 5. Prądnice (dynamo) przetłaczają niejako wytworzonym przez siebie napięciem (ciśnieniem) prąd elektryczny przez przewodniki.

6. Pulsometry, „montejus“, dmuchawy działające ciśnieniem wody i t. p.

β) Zabiernice nadają ruch pożądanym pewnemu środowisku (woda, para, powietrze), które zabiera potem ze sobą te masy, jakie zamierzamy przenieść na inne miejsce, a które to środowisko towarzyszy im przez całą, albo przynajmniej przez prawie całą ich drogę.

1. Wywiewaki (exhaustory parowe), dmuchawy działające rozpędem wody, smoczki (inżektory) i t. p., w których zabiernica kieruje tylko stosownie prąd środowiska, podczas gdy ruchu i rozpędu nabiera ono skutkiem swego własnego ciśnienia lub prężności.

2. Pompy Poole'a (Mamut), w których powietrze, wypchane od spodu w rurę zanurzoną w wodzie, podnosi się w słupie wody, a czyniąc go przez to lżejszym, zabiera go niejako ze sobą i unosi; wywiewaki dymu, wywiewniki pyłu, trocin i t. p., w których gazy poruszane zabierają ze sobą drobne ciała stałe; pogłębiarki smoczkowe, w których strumień wody pompowanej swym rozpędem odrywa ziarenka gruntu i unosi je ponad poziom wody i t. p.

γ) Rzutnice nadają rozpęd pożądanym danej masie, przyczem tylko pewna ich część (lub środowisko) towarzyszy w biegu mansom poruszonym, lecz nie przez całą drogę, a tylko przez (zwykle małą) część ich drogi.

1. Czysto mechaniczne działają bez pośrednictwa innego środowiska, np. łuki wyrzucające strzałę, przenośniki drgające, które posuwają po sobie ciała ziarniste, podrzucając je swym drganiem i t. p.

2. Działające mechanicznie, lecz za pośrednictwem pewnego środowiska,

a. naprężanego mechanicznie, np. wiatrówka;

b. naprężanego nie mechanicznie, np. rusznica, strzelba, działo.

B. Przerabiarki przerabiają dane ciała, nadając im odmienny kształt lub wielkość, (rozdrabniając je, mieszając lub łącząc je ze sobą, albo naodwrot wydzielaając je z mieszanin i t. p.).

a. Rozdzielarki rozdzielają ciała na części.

1. Przecinarki przecinają materiał bez strat, któreby mogły powstać z powodu ścierania części ciała na proszek, np. przecinarki zwykłe, nożyce, sieczkarki i t. p.

2. Piły, które przecinają, ścierając jednak przytem część ciała, np. zwykłe piły, traki tartaczne i t. p.

Uwaga: silnice z pod 1. i 2. możnaby też zaliczać już do obrabiarek.

3. Rozdrabniarki dzielą ciało na wiele mniejszych części: łamarki do kamienia, gniotowniki i t. p. żarna, przeróżne młyny, stępy, miazdżarki (kollerangi) i t. p.

- b. Obrabiarki** odcinają materiał zbyt czyny, by nadać kształt pożądaną pozostającej części głównej.
1. O ruchu posuwistym: przebijarki, dziurkarki, strugarki (shaping), strugownice (heblarki) i t. p.
 2. O ruchu obrotowym: wiertarki, toczaki (toczydła), tokarki, wytaczarki (do cylindrów), gryzarki (frezarki) i t. p.
- c. Mieszarki** mieszają różne materiały ze sobą; np. ugniataarki i t. p.
- d. Wydzielarki** wydzielają z mieszaniny pewne części, np. błotniarki (w cukrowniach), wirówki, suszarki (mechaniczne), wyziarniarki (w przędzalnictwie), młocarki (w rolnictwie) i t. p.
- e. Wyrabiarki** zmieniają kształt danego ciała bez zamierzonej straty w odpadkach, odcinkach i t. p. (w przeciwieństwie do obrabiarek): wytłaczarki, np. do blachy, wygniataarki (silnice do t. zw. drykowania), rozłaczarki (trajbmaszyny do rur), nitarki (silnice wyrabiające nity), zawijarki (do blachy), młoty parowe, walcarki, wyrówniarki, ceglarki (prasujące cegłę) i t. p. i t. p.
- f. Łączniarki** łączą ciała jednolite (lub w przybliżeniu jednolite, jednorodziejowe) nawzajem ze sobą, np. przędzarki samoprzędki, tkarki i t. p.
- g. Spajarki** spajają ciała jednolite lub niejednolite za pośrednictwem innego, np. silnice (maszyny) do szycia, czyli szwiarki; nitownice (t. j. silnice nitujące) i t. p.
- h. Nakładarki**, nakładające różne materiały na siebie i spajające je ze sobą:
1. czysto mechanicznie, przez stłoczenie: np. tłoczarki.
 2. za pośrednictwem lepi, t. j. ciał lepkich: silnice, (maszyny) drukarskie, politurujące, malujące itp.

ROBNIKI (SILNICE ROBOCZE).

I. OBRABIARKI.

Uwaga: W rozdziale I niniejszego działu stosowano wyjątkowo wymiary długości w mm, a wartości na wytrzymałość w kg/mm^2 .

A. Obrabiarki metali.*)

a. Przebijarki i przecinarki.

Oznaczamy przez:

- s grubość blachy przebijanej lub przecinanej, w mm,
 - b jej szerokość w mm,
 - d średnicę dziury w mm,
 - d_1 średnicę przebijnika (stempla) w mm,
 - d_2 średnicę podbijki (matrycy) w mm,
 - Q opór największy w rzezie (ostrzu) w kg,
 - K_s wytrzymałość na cięcie metalu przecinanego w kg/mm^2 ,
 - K jego wytrzymałość na ciśnienie w kg/mm^2 ,
 - F największe pole rozcięcia w $\text{m}^2/\text{godz.}$,
 - N całą moc zużyłą
 - N_1 moc zużyłą na bieg jałowy
 - N_2 moc pożyteczną
- } u przebijarek,
} w MK.

Rozcięcie bez miażdżenia następuje, gdy:

$$s \geq b \frac{K}{K_s} \quad \text{lub} \quad b \geq s \frac{K_s}{K}, \quad \text{tak że, np.}$$

dla żelaza kutego, musi być $b \geq \frac{1}{5} s$.

Dla przebijarek bywa stosowne:

$$d_1 = d - \frac{1}{8} s, \quad \text{a} \quad d_2 = d + \frac{1}{8} s.$$

Podbijkę rozszerza się zazwyczaj ku dołowi podług kątów zaostrenia szczęk nożowych. Mamy:

$$Q = 1,1 \pi s d K_s,$$

a zatem dla żelaza kutego (gdy $K_s \geq 35 \text{ kg/mm}^2$): $Q \geq 121 s d$.

Szczęki nożyc posiadają zwykle jednakowe kąty zaostrenia rzeza: 75° do 85° ; rzadko ma górna szczęka 50° do 55° , dolna zaś 80° . Korzystnym jest, gdy rzezy (ostrza) szczęk tworzą ze sobą kąt $\alpha = 8^\circ$ do 10° ($\alpha \geq$ od kąta tarcia).

*) H. Fischer. Wielkość oporów, przy zdejmowaniu wiórów metalowych, jako podstawa obliczenia wymiarów obrabiarek. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 504.

U przecinarek o rzeźach równoległych będzie:

$$Q = 1,1 s b K_s,$$

a więc dla żelaza kutego: $Q \approx 38,5 s b$.

Dla rzeźów pochyłych jest:

$$Q = 0,55 s^2 \operatorname{ctg} \alpha K_s.$$

Ilość cięć na minutę n wynosi, przy prędkości ścinania 15 do 20 mm/sek., dla blach żelaznych, kutech, grubości:

$$\begin{array}{l} s = 4 \text{ do } 10 \text{ mm: } n = 10, \\ s = 11 \text{ do } 20 \text{ mm: } n = 9, \end{array} \quad \begin{array}{l} s = 21 \text{ do } 30 \text{ mm: } n = 8, \\ s = 31 \text{ do } 40 \text{ mm: } n = 7. \end{array}$$

U nożyc do miedzi lub mosiądzu można powyższe ilości cięć zwiększać o 30%.

Ogólna moc zużyta w nożycach i przebijarkach jest:

$$N = N_1 + N_2.$$

Jeżeli n , oznacza ilość cięć/godzinę, a zaś pracę zużytą w kgm/mm^2 pola rozcięcia, to będzie:

$$a = 0,25 + 0,0145 s,$$

oraz

$$N_1 = 0,1 + \frac{n_1 s^2}{1000000} \quad \text{i}$$

$$N_2 = 3,71 a F = (0,93 + 0,054 s) F'.$$

E. Hartig otrzymał z doświadczeń następujące wartości:

Grubość blachy w mm	$s = 10$	20	30	40
Ilość cięć/min.	$n = 10$	9,2	8,3	7,5
Moc przy biegu jałowym w MK	$N_1 = 0,16$	0,32	0,55	0,82
Praca zużyta w kgm/mm^2 pola rozciętego	$a = 0,395$	0,54	0,685	0,83.

W przybliżeniu można liczyć dla małych nożyc i przebijarek $N = 0,6$ do $1,5 MK$, dla średnich $N = 1,5$ do $5,5 MK$, a dla wielkich $N = 5,5$ do $12 MK$.

Przecinarki tarczowe używają się do rozcinania blach do 10 mm grubych. Średnica tarczy bywa do $D = 50 s$, lecz nie przekracza 350 mm. Tarcze zachodzą na siebie nie więcej niż na $1/8 s$, a ich prędkość obwodowa = 0,5 do 1,0 m/sek.

b. Tokarki.

Podług H. Fischer'a *) zazwyczaj dla noży (tokarek, wytaczarek, wiertarek, strugownic i strugarek) opór w kierunku ruchu roboczego wynosi: w żelazie kutem i lanem 75 do 150 kg/mm^2 przekroju wióra, w stali 100 do 220, a w spiżu 50 do 100 kg/mm^2 przekroju wióra.

Stosowna prędkość skrawania v w mm/sek. bywa dla odlewu utwardzonego 30 do 50, dla stali narzędziowej 60, dla żelaza lanego 120, dla żelaza kutego i stali miękkiej 90 do 150, dla spiżu i miedzi 200 do 300 mm/sek.

Największy podsuv noża podczas jednego obrotu przedmiotu obrabianego bywa 1,5 mm przy zdzieraniu, t. j. przy wiórze grubym, a 5 mm przy gładzeniu, t. j. przy wiórze cienkim.

*) H. Fischer. Obróbka metali (rozdz. I, Tomu 2-go. K. Karimarsch'a: Handbuch der mechanischen Technologie, 6 wyd. 1890).

Największa szerokość wióra jest dla żelaza lanego 10 mm, dla żelaza kutego 7 mm, dla stali 4 mm, a dla spiżu 4 mm.

Ilość stopni koła schodkowego, zaczawszy od 3-ch, wzrasta (p. str. 480) z wielkością obrabiarki i zależy tak od wielkości przedmiotów obrabianych, jako też od przekładni kół zębatach.

Tokarki urządza się zwykle do obrabiania wszelkich metali i daje się im możliwie równomierne stopniowanie ilości obrotów tak z przystawkami zębatymi, jako też i bez nich. U małych i średnich tokarek zaleca się stożkowe wrzeciono główne z przyrządem do nastawiania w każdym łożysku; dla wielkich tokarek natomiast wrzeciono walcowate są właściwsze.

Jeżeli d_{\max} oznacza największą, a d_{\min} najmniejszą średnicę toczenia, to **skrajne ilości obrotów** na min. będą:

$$n_{\min} = \frac{60 v_{\min}}{\pi d_{\max}} = \frac{955}{d_{\max}}; \quad n_{\max} = \frac{60 v_{\max}}{\pi d_{\min}} = \frac{4584}{d_{\min}},$$

przyczem założono: $v_{\min} = 50$ mm/sek., a $v_{\max} = 240$ mm/sek.

Ogólna moc zużyta $N = N_1 + N_2$. Moc zużyta na bieg jałowy N_1 w MK, gdy i oznacza ilość przekładni pomiędzy wrzecionem a wałem napędym, będzie podług E. Hartiga:

i	Tokarki lekkie	Tokarki średnie	Tokarki ciężkie
0	$N_1 = 0,05 + 0,0005 n$	$0,10 + 0,0023 n$	$0,25 + 0,0041 n$
2	$N_1 = 0,05 + 0,0012 n$	$0,10 + 0,0150 n$	$0,25 + 0,0530 n$
3 albo 4	$N_1 = 0,05 + 0,0500 n$	$0,13 + 0,1100 n$	$0,25 + 0,1800 n$

Praca pożyteczna N_2 w MK będzie:

$$N_2 = \varepsilon G,$$

w którym to wzorze G oznacza wagę otoczków w kg/godz. (np. dla żel. lanego $G = 13,5$ kg/godz.), a ε moc w MK, jaką potrzeba na 1 kg otoczków na godzinę. Przy średnim przekroju wióra $f = 2,8$ mm² bywa:

dla żelaza lanego . . . $\varepsilon = 0,069$ MK na 1 kg/godz.

„ „ kutego . . . $\varepsilon = 0,072$ MK „ „

„ stali $\varepsilon = 0,104$ MK „ „

Szacunkowo można liczyć:

u małych tokarek (do 200 mm wzniesienia kłów) $N = 0,4$ do $0,6$ MK,

u średnich „ (do 300 mm „ „) $N = 0,6$ do $1,5$ MK

u większych „ (do 600 mm „ „) $N = 1,5$ do 3 MK.

Na tokarki do celów specjalnych, pracujące większą ilością noży równocześnie, lub na których się obrabia metal bardzo spoisty, należy liczyć moc stosunkowo większą.

Średnia **sprawność** tokarek bywa: $\eta = 0,675$.

Tokarki o śrubie wodzącej, używane do narzyniania gwintów, powinny mieć otwierający się naśrubek u przesuwnika; dla ochrony zaś śruby wodzącej od szybkiego zużywania się pożądanem jest dodanie oddzielnej śruby przesuwowej do przesuwania (wzdłuż) i nasuwania (wpoprzek).

Przystawkę sufitową urządza się na stosunek prędkości naprzód i wstecz jak 2:3.

c. Wiertarki.

Prędkość obwodowa w mm/sek. bywa:

a) przy wierceniu w pełnem:	b) przy rozwiercaniu nożem, albo dla rozwiertników:
dla odlewu utwardz. 7 do 14 mm/sek.,	6 do 12 mm/sek.,
„ stali tyglowej. 30 „ 40 „ „	25 „ 35 „ „
„ żelaza lanego 60 „ 70 „ „	50 „ 60 „ „
„ żelaza kutego } 90 „ 160 „ „	60 „ 80 „ „
i stali miękkiej }	
dla spiżu . . . 100 „ 180 „ „	90 „ 150 „ „

Podsuv w czasie jednego obrotu wiertła lub wiertaka bywa w przypadku a) $\delta = 0,1$ do $0,5$ mm; w przypadku b) przy zdzieraniu $\delta = 0,2$ do $1,0$ mm, a przy wygładzaniu do 6 mm (p. str. 654).

Ogólna moc zużyta $N = N_1 + N_2$. Gdy n_1 oznacza ilość obrotów/min. wała przystawki, n_2 zaś wrzeciona, to moc zużyta na bieg jałowy N_1 w MK będzie:

dla wiertarek pospolitych:

$$\text{bez napędu kołami zębatymi } N_1 = 0,0006 n_1 + 0,0005 n_2,$$

$$\text{z napędem kołami zębatymi } N_1 = 0,0006 n_1 + 0,0010 n_2,$$

dla wiertarek żórawiowych:

$$\text{bez napędu kołami zębatymi } N_1 = 0,0006 n_1 + 0,0040 n_2,$$

$$\text{z napędem kołami zębatymi } N_1 = 0,04 + 0,0006 n_1 + 0,0040 n_2.$$

Jeżeli V oznacza objętość wywiercin, t. j. metalu wywierconego w $\text{cm}^3/\text{godz.}$, a ϵ moc w MK potrzebną na wywiercenie 1 cm^3 metalu na gdz. , to moc pożyteczna wiertarki w MK będzie:

$$N_2 = \epsilon V.$$

$$\text{Dla żelaza lanego jest . . } \epsilon = 0,001 + \frac{0,001}{d} MK \text{ na } \text{cm}^3/\text{godz.},$$

$$\text{„ „ kutego „ . . } \epsilon = 0,001 + \frac{0,040}{d} MK \text{ „ „ „}$$

w których to wzorach d oznacza prześwit dziury w mm. Oznaczając nadto przez:

K_z wytrzymałość na ciągnięcie metalu wierconego w kg/mm^2 ,

δ podsuv w czasie obrotu wiertaka w mm,

v prędkość obwodową wiertaka w m/sek.,

otrzymamy dla wiertarek pospolitych:

$$N_2 = 0,044 \delta d K_z v,$$

a dla wiertarek żórawiowych:

$$N_2 = 0,062 \delta d K_z v.$$

Średnia sprawność wiertarek pospolitych bywa: $\eta = 0,83$, wiertarek żórawiowych zaś: $\eta = 0,59$.

Szacunkowo można liczyć dla małych wiertarek $N = 0,1$ do $0,3$ MK, dla średnich $0,3$ do 1 MK, a dla wielkich $N = 1$ do 2 MK.

d. Wytaczarki (do cylindrów).

Prędkość obwodowa równa się $\frac{2}{3}$ prędkości rznięcia, podanej dla tokarek; **przesuw** pięści w czasie jednego jej obrotu bywa przy zdzieraniu 0,2 do 1,0 mm, przy wygładzaniu zaś do 10 mm.

Jeżeli G oznacza wagę otoczków w kg/godz., ε moc w MK , potrzebną na odtoczenie 1 kg metalu na godz., a f przekrój wióra w mm^2 , to moc pożyteczna podług E. Hartig'a jest:

$$N_2 = \varepsilon G,$$

przyczem
$$\varepsilon = 0,034 + \frac{0,13}{f} MK \text{ na 1 kg i godz.},$$

tak że dla $f = 0,5$ | 1 | 5 | 10 | 20 mm^2 ,
 $\varepsilon = 0,294$ | 0,164 | 0,060 | 0,047 | 0,041 MK na 1 kg i godz.

e. Gryzarki (frezarki).

Szybko zazwyczaj wirujący gryz (frez) ostrymi zębami swymi odgryzowuje metal przeznaczony do zdjęcia z przedmiotu obrabianego.

Prędkość gryzowania w mm/sek. zależy od szerokości i głębokości gryzowania i bywa: w stali tyglowej 180 do 250, w żelwie (żel. lanem) 200 do 350, w żelazie kowalnym i miękkiej stali 250 do 400, a w miedzi, spiżu i mosiądzu 500 do 600 mm/godz.

Podsuv gryza zależy od jakości i przekroju materiału gryzowanego i waha się w granicach od 10 do 120 mm/min; podług innych danych podsuv ma być 0,2 do 3 mm na każdy obrót gryza.

Trzpień gryza w skrajnym końcu należy podeprzeć silną podporządką.

Mniejsze gryziki z przynależnymi, stożkowatymi trzpieniami, wsadzonymi we wrzeciono gryzarki, mogą stanowić całość nierozłączną, albo też osadzają się one na trzpieniach za pośrednictwem osadek. Ilość zębów na takich gryzach (gdy średnica ich d w mm jest mniejsza niż 200 mm) bywa:

$$\text{na gryzach zdzierakach: } z = 2,0 \sqrt{d},$$

$$\text{„ gładzikach: } z = 2,6 \sqrt{d} \text{ do } 3,0 \sqrt{d}.$$

Zęby takich gryzów wycinają się, o ile możliwości, po linii śrubowej, pochyłej do 30° względem tworzącej walca.

Większe gryzy tworzą pięść, trzymającą kilka, oddzielnie w nią wsadzonych noży, z których każdy można wymieniać niezależnie od pozostałych, a nastawia się je do cięcia podobnie jak noże strugarek.

Do gryzowania obrysów (profilu) wrębów kół zębatach i t. p. nadają się najbardziej gryzy o zębach podtaczanych, które po stępieniu można bez zmiany obrysu ponownie zaostrić przez proste zeszlifowanie.

Szacunkowo liczą na małe gryzarki $N = 0,1$ do $0,5 MK$, na średniej wielkości $N = 0,5$ do $1,0 MK$, a na duże $N = 1$ do $5 MK$.

f. Strugownice (heblarki).

Zaleca się napęd oddzielnym pasem na bieg roboczy i oddzielnym na powrót jałowy. Prędkość biegu stolnicy miewa się do prędkości biegu pasa jak 1:50.

Stolnica otrzymuje ruch napędem zębnicowym, ślimakowym, albo śrubą przesuwową, która się nadaje zwłaszcza do najcięższych robót. W małych strugownicach, o przesuwach do 600 mm, do poruszania stolnic stosują i mimośrodowo sprzężone w jarzmo (kulisę).

Prędkość strugania bywa u wielkich strugownic 90, u średnio-wielkich 100, a u małych 110 mm/sek. (por. str. 654).

Powrót (jałowy) odbywa się w stosunku prędkości 2:1 u strugownic wielkich, a do 4:1 u małych.

Nasunięcie (poprzeczne) następuje bądźto w końcu powrotu, bądź też tuż przed rozpoczęciem strugania; nasuw bywa 0,4 do 0,2 mm przy zdzieraniu, a 3 do 12 mm przy gładzeniu.

Grubość (głębokość) wióra bywa z żelaza lanego nie ponad 20 mm,

"	"	"	"	"	"	kowalnego	"	12 mm,
"	"	"	"	"	"	ze stali	"	8 mm,
"	"	"	"	"	"	ze spiżu	"	4 mm.

Moc ogólna zużywana: $N = N_1 + N_2$,

przyczem $N_1 = 0,8 N_2$, a $N_2 = \varepsilon G$,

jeżeli G oznacza wagę strużyn w kg/godz., ε zaś moc w MK , potrzebną na zestruganie 1 kg strużyn na godz. Dla średnich przekrojów wióra f (w mm²) bywa:

$$\varepsilon = 0,034 + \frac{0,13}{f} MK \text{ na } 1 \text{ kg/godz.}; \quad (\text{por. str. 657}).$$

W przybliżeniu jest dla: stali . . . $\varepsilon = 0,246 MK$ na 1 kg/godz.,

żel. kowaln. $\varepsilon = 0,114$ " " ,

żeliwa . . . $\varepsilon = 0,113$ " " ,

spiżu . . . $\varepsilon = 0,028$ " " .

Średnio liczą przy użyciu jednego tylko noża i zwykłej długości stolnicy:

na strugownicę o 500 do 700 mm szerokości strugania 1 do 1,5 MK ,

" " 800 " 1200 mm " " 2 " 3 MK .

" " 1200 " 1600 mm " " 3,5 " 5 MK .

Każdy nóż dodatkowy powiększa moc potrzebną o 0,3 do 1,5 MK .

Średnia **sprawność** strugownic bywa $\eta = 0,55$.

W **strugarkach** (szepingach) nóż nasadza się na strużak, który otrzymuje ruch albo od jarzma sprzęgającego dwa krzyżulce na korbach (p. str. 560), mianowicie na mniejsze wyężenia i przy małym przesuwie (do 500 mm), albo też, zwłaszcza przy większych wyężeniach i przesuwach, od zębicy lub od śruby. W pierwszym przypadku do napędu używa się kół schodkowych (p. str. 480), w których stosunek stopni tak się oblicza, aby prędkość strugania przy najmniejszym i największym skoku pozostawała jednakową.

Ilość stopni zależy od największego skoku i bywa od 3 do 5. Nasuw (w poprzek ruchu strużaka) powinien dać się zmieniać: boczny w granicach od 0,4 do 3,0 mm, pionowy zaś w granicach o połowę mniejszych.

g. Piły do metali.

Piły tarczowe; pilaki do rznięcia metali na zimno miewają do 200 mm średnicy, do 5 mm grubości, a podziałkę zębów do 3 mm.

Większe piły, pracujące na zimno, miewają pilaki do 800 mm średnicy, do 8 mm grubości, z zębami na obie strony po 1,5 mm rozszerzonymi i o podziałce 5 do 12 mm. Prędkość obwodowa 220 mm/sek.; podsuw 0,125 do 0,25 mm/sek.

I **piły taśmowe** zdobywają sobie do rznięcia metali na zimno coraz to większe zastosowanie.*)

Pilaki tarczowe, do rznięcia metali **na gorąco**, miewają 0,8 do 1,2 m średnicy i obracają się z prędkością obwodową 60 do 100 m/sek. Podziałka zębów 20 do 40 mm, głębokość wrębów pomiędzy zębami 10 do 20 mm; grubość pilaka 3 do 4 mm.

h. Toczylka i szlifierki. **)

Średnia **prędkość obwodowa** toczaków, t. j. kamieni do noży narzędziowych, bywa $v = 3$ do 5 m/sek., do szlifowania zaś przedmiotów obrabianych $v = 10$ do 12 m/sek.

Spółczynnik tarcia μ pomiędzy piaskowcem a żelazem p. str. 219.

Jeżeli D oznacza średnicę toczaka w m, v jego prędkość obwodową w m/sek., P siłę przyciskania przedmiotu szlifowanego do toczaka w kg, to **cała praca zużyta** w toczydło będzie $N = N_1 + N_2$, w którym to wzorze **praca jałowa** w MK jest $N_1 = 0,0264 D v$,

a **praca pożyteczna**
$$N_2 = \mu \frac{P v}{75}.$$

Krażki szmyrgłowe szlifierek obracają się z prędkością obwodową 20 do 30 m/sek., krażki zaś drewniane, obciążone skórą i poszmyrgłone (do szlifowania przedmiotów mosiężnych) otrzymują do 35 m/sek. prędkości obwodowej.

i. Młoty.

1. Młoty wahakowe.

Zwykle młoty wahakowe. Podrzut 52 do 65 cm; ilość uderzeń na min. 80 (200) do 120 (350); waga bijaka 200 (12) do 300 (100) kg. Średnia sprawność $\eta = 0,8$. Liczby w nawiasach odnoszą się do młotów szybkobijących.

*) P. Möller. Piły taśmowe do obróbki metali, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 1341 i nast.; tamże znajdują się bliższe dane dotyczące pilaka, jako też prędkości przecinania i podsuwania.

**) M. Grüber, Stan naprężenia w toczakach i krażkach szmyrgłowych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 860 i nast.

Młoty z nosem. Podrzut 60 do 100 cm. Ilość uderzeń/min. 40 do 60. Waga bijaka 700 do 1200 kg.

Młoty z ogonem. Stosunek długości ramion wahaka bywa 4:9 do 4:12. Podrzut 50 cm, ilość uderzeń na min. 120. Waga bijaka 200 do 320 kg, niekiedy do 750 kg.

Młoty te na ugniecenie batwana z dymarki (fryszarki) potrzebują 14 do 18 MK i 30 do 35 min.

Młoty cierne. Podrzut 1,2 do 2,4 m; ilość uderzeń na min. 50 do 150; waga bijaka 150 do 750 kg. *)

2. Młoty parowe.

Waga baby, podrzut i ilość uderzeń na min. zależą od przeznaczenia młota. Podług A. Ledebur'a jest:

Przeznaczenie młota	Waga baby kg	Podrzut m	Ilość uderzeń na min.
W kuźniach:			
na drobne sztuki	50—500	0,15—0,6	200—400
„ większe „	500—1000	0,6—1,0	100—200
Przy płomieniakach (w pudlingarniach):			
do ugniatania batwanów . . .	1500—2500	1,0—1,5	80—100
W walcowniach żelaza:			
do skuwania i ugniatania sztuk średniej wielkości	2500—5000	1,25—1,8	80—100
do płaszczenia batwanów . .	5000—10000	1,5—2,4	60—80
W stalowniach:			
do kucia przedmiotów ze stali zlewnej, średniej wielkości . .	10000—20000	2,0—3,0	60—80
na sztuki większe	20000—50000	3,0—3,2	60

Podług doświadczeń Kick'a praca uderzeń na wykucie podobnych kształtów z podobnych brył tego samego metalu pozostaje w prostym stosunku do objętości tychże brył.

Obliczenie młotów parowych, (podług v. Hauer'a).

Niechaj oznacza:

G wagę spadającej baby z bijakiem, tłokiem i tłoczyskiem w kg,

H skok tłoka w m (podrzut młota),

H_1 skok tłoka, aż do punktu, w którym następuje przestawienie, w m,

R opór tarcia w kg,

d średnicę tłoka w m,

F' całe pole tłoka w m²,

*) Glasers Ann. Tom II, str. 104; Zeitschr. d. V. d. Ing. 1870, str. 751.

r pole tłoka w m^2 , po potrąceniu pola przekroju tłoczyska,
 $A = 10000 \text{ kg/m}^2$ ciśnienie 1 atm.,

p ciśnienie bezwzględne pary wlotowej w atm.,

p' ciśnienie bezwzględne pary wylotowej w atm.,

e stosunek rozprężania pary podrzucającej (skok: drogę tłoka podczas pełnego ciśnienia),

$e' = \frac{H - H_1 + z}{z}$ stosunek sprężania (ściśnienia), przy czym z jest odległością tłoka (w najwyższym jego położeniu) od górnej pokrywy cylindra w m,

$$\beta = \frac{1 + \ln e}{e}, \text{ a } \beta' = \frac{e' \ln e'}{e' - 1}.$$

Dla $e = 1,25, 1,5, 1,75, 2$
 będzie $\beta = 0,979; 0,937; 0,891; 0,847$.

Dla $e' = 3, 4, 5, 6$
 będzie $\beta' = 1,648; 1,848; 2,012; 2,150$.

Wysokość podrzutu H bywa w przybliżeniu $= 0,025 \sqrt{G}$.

Średnica tłoczyska u młotów grubotłoczyskowych bywa $\frac{1}{2}$ do $\frac{5}{8} d$, u młotów cienkotłoczyskowych zaś:

przy podrzucie	do kucia żelaza	do kucia stali
mniejszym niż 1 m	$\frac{1}{12}$ do $\frac{1}{10} d$	$\frac{1}{10}$ do $\frac{1}{8} d$
1 do 2 m	$\frac{1}{10}$ do $\frac{1}{8} d$	$\frac{1}{8}$ do $\frac{1}{6} d$
ponad 2 m	$\frac{1}{8}$ do $\frac{1}{6} d$	$\frac{1}{6}$ do $\frac{1}{5} d$

przy zastosowaniu dociskania parą świeżą należy średnicę tłoczyska powiększyć o 25%.

Poniższe wzory stosują się do młotów z rozprężaniem pary podrzucającej; dla młotów bez rozprężania pary będzie $e = 1$, wskutek czego i $\beta = 1$.

a. Młoty bez dociskania parą i bez odrzutu.

Uwaga. Jeżeli przy spadaniu baby para ciśnie na tłok z góry, to dodaje ona przyspieszenia, czyli dociska młot; jeżeli tłok przy końcu podrzutu spręża, t. j. ścisza powietrze pod górną pokrywą cylindra, to przy spadaniu baby powietrze, rozprężając się powrotnie, odrzuca tłok od siebie, czyli również dodaje przyspieszenia.

$$F' > \frac{G + R}{A [r (\beta p - 1) + 1 - p']};$$

$$H_1 = H \frac{G + R + A F' (p' - 1) (1 - r)}{A F' r (\beta p - p')}$$

Dla $r = 0,97$, $p' = 1,1$ i $R = 0,08 G$ będzie:

$$F' > \frac{G}{8981 [\beta p - 1,103]}; \quad H_1 = H \frac{G + 27,8 F'}{8981 F' (\beta p - 1,1)}$$

β. Młoty bez pary dociskającej, lecz z odrzutem.

$$F > \frac{G + R}{A [r(\beta p - 1) + 1 - p']};$$

$$H_1 = H \frac{G + R - A F (r p' + 1 - r - \beta' p')}{A F [r(\beta p - p') + p'(\beta' - 1)]}.$$

Dla $r = 0,96$, $p' = 1,1$ i $R = 0,08 G$ będzie:

$$F > \frac{G}{8888 (\beta p - 1,104)};$$

$$H_1 = H \frac{G + 10185 F (\beta' - 0,996)}{10185 F (0,873 \beta p + \beta' - 1,96)}.$$

γ. Młoty z parą dociskającą.

$$F > \frac{G + R}{A [r(\beta p - 1) + 1 - p']};$$

$$H_1 = H \frac{G + R + A F (p - r p' + r - 1)}{A F [r(\beta p - p') + p - p']}.$$

Dla $p' = 1,1$ i $R = 0,08 G$ będzie:

$$F > \frac{G}{9259 [r(\beta p - 1) - 0,1]};$$

$$H_1 = H \frac{G + 9259 F (p - 0,1 r - 1)}{9259 F [r(\beta p - 1,1) + p - 1,1]}.$$

δ. Młoty z rozprężaniem pary dociskającej (podł. Daelen'a).

$$F = \frac{1}{A} \frac{(G + R) H}{H_1 (r p - 1) + H(2 - p' - r) - M \ln c},$$

przyczem

$$c = \frac{H - H_1 (1 - r)}{r H},$$

a $M = H_1 (r p - p') + H p'$.

H_1 dobiera się tem mniejsze w stosunku do H , im większą ma być siła i ilość uderzeń.

Dla $p' = 1,1$ i $R = 0,08 G$ będzie:

$$F = \frac{G H}{9259 H_1 (r p - 1) + H(0,9 - r) - M \ln c}.$$

Rys. 508 przedstawia kurek Wilson'a używany jako stawidło do młotów Daelen'a.

Włot pary $= 1/16$ do $1/20$ przekroju tłoka. Wysokość cylindra (nawet bez odrzutu) bywa nieco większa, niż odpowiadająca skokowi tłoka. Tłok uszczelnia się pierścieniami samoprężnymi. Grubość ściany cylindra nieco większa niż zwykle, często górą o $1/6$ mniejsza niż u dołu.

Baba w najniższym położeniu powinna być prowadzona jeszcze na 0,6 swej długości. Więżba młota jednostronna stosuje się przy babach wagi do 700 kg, przy cięższych zaś obustronna.

Waga kłodziska (szaboty) bywa:

pod młoty do żelaza: $6H$ razy (nie mniej jednak niż 8 razy) większa niż waga baby;

pod młoty do stali: $10H$ razy (przynajmniej jednak 12 razy) większa niż waga baby.

Pod młoty o parze dociskającej wagę kłodziska zwiększają o 30%.

Nacisk P na poduszkę pod kłodziskiem (w kg), spowodowany uderzeniami, liczą średnio:

pod młotami, przekuwającymi balwany:

$$P = 30 GH \text{ do } 60 GH;$$

pod młotami skuwającymi snopy (pakiety):

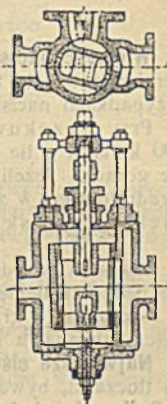
$$P = 60 GH \text{ do } 95 GH;$$

pod młotami do stali:

$$P = 95 GH \text{ do } 125 GH.$$

We wzorach tych H oznacza wysokość podrzutu w m, a u młotów z dociskaniem parą lub odrzutem istotną wysokość prędkości. Do nacisku tak określonego dolicza się jeszcze waga kłodziska. O bezpiecznym obciążeniu gruntu p. Tom II str. 150 i nast.

Rys. 508.



k. Kuźnlarki (Tłoczarki kuzienne).

Zamiast młotów parowych znajdują od niedawna szerokie zastosowanie, zwłaszcza do wyrobów hurtniczych,^{*)} oraz do wielkich sztuk zlewnych i stalowych, kuźniarki hydrauliczne, t. j. tłoczarki poruszane ciśnieniem wody. Zalecają się one równomiernością ugniatania, wielką sprawnością (a więc małym zużyciem pary) i łatwym posadowieniem. Nie sprawiają one ani wstrząśnień, ani łoskotu, a nadają się nie tylko do kucia, ale i do wytłaczania w podtłoczkach (matrycach) i do t. p. robót.

1. Rozróżniamy 3 rodzaje urządzeń tłoczni:

1. **Tłocznie z akumulatorem i pompą.** Tłoczarka i pompa pracują zawsze pełnym ciśnieniem akumulatora; stosując kilka tłoków o różnych przekrojach, albo kilka akumulatorów o różnych ciśnieniach, możemy osiągnąć mniejsze zużycie pracy skutkiem lepszego dostosowania się do zmiennych potrzeb wyrobu. Kilka takich tłoczek można pędzić wspólną pompą i akumulatorem.

2. **Tłoczarki napędzane bezpośrednio pompą.** Zużycie pracy można łatwo przystosowywać do chwilowej potrzeby, a że akumulator jest zbyteczny, więc koszt urządzenia bywa mniejszy. Ponieważ jednak pompy muszą być zbudowane i na największą prędkość tłoka tłoczarki, więc też całe urządzenie wymaga wiele miejsca, a koszty utrzymania są wysokie.

^{*)} T. zn. wyrabianych masowo, czyli hurtem.

3. **Tłocznie o tłoczkach pędzonych z pośrednic parowych lub powietrznych.** Ten układ jest najprostszy, wymaga najmniej miejsca, pozwala pracować szybko, a zużycie pracy (pary) przystosowuje się samodzielnie do oporu materiału przekuwanego.

2. Wymiary kuźniarek.

Wielkość nacisku stosuje się do wielkości i kształtu przedmiotu obrabianego, jako też do szerokości tłoczników, a w szczególnych przypadkach nacisk ten oznacza się doświadczeniem.

Przy przekuwaniu balwanów używają zazwyczaj ciśnienia 600 kg/cm², o ile balwany zlewne lub z miękkiej stali są dostatecznie gorące. Jeżeli zatem d oznacza grubość największego balwana kwadratowego, b zaś szerokość grzbietu podtłocza w cm, to największy nacisk tłoczący w kg będzie:

$$P = 600 b d.$$

Dla stali twardszej, którą można nagrzewać tylko do czerwoności, niezbędne ciśnienie będzie znacznie wyższe.

Szerokość b grzbietu podtłocza bywa zawsze mniejsza od grubości balwana, a mianowicie bywa ona 100 do 600 mm.

Największe ciśnienie wody, odpowiadające największemu naciskowi tłoczkarki, bywa 300 do 500 kg/cm.

Całkowity skok tłoka powinien być dostateczny, by można było wygodnie obracać największe sztuki przekuwane, a zatem do kucia balwanów starczy skok: $h = 1,5 d$.

Każdy skok **pośrednicy parowej** powoduje w tłoczance **utłok** = $1/10$ do $1/6$ jej skoku całkowitego.

Wzajemna **odległość słupów** kuźniarki zależy od sposobu pracy i wielkości sztuk przekuwanych; ze względów wytrzymałości odległość ta powinna być możliwie jak najmniejsza.

Prędkość tłoczniaka podczas wywierania największego nacisku bywa we wielkich kuźniarkach napędzanych pompą 25 do 50 mm/sek.; przy zastosowaniu pośrednic parowych bywa ona większa, a bieg jałowy jeszcze znacznie prędszy.

Ilość skoków zależy od rodzaju przedmiotów wykuwanych i od rodzaju kucia i bywa średnio 20 do 30, przy gładzeniu zaś do 40 na min.

Podstawą obliczenia pomp i akumulatorów (albo pośrednic) jest nacisk, oraz ilość i wielkość skoków. Tablice poniższe kuźniarek fabryk niemieckich mogą służyć za wskazówkę przy doborze rozmiarów.

Kuźniarki hydrauliczne z pośrednicą parową.

Nacisk w tonach	150	300	350	400	500	600	700	800	1000	1200	1500	1800	2000	4500	6000	7500	8000
Odległość słupów od siebie mm	800	800	900	1500	1500	1500	1500	1500	2440	2200	2200	2600	2600	3200	4500	4320	3860
Utłok (skok jednorazowy) mm	65	75	75	75	100	100	100	120	150	150	150	150	150	180	180	200	200
Skok ogólny mm	400	400	500	600	800	800	1000	1000	1000	1200	1400	1400	1500	1500	1500	1500	2000

Kuźniarki napędzane bezpośrednio pompą (bez akumulatora).

Nacisk w tonach	300	600	1200
Odlęgłość środków słupów od siebie mm	1300	1700	2200
	900	1100	1500
Skok mm	900	800	1100

3. Szczegóły urządzeń kuźniarek.

Kuźniarka właściwa (tłoczarka) składa się zazwyczaj z dwóch oczepów złączonych czterema słupami; u oczepu górnego siedzi zazwyczaj cylinder tłoczniarki, na dolnym zaś przytwierdza się podtłocze.

Oczepy kuźniarek małych bywają żeliwne, odlane w całości, wielkich natomiast ze stali lanej i odlewane w częściach.

Słupy, a raczej ściągi, odkuwają się ze stali o przekrojach nader suto ustosunkowanych, bo przy mimoosiowych naciskach powstają w nich silne gięcia, które powodowałyby drganie wierzchniego oczepu.

Cylinder tłoczniarki odlewa się ze stali. Tłocznik siedzi na poprzeczniku, osadzonym stale na tłoku, a prowadzonym po owych czterech słupach. Tłok, znajdując się w swem najniższym położeniu, powinien mieć jeszcze dostateczne prowadzenie w cylindrze, a wymiana natłoczek skórzanych powinna dać się uskutecznić z łatwością.

Do podnoszenia poprzecznika, wraz z tłokiem, służy jeden lub więcej cylindrów parowych lub wodnych: W kuźniarkach z pośrednicą parową, stosują zazwyczaj cylindry parowe, w kuźniarkach zaś z pompą i akumulatorem najczęściej hydrauliczne, o niskim ciśnieniu (około 50 kg/cm²), zasilane z osobnego akumulatora. W kuźniarkach o bezpośrednim napędzie pompą, bez akumulatora, pompa ta napędza i owe cylindry.

W kuźniarkach, służących i do wytłaczania żelaza w podtłoczkach (matrycach), dodają niekiedy na dolnym oczepie mały cylinder, którego tłok wypycha z podtłoczki przedmioty już wytłoczone. Bardzo wielkie kuźniarki posiadają oddzielne cylindry przeznaczone do łatwiejszej wymiany tłoczniaka, jako też przyrządy do obracania i przesuwania przedmiotów podczas kucia.

Stawidło u kuźniarek z pośrednicą parową bywa zazwyczaj suwakiem tłokowym, który dokonywa rozdziału pary.

U kuźniarek o napędzie bezpośrednio pompą stawidło leży w wodzie, pod wysokim ciśnieniem, należy zatem stosować zawory odciążone, by ułatwić obsługę.

Do poruszania tłoczni z akumulatorem używa się ponajczęściej bliźniaczych pomp parowych, z kołem rozpędowem, ze zmiennem

rozprężaniem pary i jej skraplaniem. Do bezpośredniego napędzania tłoczarek, bez akumulatorów, potrzeba pomp możliwie szybko się rozruszających, jako też możliwie szybko dających się zatrzymywać, a więc bliźniaczych pomp parowych, zupełnie bez, a przynajmniej z bardzo lekkim tylko kołem rozprędowym, i pracujących z wielkim napełnieniem. Ruch tych pomp miarkuje się przez dławienie pary.

Na wysokie ciśnienie używają **akumulatorów** ciężarowych lub działających ściskaniem powietrzem, np. systemu Prött'a i Seelhoff'a; na niskie ciśnienie zaś akumulatorów ciężarowych. A. Borsig w Berlinie stosuje akumulatory różnicowe, u których obciąża się tłok ciężarami pod nim zawieszonymi.

Pośrednica parowa składa się ze stojącego cylindra parowego i ustawionego ponad nim cylindra wodnego, kutego ze stali; obydwa te cylindry łączą się ze sobą czterema słupami (ściągami) stalowymi. Tłoczysko cylindra parowego jest zarazem tłokiem cylindra wodnego, łączącego się przewodem rurowym z cylindrem kuźniarki. Para podnosi tłok, który opada potem własnym ciężarem. Podnosząc się, tłok parowy swem tłoczyskiem wypycha wodę z cylindra wodnego przez przewód do cylindra kuźniarki. Zawór na przewodzie między zbiornikiem wody, a cylindrem kuźniarki, dozwala przesunąć tem niskim ciśnieniem tłok aż do punktu, z którego zaczyna się właściwy utłok.

4. Warunki prawidłowego działania kuźniarek.

Bieg jałowy poprzecznika, aż do chwili zetknięcia się tłoczyska z przedmiotem odkuwany, powinien być możliwie prędko i odbywać się z pomocą wody niskiego ciśnienia lub wody ze zbiornika. Po opadnięciu tłoczyska na przedmiot przestawia się stawidło na ciśnienie wysokie, przystosowane do wielkości przedmiotu. Powrotne podniesienie tłoka ma się odbywać możliwie szybko, a tłok zatrzymywać w każdym żądanym położeniu. Stawidło powinno dać się przestawiać bez tużu.

B. Obrabiarki do drzewa.

a. Piły.

1. Traki tartaczne.

Oznaczamy przez:

H skok traka, t. j. oprawy, wraz z pilakami, w m.

h największą średnicę tartej kłody w m.

n ilość podwójnych skoków traka na min.,

v prędkość traka w m/sek.

Trak stojący z podsuwaniem kłody **walcami** (trak wielopilakowy całopienny, albo kilkopienny). Ilość pilaków do 24. Oprawa traka i korbówód powinny być możliwie lekko zbudowane: Poprzecznice górne i dolne, ze stali martynowskiej, złączone rurami; pilaki wyprężają się klinami. Pożądany jest napęd od dołu, przyczem ło-

zyska wała wykorbionego, wraz ze słupami, stawiają się na wspólnej płycie żeliwnej.

Piły traczne wymagają podgłębienia, w rodzaju piwnicy, do 1,8 m głębokiego; gdy poziom wody wykonać tego nie dozwala, umieszczają napędne koła pasowe z boku traka, a główny wał wykorbiony podpierają trzykrotnie, co dozwala zmniejszyć owo pogłębienie.

Podsuvanie kłód odbywa się, albo sposobem ciągłym, zapomocą kół ciernych, albo też w podsuwach, zapomocą wechwyków zakleszczających; pierwszy sposób wymaga znacznego pochylenia piłaków, aby dać im możność torowania sobie swobodnego ruchu, podczas gdy w drugim przypadku podsuvanie odbywa się tylko podczas opuszczania się traka i to w ten sposób, że rozpoczyna się podsuv na $\frac{3}{4}$ wysokości skoku, a kończy, gdy trak z piłakami ma jeszcze $\frac{1}{4}$ skoku do odbycia w dół.

Stosują: $H = 0,65 h$; $n = 190$ do 250 ; $v = 2,9$ m/sek. dla lekkich, a $3,3$ m/sek. dla ciężkich traków.

Długość korbowodów $= 6,5 H$; podsuv kłody daje się nastawiać podczas ruchu, w granicach od 0 do 7 mm na każde cięcie.

Wydajność na godzinę do 6-ciu kłód (po 8 m dł.) drzewa miękiego, na deski i bale. Moc ogółem zużywana N do $12 MK$.

Traki leżące miewają tylko po jednym piłaku, który trze tak przy ruchu naprzód, jako też przy wstecznym. Piłak przytwierdza się śrubami do drewnianej oprawy traka, zaopatrzonej w sanie, które suwają się dokładnie poziomo w prowadnicach żeliwnych. Długość korbowodu również drewnianego $= 3,5 H$.

Stosują: $H = 0,8 h$; $n = 210$ do 350 ; $v = 6,5$ m/sek. dla wielkich, a $v = 6,0$ m/sek. dla małych traków.

Podsuvanie ciągle; podsuv od 0 do 4 mm na 1 obrót, nastawialny podczas biegu; prędkość wózka przy powrotnym biegu jałowym około 0,4 m/sek. Moc zużywana $N = 2$ do $5 MK$.

Traki do fornirów robią 300 do 350 cięć na min. Podsuvanie ciągle, a podsuv na jeden obrót 0,5 do 1,3 mm. Wózek przesuwają pionowo, a mianowicie podczas cięcia z dołu do góry. Moc zużywana $N = 1,5$ do $2,5 MK$.

2. Piły tarczowe.

Średnica piłaka 0,15 do 1,2 m. Prędkość obwodowa u pił tnących wzdłuż 40 do 50 m/sek.; w poprzek zaś około 30 m/sek. Podsuvanie albo od ręki, albo samoczynne: linami, łańcuchami, walcami, lub wózkami, a podsuv dochodzi do 20 m/min. stosownie do gatunku i grubości drzewa. Moc zużywana N do $20 MK$.

3. Piły taśmowe.

Taśma biegnie z prędkością około 20 m/sek. po dwóch kołach 0,65 do 1,25 m średnicy, pionowo nad sobą ustawionych, a drewniane klocki nastawialne, nad i pod stołem umieszczone, prowadzą

taśmę z boku i od grzbietu. Koła obkładają się skórą, albo gumą. Górne koło bywa nadzwyczaj lekkie i sprężyste ułożone, co pozwala utrzymywać taśmę stale w stanie wyprężonym zapomocą sprężyn, odbojów gumowych lub przeciwcieżarów; oś górnego koła ma być nieco obrotliwa w swej płaszczyźnie pionowej, skutkiem czego obrzeże u koła staje się zbyt czernem. Podsuwanie odbywa się albo ręcznie, albo samoczynnie. Moc zużywana do 12 MK.

4. Wyrzynarki (piły do wyrzynania).

Skok bywa zmienny w granicach od 90 do 180 mm, ilość skoków do 600 na min. Moc zużywana $N =$ około 0,5 MK.

5. Ostrzarki do piłaków (trakowych, tarczowych i taśmowych).

Średnica krążka szmyrglowego 0,3 m, grubość jego 9 mm, prędkość obwodowa około 14 m/sek. przy ostrzeniu na sucho. Moc zużywana $N =$ około 0,5 MK.

b. Wiórarki (heblarki do drzewa).

1. Wiórarki kołowrociaste.

Obrotów na min. 200 do 250. Podsuw zmienny od 2 do 5 m/min. Moc zużywana $N =$ 3 do 6 MK.

2. Wiórarki zwykle (walcowe) i wyrówniarki.

Ilość noży 2; prędkość obwodowa pięści trzymającej noże około 22 m/sek.; podsuw do 7 m/min.

3. Wpuściarki do belek i desek.

Prędkość obwodowa noży około 25 m/sek. Średnica pięści trzymającej noże od 250 do 300 mm. Podsuwanie od ręki, albo samoczynne. Moc zużywana N do 6 MK.

d. Gryzarki, czopiarki i weinarki.

Wrzeciono robi do 3500 obr. na min. Podsuwanie zawsze ręczne. Dla pewnych robót, zachodzących zwłaszcza przy wyrobie mebli, pożądanem jest dodanie u gryzarek urządzenia, któreby pozwalało zmieniać kierunek obrotu gryza. Moc zużywana około 2 MK.

e. Obrabiarki do kopiowania.*)

Na 120 do 150 obrotów wała z gryzami przypada 1 obrót przedmiotu obrabianego. Podsuw (samoczynny) przy zdzieraniu około

*) Robotnicy w niektórych pracowniach nazywają takie obrabiarki „maszynami do malpowania”; jeśliby się godzić na podobną nazwę, to lepiejby je nazwać krócej: malpiarkami.

0,4 m, przy gładzeniu zaś około 0,09 m/min, a na 1 obrót przedmiotu obrabianego: przy zdzieraniu 10 do 12 μm , przy gładzeniu 2,5 mm. Moc zużywana $N = 1$ do 1,5 MK.

f. Świdrownice i wpusciarki świdrowe.

Podobne do wiertarek do metali (p. str. 656) tylko podsuwanie bywa zawsze ręczne. Wrzeciono świdra robi do 3000 obr/min. Moc zużywana $N =$ około 1 MK.

g. Dłuciarki.

Ilość skoków na min. 150 do 300. Prędkość rozcinania 1,5 do 2,7 m/sek. Podsuwanie ręczne, a podsuw bywa 0,5 do 2,5 mm na każdy skok. Moc zużywana $N = 0,75$ do 1,5 MK.

h. Uwagi ogólne.

Z powodu znacznej ilości obrotów u obrabiarek do drzewa należy baczyć na doskonałe ułożenie wałów i na obfite, o ile możliwości, samoczynne ich smarowanie. Należy unikać smarów tłuszczowych, a najlepiej stosować samosmary z pierścieniami, uszczelnione od pyłu.

W celu uniknięcia mitręgi przy usuwaniu wiórów i trocin przez robotników, oraz w celu zapewnienia czystego, niezapyłonego powietrza w pracowniach, zaleca się stosowanie **wywietrzników** lub **wywietrzaków, wciągających** i zabierających prądem powietrza wióry i trociny bezpośrednio z obrabiarek, które je wytwarzają.

Z powodu znacznej ilości obrotów w obrabiarkach do drzewa zaleca się do nich **napęd prądnikami (elektryczny)**, o którym szczegóły podano w dziale XVI.

II. DŹWIGNICE *) (SILNICE DO PODNOSZENIA CIĘŻARÓW).

Uwagi ogólne.

Oznaczamy przez:

- Q ciężar pożytkowy, P istotną siłę napędną,
 P_0 teoretyczną siłę napędną, któraby wystarczała do podniesienia ciężaru Q w dźwignicy pracującej bez tarcia,
 a otrzymamy **sprawność**:

$$\eta = \frac{P_0}{P}.$$

*) Patrz Ad. Ernst, Die Hebezeuge (Theorie und Kritik ausgeführter Konstruktionen) 3 Aufl. Berlin 1899; Niethammer, Elektr. Hebezeuge Berlin 1900. J. Springer:—Kammerer, Dźwignice na wystawie wszechświatowej w Paryżu, Z. d. V. d. I. 1900 i 1901.

Ogólna sprawność η jest iloczynem sprawności poszczególnych napędów składowych silnicy, działających w niej nawzajem na siebie:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots$$

Oznaczamy dalej przez:

h w m wysokość podniesienia ciężaru Q ,

s w m drogę przebytą przez punkt przytknięcia siły P (w kierunku działania tejże siły) podczas podnoszenia ciężaru,

c w m/sek. prędkość podnoszenia ciężaru,

v w m/sek. prędkość, z jaką porusza się punkt przytknięcia siły,

a z zasady o równości wykonanych prac mechanicznych wynika:

$$P_0 s = Q h; \quad P_0 = Q \frac{h}{s} = Q \frac{c}{v};$$

$$P = \frac{P_0}{\eta} = \frac{1}{\eta} Q \frac{h}{s} = \frac{1}{\eta} Q \frac{c}{v}.$$

A. Krążki.

Oznaczmy przez:

P w kg naciąg (siłę rozciągającą) w cięgnię schodzącym,

P_1 w kg naciąg w cięgnię wchodzącym (nawijaniem),

d w cm średnicę liny, żelaza w ogniwie łańcucha (wzgl. średnicę sworznia w łańcuchu przegubowym),

R w cm promień krążka, mierzony do środka cięgna,

d_1 w cm, średnicę czopa krążka,

μ_1 współczynnik tarcia czopowego (p. str. 223 i nast.),

α kąt środkowy łuku opiętego (p. str. 232 i nast.),

a otrzymamy wzór ogólny: $x = \frac{1}{\eta} = \frac{P}{P_1}$.

Opór krążka składa się z tarcia czopowego i oporu cięgna przy zginaniu podczas nawijania na krążek i przy powrotnem prostowaniu podczas odwijania. Opór ten uwzględnia się przez stosowne powiększenie ramienia ciężaru o ξ . Dla łańcuchów $\xi = \mu d$, a współczynnik tarcia μ w ogniwach bywa 0,2 w łańcuchach smarowanych, 0,3 zaś w łańcuchach pracujących na sucho. Dla lin drucianych opór pozostaje w zależności od średnicy i ustroju liny, od średnic drutów w jej skład wchodzących i samego krążka. Średnio opór ten równa się oporowi w łańcuchach pracujących na sucho.

1. Krążki do lin konopnych:

$$x = 1 + \frac{0,06 d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin \frac{1}{2} \alpha}{R} \text{ do } 1 + \frac{0,18 d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin \frac{1}{2} \alpha}{R}.$$

W przypadku najpospolitszym, gdy $\alpha = 180^\circ$, będzie:

$$\frac{P}{P_1} = x = 1 + \frac{0,06 d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \text{ do } 1 + \frac{0,18 d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R};$$

dla $R = 4d$, $d_1 = 0,8d$, $\mu_1 = 0,08$ otrzymamy z powyższego:

gdy $d =$	1,6	2,6	3,6	4,6	5,2 cm
$\frac{P}{P_1} = x =$	1,04 do 1,09	1,06 do 1,13	1,07 do 1,18	1,09 do 1,22	1,09 do 1,25.

2. Do oznaczenia sprawności krążków do lin drucianych dotychczasowe doświadczenia nie wystarczają. Dla lin o średnicy $d = 1,6$ do $1,8$ cm, grubości drutu $\delta = 0,9$ do $1,0$ mm, ilości drutów w linie $i = 144$, przy krążkach o średnicy $2R = 50$ do 60 cm, z czopami o średnicy $d_1 = 8$ cm, bywa średnio:

$$\frac{P}{P_1} = \frac{1}{\eta} = x = 1,04.$$

3. Krążki łańcuszne.

$$x = 1 + \frac{0,2d}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin \frac{1}{2} \alpha}{R} \text{ do } 1 + \frac{0,3d}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin \frac{1}{2} \alpha}{R}.$$

W przypadku najpospolitszym, gdy $\alpha = 180^\circ$, będzie:

$$\frac{P}{P_1} = x = 1 + \frac{0,2d}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \text{ do } 1 + \frac{0,3d}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R};$$

dla $R = 10d$; $d_1 = 3d$, $\mu_1 = 0,08$ otrzymamy z powyższego, niezależnie od d , stosownie do sztywności łańcucha, wartości:

$$\frac{P}{P_1} = x = 1,044 \text{ do } 1,06.$$

Dla krążków łańcusznych, uzębionych lub gniazdkowych bierzemy najwyższą wartość $x = 1,06$.

W szczególności mamy:

1. dla krążków stałych (rys. 509).

$$P_1 = Q, \text{ a zatem } P = Qx;$$

2. dla biernych krążków przesuwnych (rys. 510).

$$Q = \sqrt{P^2 + P_1^2 - 2PP_1 \cos \alpha}$$

lub też

$$P = Q \frac{x}{\sqrt{1 + x^2 - 2x \cos \alpha}}.$$

W przypadku zwykłym, gdy $\alpha = 180^\circ$, będzie:

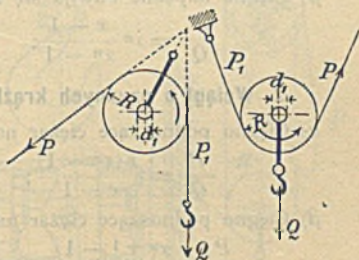
$$P = Q \frac{x}{1+x}; \quad P_1 = Q \frac{1}{1+x}.$$

3. Dla czynnych krążków przesuwnych (rys. 511) i $\alpha = 180^\circ$, (podstawiając Q za P) otrzymamy:

$$P_1 = Qx \text{ i } P = Q + P_1 = Q(1+x).$$

Rys. 509.

Rys. 510.



Rys. 511.



B. Wciągi.

a. Wciągi zwykłe (wielokrążki), o wspólnej drodze krążków przesuwnych.

Krążki przesuwne są **bierny**, gdy u nich wisi ciężar Q , który podnosimy mniejszą siłą P . Naodwrot są one **czynny**, gdy działa na nie większa siła P , w celu podniesienia mniejszego ciężaru Q . Oznaczamy przez:

Q ciężar, a P siłę,

n liczbę krążków (parzystą lub nieparzystą stosownie do umocowania jednego końca cięgna),

x wartość określoną poprzednio dla krążków w rozdziale A.,

η sprawność wciągu.

1. Wciągi o biernych krążkach przesuwnych, $Q > P$.

α) Cięgno napędne odwija się z krążka przesuwneho:

$$\frac{P}{Q} = x^n \frac{x-1}{x^{n+1}-1}; \quad \eta = \frac{1}{(n+x)} \frac{x^{n+1}-1}{x-1}.$$

A więc dla η średnio dla łań- cuchów } smarowanych } prac. na sucho	$n =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
			0,96	0,96	0,94	0,93	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,83	0,81	0,79	0,78	0,77

Dla **lin drucianych**, przy średnicy krążków $D \geq 500 \delta$ i grubości drutów $\delta \leq 1$ mm, można brać wartości powyżej podane dla łańcuchów smarowanych; natomiast przy $D = 400 \delta$ należy brać wartości dla łańcuchów pracujących na sucho.

β) Cięgno napędne odwija się z krążka stałego:

$$\frac{P}{Q} = x^n \frac{x-1}{x^n-1}; \quad \eta = \frac{1}{n} \frac{x^n-1}{x-1}.$$

2. Wciągi o czynnych krążkach przesuwnych, $Q < P$.

α) Cięgno podnoszące ciężar nawija się na krążek stały:

$$\frac{P}{Q} = \frac{x(x^n-1)}{x-1}; \quad \eta = \frac{n}{x} \frac{x-1}{x^n-1}.$$

β) Cięgno podnoszące ciężar nawija się na krążek przesuwny:

$$\frac{P}{Q} = \frac{x^{n+1}-1}{x-1}; \quad \eta = (n+1) \frac{x-1}{x^{n+1}-1}.$$

b. Wciąg różnicowy Weston'a (rys. 513).

Teoretyczne przełożenie będzie (P_0 p str. 669):

$$\frac{P_0}{Q} = \varphi = \frac{1}{2} \frac{R_2 - R_1}{R_2};$$

podstawiając zaś $x = 1 + \psi$, czyli $\psi = x - 1$, otrzymamy wzór przybliżony:

$$\frac{P}{Q} = \frac{P_0}{Q} + \psi = \frac{1}{2} \frac{R_2 - R_1}{R_2} + \psi,$$

a dalej sprawność:

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\varphi}{\varphi + \psi}.$$

Z wzoru powyższego otrzymamy wartości poniższe dla wciągu łańcuchowego o $\psi = 0,06$:

$R_1 : R_2$	$Q : P$	η
7 : 8	8,2	0,51
8 : 9	8,6	0,48
9 : 10	9,1	0,45
10 : 11	9,5	0,43
11 : 12	9,8	0,41
14 : 15	10,7	0,36

Dokładniejsze obliczenie wykaże (zgodnie z doświadczeniem) sprawność w przybliżeniu jeszcze o 6% mniejszą.

Warunek samohamowości wciągu brzmi:

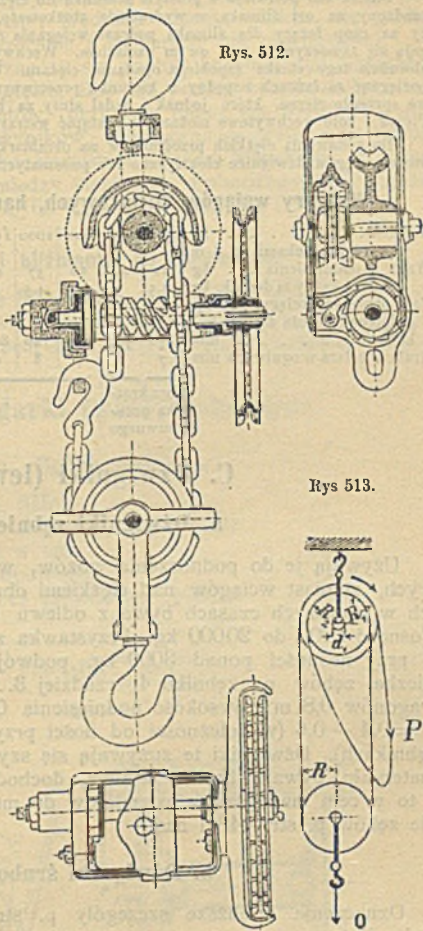
$$\frac{R_1}{R_2} \geq 1 - 2\psi,$$

któremu czyni zadość najniższa wartość:

$$R_1 : R_2 = 8 : 9.$$

Łańcuchy dokładne wypada obciążać możliwie słabo, aby nie spowodować wydłużenia oddzielnych ogniów (p. str. 526 i nast.).

Wciągi różnicowe, obciążane często pełnym ciężarem, niszczą się szybko.



Rys. 512.

Rys 513.

c. Wciągi ślimakowe.

Wyrobiane o gwincie dwuzwitym, stromo pochyłym (około 22°), miewają sprawność $\eta = 0,60$ do $0,65$; z powodu braku samohamowości potrzebują one dodatkowego wstrzymania (wechwyty i hamulca). Wzorując się na wciągu E. Becker'a (p. rys. 512), stosują prze-

ważnic hamulce dociągane ciężarem, t. j. naciskiem zębów koła na zęby ślimaka.

Nacisk ten pozostaje w prostym stosunku do ciężaru, a wypcha on stożek żelazny, osadzony na osi ślimaka, w wydrążenie stożkowate, którego wysokok zewnątrzny służy za czop leżący dla ślimaka podczas wciągania ciężaru. ponieważ stożki te sprężają się samoczynnie pod owym naciskiem. Wechwył piaska w zęby na zewnątrznym obwodzie tego stożka zapobiega opadaniu ciężaru. W celu opuszczania ciężaru należy pociągnąć za łańcuch napędny w kierunku przeciwnym, przez co luzujemy owe stożkowe sprzęgło cierne, które jednak i nadal służy za hamulec przy opuszczaniu ciężaru. Piesek i koło wechwyłowe można też zastąpić wstrzymnikami działającymi bez hałasu.

Do podawania ciężkich przedmiotów na obrabiarki stosują w nowszych czasach zamiast wciągów dźwignice elektryczne lub pneumatyczne.

Wymiary wciągów ślimakowych, hamowanych ciężarem.

Nośność kg	300	500	600	1000	1500	2000	3000	4000	5000	6000	7500
Waga { z łańcuchami na 3 m											
{ podniesienia . . . kg	22	28	28	37	46	65	78	100	120	160	195
{ na każdy m dodatk. kg	2,5	3	3,5	4,5	5	7	8	10	12	14	16,5
Cała długość wciągu podciągniętego (od łoża do łoża haków) mm	450	500	600	740	800	900	1000	1120	1200	1300	1300
Grubość żelaza w ogniwach mu	7	8	7	8	9	10,5	12	14	16	17,5	18,5
	bez krążka przesuwne		z krążkiem przesuwne								

C. Dźwigniki (lewary).

a. Dźwigniki zębnicowe.

Używają je do podnoszenia wozów, wagonów, stawidel upustowych, zamiast wciągów nad ciężkimi obrabiarkami i t. p. Więźba ich w nowszych czasach bywa z odlewu kowalnego lub stalowego. Nośność 2000 do 20000 kg. Przystawka z kół zębatach pojedyncza, a przy nośności ponad 3000 kg. podwójna; przełożenia $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{7}$. Liczba zębów na zębniku 4, rzadziej 3. Wysokość dźwignika do wagonów 0,8 m; wysokość podniesienia 0,25 — 0,5 m. Sprawność $\eta = 0,4 - 0,6$ (w zależności od ilości przystawek i ilości zębów na zębnikach). Dźwigniki te zużywają się szybko, ponieważ naprężenia materiału bywają bardzo wielkie, dochodząc do $k = 1500 \text{ kg/cm}^2$, a to w celu zmniejszenia rozmiarów do możliwych granic. Obliczenie zębów p. str. 448 i nast.

b. Dźwigniki śrubowe.

Oznaczenia i bliższe szczegóły p. str. 227 i nast. Sprawność śruby jest:

$$\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \rho)}$$

Pochyłość gwintu	tg $\alpha = 0,04$	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125;
pokręcamy śrubę, a	$\eta = 0,22$	0,26	0,30	0,33	0,36	0,41	0,46 ;
pokręcamy naśrubkiem, a	$\eta = 0,15$	0,18	0,21	0,24	0,26	0,30	0,35.

Samohamowność jest zapewniona, gdy pochyłość gwintu $\alpha < \rho$; α bywa zwykle 5° do 6° ; (co odpowiada wartości $\mu \approx 0,1$).

Ciśnienie w rdzeniu śruby stalowej lub z drobnoziarnistego żelaza bywa 300 do 500 kg/cm²; średnicę rdzenia oblicza się podług wytrzymałości złożonej (kręcenie z ciśnieniem lub ciągnięciem).

Wysokość naśrubka oznacza się podług bezpiecznego naprężenia gwintów pracujących na gięcie, albo też podług bezpiecznego ciśnienia na powierzchnię gwintów, przyczem bierze się większy z obydwóch tak otrzymanych wyników. Bezpieczne ciśnienie na powierzchnię między stałą lub drobnoziarnistym żelazem kowalnym, a spżem bywa $k \approx 100$ kg/cm²; między stałą lub drobnoziarnistym żelazem kowalnym, a żelwem: $k \approx 60$ kg/cm² (p. str. 434 i nast.).

Dźwigniki bliźniacze do parowozów.

Największe obciążenie 50 t, zatem na każdą z 4-ch śrub przypada 12,5 t. Wysokość podniesienia 1,75 m. Długość poprzecznie między koźłami 3,45 m. Napęd śrub odbywa się przystawkami zazęzionymi.

D. Dźwigarki (windy) obrotowe.

a. Bębny linkowe.

Oznaczmy przez (rys. 515):

R promień bębna w cm, d grubość linki w cm,

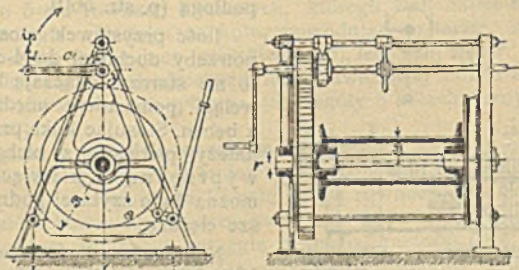
$d_1 = 2r$ średnicę czopa w cm,

μ_1 współczynnik tarcia czopowego,

a sprawność bębna (bez przystawek) będzie:

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,09 \frac{d^2}{R} + \frac{\mu_1 r}{R}}$$

Rys. 515.



Jeżeli, np. dla lin konopnych, $R = 6d$, $d_1 = 2d$, $\mu_1 = 0,08$, to

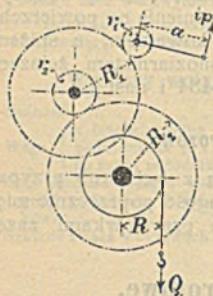
$$\eta = \frac{1}{1,013 + 0,015 d}$$

Gdy $d = 1,0$ | $1,5$ | $2,0$ | $2,5$ | $3,0$ | $3,5$ | $4,0$ | $4,5$ | $5,0$ cm,
to $\eta = 0,97$ | $0,965$ | $0,96$ | $0,95$ | $0,945$ | $0,94$ | $0,93$ | $0,925$ | $0,92$.

Obliczenie lin i łańcuchów, stosunek promienia bębna do grubości lin lub ogniw łańcucha p. str. 520 i nast., oraz 525 i nast.

b. Przystawki.

Rys. 516.

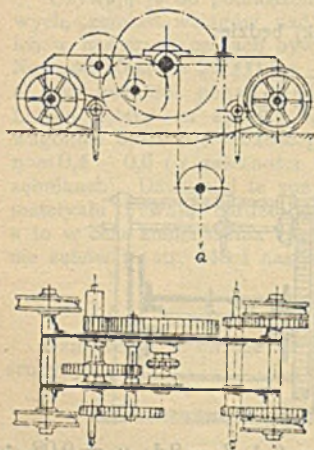


Oznaczamy przez (rys. 516):

- Q ciężar w kg,
- R promień bębna w cm, mierzony do środka liny lub łańcucha,
- c prędkość podnoszenia ciężaru w m/sek,
- i liczbę robotników,
- p siłę jednego robotnika w kg,
- $P = i p$ siłę działającą na korbę w kg,
- a ramię korby w cm (p. str. 560),
- v prędkość korby w m/sek,
- φ całkowity stosunek przełożeń przystawek,
- η sprawność całkowitą.

Całkowity stosunek przełożeń: $\varphi = \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} \dots = \eta \frac{Pa}{QR}$, wypada tak rozszcześcić na składowe, poszczególne stosunki przełożeń $r_1 : R_1, r_2 : R_2 \dots$, aby żaden z nich nie był mniejszy jak 1:8.

Rys. 517.



1. Napęd ręczny.

W danym razie bywa $i = 1, 2$ lub 4 ; $p = 10$ do 15 kg przy 8 godzinnej pracy na dobę; $v = 0,8$ do $1,0$ m/sek; $a = 35$ do 40 cm. Wał korbowy w wysokości ≈ 1 m nad podłogą (p. str. 560).

Ilość przystawek stosownie do potrzeby dochodzi do 4-ch, a gdy to nie starczy, włączają krążki lub wciągi pomocnicze między ciężar a bęben. Stosując kilka przystawek, należy pierwszą z nich urządzić wyprężną, t. j. wyłączalną, by można było szybciej podnosić lżejsze ciężary.

Najmniejsza ilość zębów bywa 10 do 12; podziałka zębów t wyznacza się z wielkości nacisku na teź zęby (p. str. 459 i nast.). Szerokość zębów $b = 2t$. Sprawność $\eta \approx 0,92$ dla każdej poszczególnej przystawki, łącznie z tarciami

międzyzębnem i czopowem. Prędkość podnoszenia ciężaru oblicza się z jego wielkości i mocy robotników (ipv kgm/sek.):

$$c = \eta \frac{ipv}{Q}.$$

Rodzaje ustrojów: dźwigarki stałe (rys. 515), dźwigarki przesuwne na wózkach (rys. 517).

2. Napęd silnikami

odbywa się za pośrednictwem pasów, lin, wałów, albo też wprost silnikami: siła napędna powinna być dostatecznie wielka, aby dwie przystawki wystarczały. Prądniki (elektromotory) miewają tak znaczną ilość obrotów, że wymagają często po 3 przystawki, o ile się ich nie zastąpi napędem ślimaczym, ze ślimakiem zanurzonym w oleju (η do 0,85). Najmniejsza ilość zębów zależy od rozporządzalnego miejsca, oraz od ilości obrotów i bywa 20, wyjątkowo do 12, przyczem bazyć wypada na sute wymiary zębów (podziałkę i szerokość), jako też na prawidłowe ułożenie czopów w łożyskach. Prędkość podnoszenia bywa $c \approx 0,1$ m/sek. dla wielkich, do $c \approx 0,8$ m/sek dla małych ciężarów.

Przy **napędzie pasowym** stosują dla każdego kierunku ruchu zazwyczaj pas oddzielny, jeden obręczowaty, drugi skrzyżowany, do przesuwania których na koła jałowe (luźne) wypadaloby urządzać oddzielne przesuwniki. Pasem wprawiamy w ruch wał ślimaka płaskogwintnego, o takiej pochyłości gwintu, aby cała dźwigarka pracowała na samej granicy samohamowności, nie dosięgając jej jednakże. Niedostateczną samohamowność dopełniamy lekkim hamowaniem. Rączkę hamulca czepiają zazwyczaj z rączką przesuwnika w celu ułatwienia obsługi. Stosują też ślimaki o stromym gwincie, dalekie od samohamowności, a natenczas dodają hamulec dociągany ciężarem (p. rys. 512 i str. 673 i 674).

Dźwigarki o napędzie ciernym. Bęben napędza się kołem ciernym, o 3-ch do 5-ciu rowkach kliniastych, którego wał najlepiej przesuwac równolegle. Nacisku na koło, powodującego tarcie, nie powinien wywierać obsługujący (naciskiem ręki), lecz sam ciężar. Kierować taką dźwigarką za pośrednictwem linki stawidłowej można ze wszystkich piętr towarowni lub spichrza. (Szczegóły o kołach ciernych p. str. 468 i nast.).

Dźwigarki o napędzie parowym (dźwigarki parowe) nadają się przedewszystkiem do celów budowlanych, a silniki parowe, w rodzaju lokomobili, ustawione na kołach, mogą równocześnie służyć i do innych celów budowlanych, lecz natenczas wypada dźwigarkę sprzęgać z silnikiem zapomocą sprzęgła ciernego, podczas gdy sprzęgło wechwytove wystarcza wtenczas, gdy silnik obsługuje wyłącznie tylko dźwigarkę. W pierwszym przypadku należy też silnik zaopatrzyć w miarkownik, aby się nie mógł rozbiegać z powodu nagłego, a zwłaszcza nieprzewidzianego odciążenia dźwigarki. Silniki stosują jedno lub dwucylindrowe; dwucylindrowe są niezbędne, jeżeli dźwi-

garka ma rozruchiwać się pod ciężarem, a są one również wielce pożądane, jeżeli ruch ciężaru ma być chwilowo znacznie zwalniany. Nawrotność, czyli możliwość zmiany kierunku ruchu silnika, jest pożądana, a przy urządzeniu dźwigów bliźniaczych prawie niezbędna.

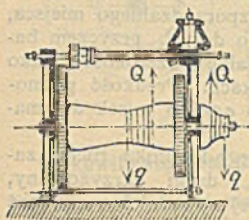
Hamulec naciska się nogą, albo śrubą, a służy on do utrzymania ciężaru w dowolnem położeniu, oraz do jego opuszczania.

c. Bezpieczniki.

Należy rozróżniać: **zapobieżniki, ocalniki i ochronniki**, wszystkie one przeważnie należą do rodzaju wstrzymników w p. str. 536 do 541.

d. Stożkowe bębny przewojowe.

Rys. 518.



Oznaczmy przez:
 Q ciężar w kg,
 q w kg naciąg w linie schodzącej,
 μ_0 spóczynniki tarcia liny o bęben,
 e podstawę logarytmów naturalnych (p. str. 40 i 46),
 $\alpha = 2n\pi$ kąt środkowy łuku opiętego liną,
 n liczbę zwojów liny na bębnie, a będzie:

$$q = \frac{Q}{e^{\mu_0 \alpha}} \quad \text{i} \quad n = \frac{\log(Q : q)}{2\pi \mu_0 \log e}$$

Gdy $\mu_0 = 0,25$ (lina konopna na bębnie żel.), to $n = 1,46 \log(Q : q)$,
 „ $\mu_0 = 0,40$ (lina konopna na bębnie drewn.), to $n = 0,91 \log(Q : q)$.

Ześlizgliwanie się liny z grubszej na cieńszą część bębna, wobec znacznego tarcia, niszczy szybko linę; zapobiega się temu, stosując:

e. Walcowate bębny przewojowe (rys. 519),

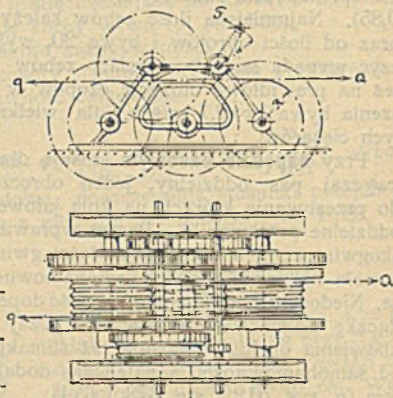
z których napędzamy bądźto jeden tylko, bądź też obydwie.

Gdy napędzamy jeden bęben, to $\alpha = n\pi$;

gdy zaś obydwie bębny, to $\alpha = 2n_1\pi$.

Przy $\mu_0 = 0,25$ i $(Q : q) = 200$ 100 50 25
 będzie: $n = 7$ 6 5 4, a $n_1 = 1/2 n$.

Rys. 519.



Obciążenie czopów bębna przez sumę naciągów wszystkich lin bywa bardzo wielkie. W celu odciążenia czopów i uniknięcia znacznego tarcia w czopach, wstawiają między boczne obrzeża bębnowe, e_1, e_2 , krążki odciążające, które powodują wyłącznie tylko tarcie przy toczeniu, a natenczas sprawność tych bębnowo oblicza się zupełnie podobnie jak zwykłych bębnowo do lin (str. 675).

Bębny powyższe znajdują zastosowanie do dźwigarek wyciągowych, okrętowych, oraz do żórawi i dźwigów o znacznej wysokości podnoszenia.

Uwaga: Jeżeli lina zakleszcza się na obwodzie koła w rowkach kliniastych, o kącie wzajemnej pochyłości ścianek 2φ , to za μ_0 należy podstawić wartość:

$$\frac{\mu_0}{\sin \varphi + \mu_0 \cos \varphi}$$

E. Żórawie*) i suwnice dźwigarkowe.

a. Żórawie.

1. Uwagi ogólne.

Stale żórawie obrotne miewają wysięg stały, albo zmienny, miarodajnym zaś dla całości ustroju jest **sposób podparcia** żórawia, a mianowicie:

1. Łożyska dolne i górne wspierają słup, przyczem w warsztatach łożysko górne pomieszcza się zwykle w belkowaniu strzechy (rys. 520 i 527), na dworze zaś podtrzymuje się ono dwoma zastrzałami (rys. 528).

2. Słup stały, zazwyczaj ze stali kutej, przytwierdzony do płyty posadowej, wspiera obydwie łożyska (rys. 522).

3. Żórawie z łożyskiem podziemnym: przedłużenie słupa obrotnego spoczywa czopem w łożysku, które się mieści w studziencie, a raczej w wydrążeniu posady (żórawie syst. Fairbairn'a rys. 525). Żórawie takie są kosztowne, wymagają bowiem starannego wykonania i mocnego posadowienia z powodu znacznych parę poziomych.

4. Łożyska wspiera podstawa nitowana z blachy, przytwierdzona do posady (rys. 554); stosując przeciwwagę możemy dowolnie zmniejszać wyężenie przyciągów posadowych (śrub fundamentowych).

5. Słup obrotny osadzamy na stałe w osi obrotnicy, a równoważąc nadto ciężar przeciwwagą ruchomą, możemy utrzymywać stałe środek ciężkości całego systemu w osi obrotu, narażając posadę li tylko na naciski pionowe.

Zmiennosc wysięgu otrzymujemy:

1. Przez przesuwanie **kota** po wysięgnicy (rys. 527, 548 i 553).

*) Według A. Riedler'a.

2. Przez chylanie wysięgnika, t. j. przez jego wychylenie i cofanie, co uskuteczniamy przy małych ciężarach naciągiem łańcucha (rys. 528), przy wielkich zaś śrubą (rys. 529, 530 i 531).

Żórawie na ciężary do 1,2 ton, o wysięgach nie przekraczających 4 do 5-ciu m, obracamy od ręki, większe silnikami.

2. Żórawie stałe.

1. Żórawie ze słupem obrotym.

Oznaczmy przez (rys. 520 i 521):

Q ciężar w kg, Q_1 naciąg w łańcuchu dźwigającym w kg,

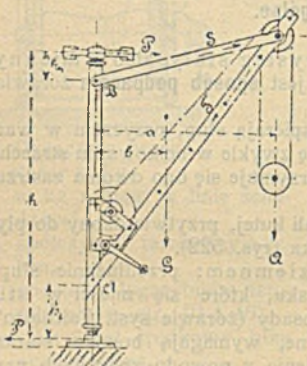
G wagę żórawia (z krążkami i łańcuchem) w kg,

a, b, h, h_1 i h_2 ramiona w cm (rys. 520),

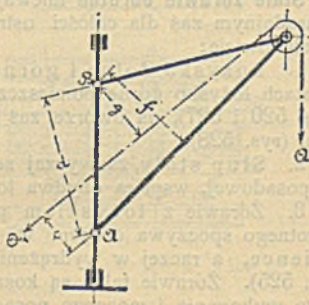
d i c ramiona naciągów w łącznicy i w łańcuchu ciągnącym, względem punktu A , w cm (rys. 521),

f i g ramię nacisku w wysięgniku, względnie naciągu w łańcuchu ciągnącym, względem punktu B , w cm (rys. 521), a otrzymamy:

Rys. 520.



Rys. 521.



Poziomy nacisk na czopy: $P = Q \frac{a}{h} + G \frac{b}{h}$;

najczęściej bywa w przybliżeniu $h = a$, $b = 0,25 a$, $G = Q$,
a naówczas $P = 1,25 Q$.

Pionowy nacisk czopa: $V = Q + G$ (najczęściej $V \approx 2 Q$).

Naciąg w łącznicy: $S = Q \frac{a}{d} + G \frac{b}{d} - Q_1 \frac{c}{d}$;

na łącznice żelazne biorą płaskowniki, albo krągowniki, a bezpieczne $k_z = 600 \text{ kg/cm}^2$.

Nacisk w wysięgniku: $T = Q \frac{a}{f} + G \frac{b}{f} + Q_1 \frac{g}{f}$;

wysięgniki bywają z drzewa, albo z kształtowników żelaznych, a obliczają się z 5 do 8-miokrotnem bezpieczeństwem na wyboczenie.

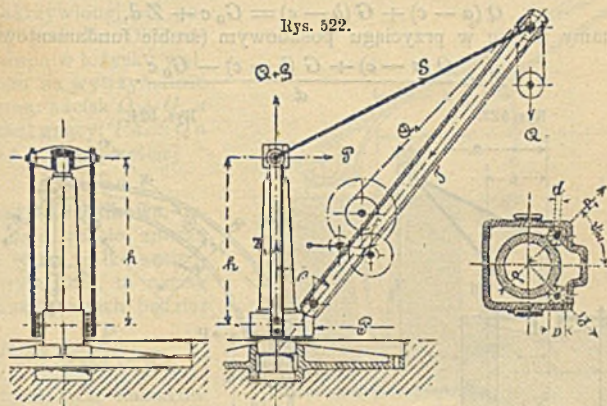
Słup: Moment gnący w słupie Ph_1 , wzgl. Ph_2 , a w dolnej części słupa nadto jeszcze nacisk $Q + G$, a zatem słup wypada obliczać na wytrzymałość złożoną.

2. Żórawie obrotne ze słupem stałym (nieobrotnym). (Nadbrzeżne).

Obliczenie czopów, łącznicy i wysięgnika jak powyżej pod 1.

Słup oblicza się na gięcie złożone z ciśnieniem, a mianowicie (rys. 522 i 523) w dolnej części słupa moment gnący: $Ph = Qa + Gb = Wkb$, oraz nacisk $Q + G$. By wedle możliwości zmniejszyć

Rys. 522.



przeginięcie się słupa, robią go tak krótkim, jak tylko na to pozwala względ na ustrój łożysk. (Im mniejsze h , tem większem będzie P).

Poprzecznik górny oblicza się na gięcie pod działaniem wypadkowej z sił $-P$ (działającej w lewo) i $Q + G$ (pionowego oporu czopa). Dla żelaza lanego będzie $k_b = 300 \text{ kg/cm}^2$, dla żelaza kuteo lub stali lanej $k_b = 600 \text{ kg/cm}^2$.

Łożysko wałkowe (o dwóch wałkach znoszących nacisk, a rozmieszczonych pod kątem $1/2 \alpha$) p. prawy rys. 522.

Nacisk na każdy z dwóch wałków: $P_1 = \frac{P}{2 \cos 1/2 \alpha}$.

Średnica wałka $D = \frac{P_1}{k_b}$, przy długości wałka b i ciśnieniu $k \leq 50$

do 60 kg/cm , bezpiecznem dla stali lub równotwardego materyalu.

Jeżeli q oznacza promień dolnego czopa słupowego w cm, d_1 średnicę górnego czopa w cm, D średnicę wałków łożyskowych w cm, d średnicę ich czopów w cm, μ_1 współczynnik tarcia czopowego, f ramię tarcia przy toczeniu w cm, to **moment oporu przy obracaniu żórawia** będzie:

$$M = P_1 (2f + \mu_1 d) \frac{2q}{D} + P \mu_1 \frac{d_1}{2} + (Q + G) \mu_1 \frac{d_1}{4},$$

a średnio można założyć: $\mu_1 = 0,1$, $f = 0,05 \text{ cm}$, $D = 5d$. Opór przy obrocie, powodowany parciem wiatru, uwzględnia się dodatkowo.

Para takich wałków zajmuje sporo miejsca i bywa zazwyczaj przeciążona, zastępują ją zatem wieńcem małych wałków, osadzonych czopami w pierścieniu swobodnie ruchomym, a wspartym na kółkach toczących się po torze kołowym, p. rys. 526. W małych żórawiach zastępują też łożysko wałkowe prostą nasówką walcową.

Posada. Oznaczmy przez (rys. 523):

G wagę części wysięgowych żórawia,

G_0 wagę części osiowych żórawia, wraz z płytą posadową,

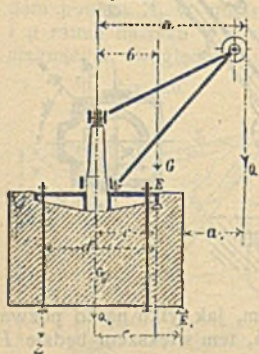
a z równania momentów względem osi obrotu E :

$$Q(a - c) + G(b - c) = G_0 c + Z d,$$

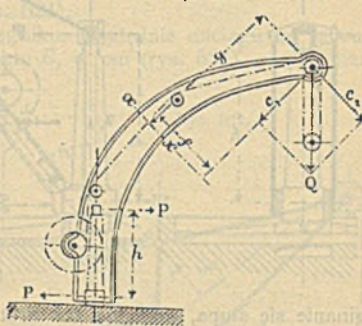
otrzymamy naciąg w przyciągu posadowym (śrubie fundamentowej):

$$Z = \frac{Q(a - c) + G(b - c) - G_0 c}{d}.$$

Rys. 523.



Rys. 524.



Do stateczności posady (względem osi obrotu E_1) niezbędną jest teoretyczna waga posady:

$$Q_0 = \frac{Q(a - c_1) + G(b - c_1)}{c_1} - G_0.$$

W rzeczywistości posada powinna ważyć: $2 Q_0$ do $2,5 Q_0$.

Niekiedy zastępują przyciągi posadowe znacznym powiększeniem kutej płyty posadowej, nadając jej zarazem kształt gwiazdzisty w planie. Płytę taką układają na podkładzie betonowym i zasypują ją żwirem.

Wykonanie: Słup lanożelazny (żeliwny) pusty: $k_b = 400$, częścię ze stali kutej: $k_b = 800$ kg/cm². Wysięgnik i łącznica z kształtowników. Poprzecznik łączy się z łożyskiem wałkowem, albo zapomocą dwóch płyt lanych, do których przytwierdza się dźwigarkę główną, albo też zapomocą ściągow obustronnych (rys. 522). Naciąg w każdym ściągu będzie: $Z_1 = \frac{1}{2} T \cos \beta$. (T p. str. 680). Przy takim połączeniu umieszcza się dźwigarkę na wysięgniku utworzonym z pary kształtowników.

Wysięgnik i łącznicę w żórawiach nadbrzeżnych zastępują często zakrzywioną blachownicą (rys. 524), której przekrój XX oblicza się sposobem tylko przybliżenie ścisłym na gięcie złożone, a miano-

wicie na ciśnienie C_1 i moment gnący $C_1 f + C_2 g$, przy czym C_1 i C_2 są składowymi siłami ciężaru Q .

3. Żórawie obrotne z łożyskiem podziemnym. (Żórawie systemu Fairbairn'a).

Parcie poziome (rys. 525):

$$P = Q \frac{a}{h} + G \frac{b}{h}.$$

Obliczenie blachownicy zakrzywionej jak powyżej pod 2. Obliczenie słupa w łożysku wałkowym na wytrzymałość złożoną: nacisk $Q + G$, a moment gnący: $Ph = Qa + Gb$. Ponajczęściej

$$h \approx 0,5 a$$

Łożysko wałkowe. Jeżeli całe parcie znoszą dwa tylko wałki sąsiednie (rys. 526), to nacisk na każdy z nich będzie:

$$P_1 = \frac{P}{2 \cos \frac{1}{2} \alpha},$$

a udział tych nacisków w oporze przy obracaniu żórawia będzie:

$$M = 4 P_1 f \frac{2Q}{D}.$$

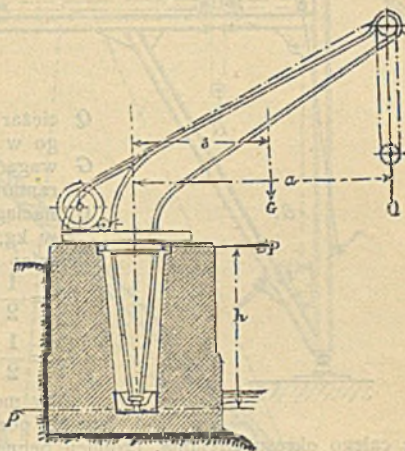
4. Żórawie obrotne z kotem (rys. 527).

Obliczenie słupa, czopów i wysięgnika jak pod 1. str. 680.

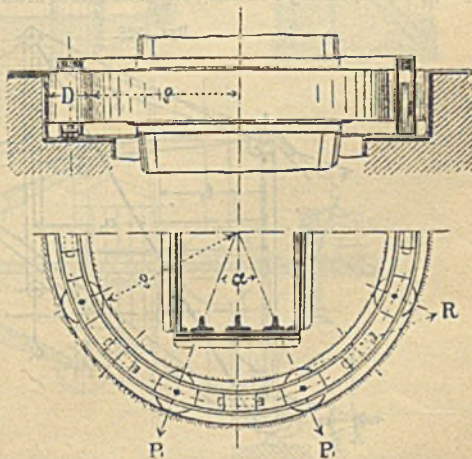
Wysięgnicę należy obliczać na gięcie spowodowane momentami Qm , wzgl. $\frac{1}{4} Qn$, przy czym m , wbrew rys. 527, liczy się tylko do środka kota, przesuniętego w prawo na sam koniec wysięgnicy.

Siła Z , niezbędna do przesuwania kota, bywa w zwykłych ustrojach $\frac{1}{8}$ do $\frac{1}{5} Q$.

Rys. 525.



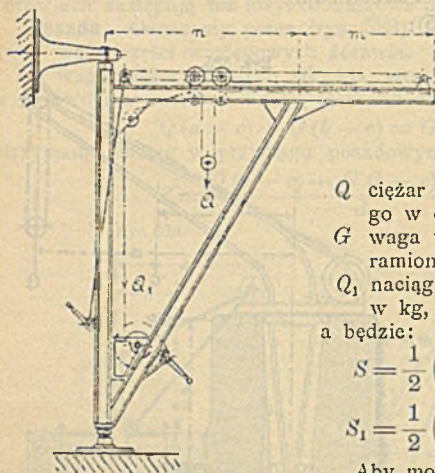
Rys. 526.



5. Żórawie obrotne z wysięgnikiem chylnym. Żór. szkockie „derrick“).

Oznaczmy przez (rys. 528).

Rys. 527.



S i S_1 naciąg w łańcuchu chylającym pod koniec i na początku wychylenia wysięgnika w kg,
 s i s_1 ich ramiona względem punktu obrotu wysięgnika przy chylaniu w cm,

Q ciężar w kg, a i a_1 ramiona jego w cm,

G waga wysięgnika w kg, b i b_1 jej ramiona w cm,

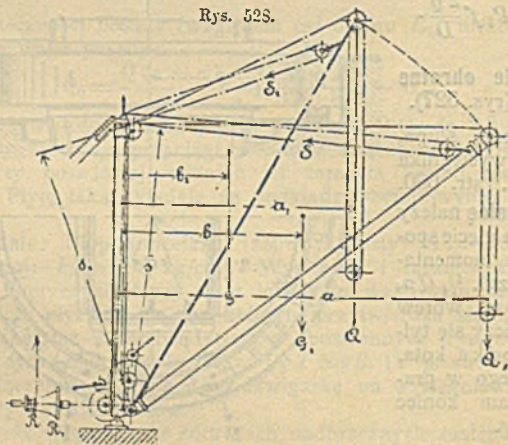
Q_1 naciąg w łańcuchu dźwigającym w kg, c i c_1 jego ramiona w cm, a będzie:

$$S = \frac{1}{2} \left(Q \frac{a}{s} + G \frac{b}{s} - Q_1 \frac{c}{s} \right);$$

$$S_1 = \frac{1}{2} \left(Q \frac{a_1}{s_1} + G \frac{b_1}{s_1} - Q_1 \frac{c_1}{s_1} \right).$$

Aby moc dźwigarki chylającej wysięgnik pozostawała niezmienną w czasie całego okresu chylania, promień bębna dźwigarkowego R_1 powinien być zmienny, tak aby moment $S_1 R_1$ przy dowolnem położeniu wysięgnika był stały i równał się momentom krańcowym: $S R = S_1 R_1$,

Rys. 528.

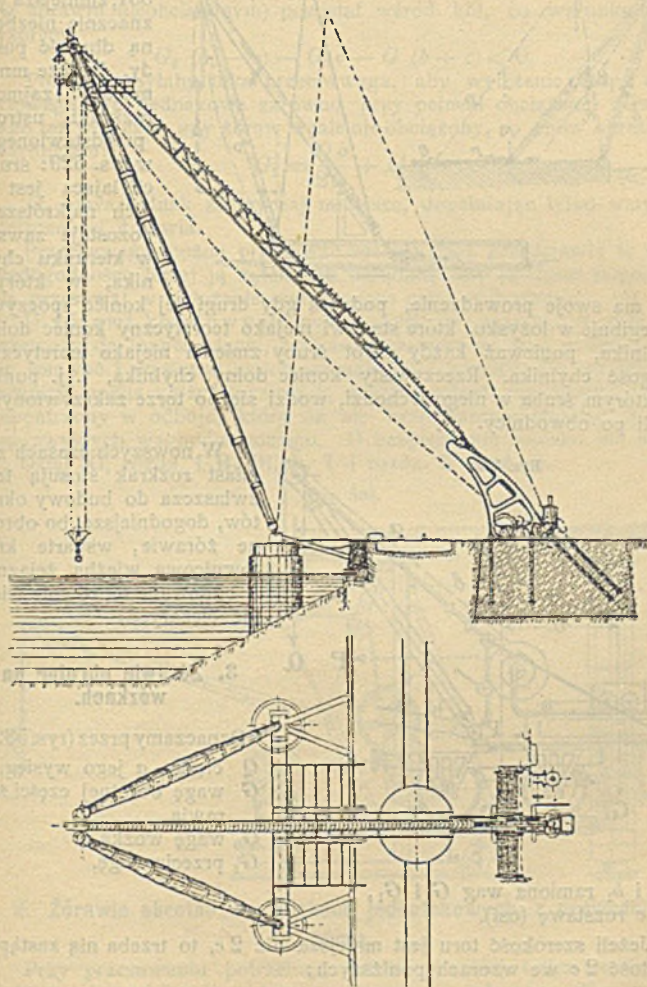


a więc najmniejszy promień R bębna zwiększa się ciągle aż do wartości największej R_1 (lewa część (rys. 528)).

6. Żórawie rozkraki.

Zmieniają wysięg również przez wychylenie i cofanie wysięgników (dwunożnych), lecz nie są obrotne. Stosują się one przeważnie jako

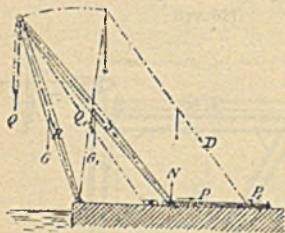
Rys. 529



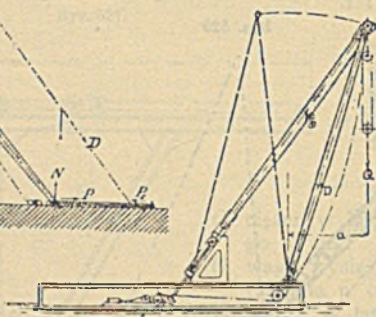
żórawie nadbrzeżne, lecz i jako pływające, na wielkie ciężary, jako to maszty okrętowe, działa, kotły i t. p. Rozkraki o pozio-

mej śrubie chyłającej (rys. 530) wymagają wiele swobodnego miejsca i rozległej posady. Pochyłe ustawienie śruby w kierunku środkowego

Rys. 530.



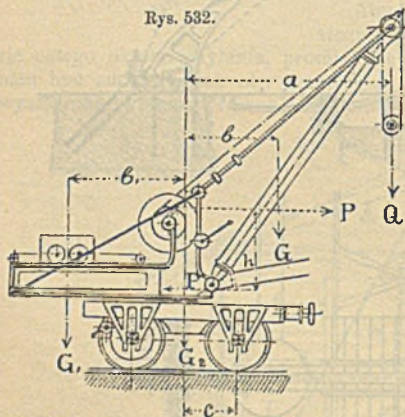
Rys. 531.



położenia chylnika (t. j. tylnej nogi), jak w rys. 531, zmniejsza już znacznie niezbędną długość posady. Jeszcze mniej miejsca zajmują rozkraki ustroju przedstawionego w rys. 529: śruba chyłająca jest u nich najkrótsza i pozostaje zawsze w kierunku chylnika, w którym

też ma swoje prowadzenie, podczas gdy drugi jej koniec spoczywa przegibnie w łożysku, które stanowi niejako teoretyczny koniec dolny chylnika, ponieważ każdy obrót śruby zmienia niejako teoretyczną długość chylnika. Rzeczywisty koniec dolny chylnika, t. j. punkt, w którym śruba w niego wchodzi, wodzi się po torze zakrzywionym, czyli po obwodnicy.

Rys. 532.



W nowszych czasach zamiast rozkrak stosują też, zwłaszcza do budowy okrętów, dogodniejsze, bo obrotne żorawie, wsparte kratownicową więźbą żelazną, a budowane na równie wielkie ciężary. *)

3. Żorawie obrotne na wózkach.

Oznaczamy przez (rys. 532):
 Q ciężar, a jego wysięg,
 G wagę obrotnej części żorawia,
 G_0 wagę wózka
 G_1 przeciwwagę,

b i b_1 ramiona wag G i G_1 ,
 $2c$ rozstawę (osi).

Jeżeli szerokość toru jest mniejsza niż $2c$, to trzeba nią zastąpić wartość $2c$ we wzorach poniższych:

*) Z. d. V. d. Ing. 1901, str. 1507 i 1902, str. 175.

Stateczność żorawia wymaga, aby ogólna jego waga była przynajmniej:

$$G + G_0 + G_1 = Q \frac{a - c}{2c};$$

a wagi te należy tak rozmieścić, aby łączny ich środek ciężkości (w żorawiu nieobciążonym) pozostał wśród kół, co warunkuje się wzorem:

$$G_1 (b_1 - c) - G_0 c - G (b + c) < 0.$$

Pożądaną byłaby taka przeciwwaga, aby wyłączenie słupa żorawowego było jednakowe zarówno przy pełnym obciążeniu żorawia, jako też wówczas, gdy żoraw wcale nie obciążony, co znów określamy warunkiem:

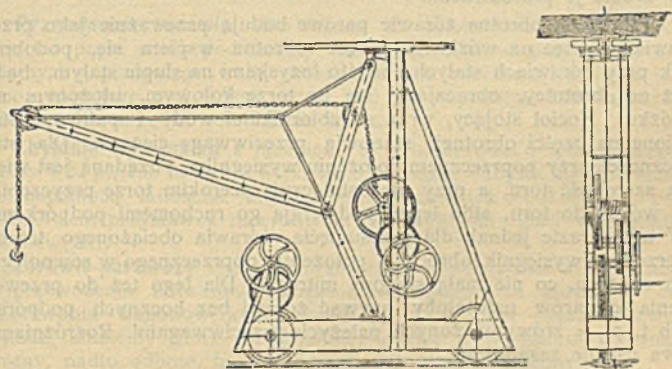
$$G_1 = \frac{Qa}{2b_1} + G \frac{b}{b_1}.$$

G_1 bywa jednak zazwyczaj mniejsze, dopełniając tylko warunku stateczności żorawia.

Przeciwagę można przesuwając ręcznie, lecz przedstawia to wiele niedogodności; lepiej ją zatem tak urządzić, aby ją ciężar samodzielnie przesuwał w położenie warunkujące pełną równowagę.

U żorawii kolejowych, wstawianych w pociągi, w celu ich przewozu do innych stacji, przeciwwaga wraz ze swą podporą daje się wsuwać i wysuwać zapomocą zębniaka i zębicy. Po wyjęciu zaś łącznicy można złożyć wysięgnik, poczem całość przedstawia wagon zaopatrzony w odboje, który da się bezpiecznie wstawiać w szereg zwykłych wagonów pociągu. O bezpiecznym nacisku kół na tor p. Dział XI, rozdz. I B. III, b. 1 i rozdz. II A. a. 1.

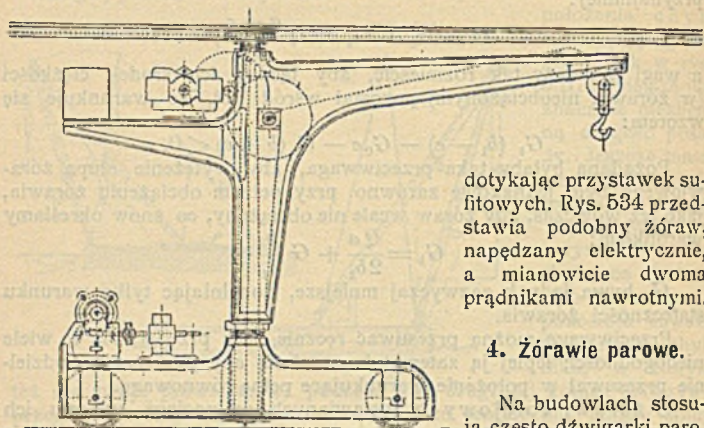
Rys. 533.



2. Żorawie obrotne na wózkach jednotokowych, z prowadnicą górną.

Przy przesuwaniu potrzebują bardzo wąskiej tylko swobodnej przestrzeni, nadają się zatem do wyrobni, zwłaszcza do przewożenia ciężarów z naw boczych do głównej i naodwrot. Łącznicę robią często wgiętą (p. rys. 533), aby ją można było obracać, nie

Rys. 534.



dotykając przystawek sufitowych. Rys. 534 przedstawia podobny żóraw, napędzany elektrycznie, a mianowicie dwoma prądnikami nawrotnymi.

4. Żórawie parowe.

Na budowlach stosują często dźwigarki parowe w połączeniu z żórawami obrotnymi, przeważnie szkockimi (p. str. 684). Koszt takiego urządzenia jest mniejszy, niż właściwych żórawi parowych, a nadto dźwigarkę taką można przystosować i do katarów, a silnik jej nawet do innych robót, jak pompowania wody, do mieszarek zaprawy i t. p. Prędkość podnoszenia około 0,3 m/sek., przy nośności 0,5 do 2 ton. Dźwigarki takie stawiają też na wózki, by zrobić je przesuwne.

Właściwe, obrotne żórawie parowe budują przeważnie jako przesuwne, a więc na wózkach. Część obrotna wspiera się, podobnie jak przy żórawiach stałych, bądźto łożyskami na słupie stałym, bądź też na obrotnicy, obracającej się na torze kołowym, ułożonym na wózku. Kocioł stojący, wraz ze zbiornikami wody i paliwa, ustawione na części obrotnej, stanowią przeciwwagę ciężaru. Dla stateczności, przy poprzecznym położeniu wysięgnika, pożądaną jest wielka szerokość toru, a przy niedostatecznie szerokim torze przyczepiają wózek do toru, albo lepiej podpierają go ruchomymi podpórkami. W takim razie jednak dla przesunięcia żórawia obciążonego trzeba uprzednio wysięgnik obrócić z położenia poprzecznego w równoległe do osi toru, co nie małą stanowi mitręgę. Dla tego też do przewożenia ciężarów należałoby używać żórawi bez bocznych podpórek lub t. p., a zrównoważonych należycie przeciwwagami. Rozróżniamy dwa ustroje zasadnicze:

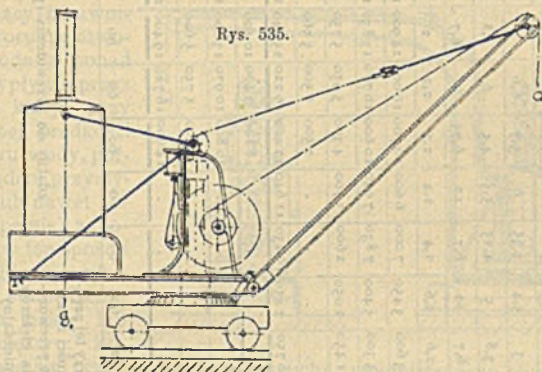
1. Żórawie o napędzie korbowym (rys. 535).

Bliźniaczy silnik parowy z wałem korbowym, o $n = 80$ do 200 obrotów na min. Żórawie te wykonują oddzielne swe ruchy w sposób następujący:

α) Silnik nienawrotny, podnoszenie ciężaru sprzęgłem ciernym. Ciężar utrzymuje się w położeniu hamulcem wechwytowym (p. str. 540), dla opuszczenia ciężaru zaś luzuje się hamulec taśmowy ręką lub nogą.

β) Silnik nawrotny; przystawki do podnoszenia i przesuwania (jazdy) wprzęgają się zapomocą sprzęgła kłowego. Ciężar hamuje się albo samym hamulcem, albo też silnikiem i hamulcem łącznie. Ustrój ten stosują przeważnie do większych ciężarów i do szybkojeżdżących żórawi-parowozów.

Obracanie żórawia z pomocą przystawek nawrotnych.



Przesuwanie żórawia albo ręczne za pośrednictwem grzechotki, albo też przez silnik podnoszący za pośrednictwem przystawek nawrotnych i pionowego wała, przechodzącego przez środek słupa lub czopa głównego pod wózek, gdzie wał ten zapomocą kół zębatych i łańcuchów napędza osie i koła wózka.

Chylenie wysięgnika z łącznicą, w celu przejazdu przez niskie bramy i t. p., lub w celu zwiększenia zasięgu, odbywa się albo ręcznie zapomocą łańcucha, liny lub śruby, albo też silnikiem za pośrednictwem przystawek nawrotnych, a zwykłych, jeżeli sam silnik jest nawrotny.

Żórawie-parowozy znajdują przeważnie zastosowanie w kuźnicach do przewożenia bałwanów, służąc równocześnie za parowozy do przesuwania wagonów kuźniaczych i t. p. Spodnia część żórawia posiada oddzielny silnik parowozowy, a więc dwucylindrowy i nawrotny, nadto odboje, haki i sprzęgła jak zwykle wagony.

Kocioł miewa wymiary dostateczne, aby żóraw mógł przebiegać większe oddalenia ze znaczną prędkością. Nacisk na osie przenoszą resory, bez nich nie wypada przekraczać 25 km/godz. jazdy. W kuźnictwie przekładają często tego rodzaju żórawie parowe nad elektryczne, które wymagają złożonej sieci przewodników, zwłaszcza na zwrotnicach.

(Ciąg dalszy na str. 691).

Parowe zórawie obrotne jednej z fabryk niemieckich.

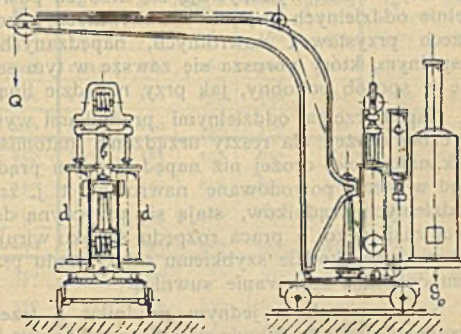
Nośność kg		1 800	1 000	3 600	2 000	1 800	1 000	3 600	2 000	5 500	3 100	7 500	4 300	9 750	5 800	12 000	7 500
Wysięg od osi do środka haka . m		3	5,4	3,35	6	3	5,4	3,35	6	3,7	6,6	4	7	4,5	7,5	5	8
Wznies. krążka ponad wierzch toru m		3,8	5	4,25	5,5	3,8	5	4,25	5,5	4,5	6	4,8	7	5,2	7,5	5,75	8,5
Prędkość podnoszenia . . . m/min		6,7	12	6,7	12	6,7	12	6,7	12	6,75	12	6,7	12	6	10	6	10
Ilość obrotów zórawia na min . . .		2,6	2,6	2,4	2,4	2,6	2,6	2,4	2,4	2,2	2,2	2	2	2	1,8	1,8	1,6
Zórawie*) bez podpórek bocznych.	Największy nacisk koła kg	4 670	4 500	.	.	3 600	3 450	7 000	6 600	10 700	10 000	14 900	14 000	20 450	19 350	.	.
	Waga zórawia n	5 500	5 600	.	.	5 300	5 400	7 830	7 940	10 600	10 770	13 830	13 960	18 540	18 740	.	.
	Przeciwwaga n	1 450	2 050	.	.	1 450	2 050	2 600	3 700	4 300	5 950	5 750	7 750	8 550	10 750	.	.
	Naciąg (balast) n	2 500	2 500	2 500	2 500	5 560	5 560	10 750	10 750	.	.
Całkowita waga zórawia n		9 450	10 150	.	.	6 750	7 450	10 430	11 640	17 400	19 220	25 140	27 270	37 840	40 240	.	.
Zórawie*) z podpórkami bocznymi	Największy nacisk koła n	3 150	2 950	6 000	5 200	8 100	7 400	10 400	9 800	13 600	12 800	17 000	16 000
	Waga zórawia n	5 550	5 650	8 400	8 510	10 800	10 970	13 800	13 930	18 000	18 200	22 800	23 070
	Przeciwwaga n	1 450	2 050	2 600	3 700	4 100	5 750	5 600	7 600	7 800	10 000	9 500	11 800
	Całkowita waga zórawia n	7 000	7 700	11 000	12 210	14 900	16 720	19 400	21 530	25 800	28 200	32 300	34 870
Prawidłowa prędkość jazdy zórawia z podpórkami lub bez nich m/min		60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	50	50	40	40
		przy tej prędkości zóraw do przewożenia ciężarów niezdatny				zdalny do przewożenia (przesuwania) ciężarów				przy tej prędkości zóraw do przewożenia ciężarów niezdatny				zdalny do przewożenia (przesuwania) ciężarów.			

Siła pociągowa może być większa przy zmniejszonej prędkości jazdy.

*) Wagi podane w przybliżeniu.

2. Żórawie z bezkorbową dźwigarką parową (ustroju Brown-Wilson'a). Tłoczyska dwóch cylindrów parowych *dd* (rys. 536) łączą się poprzecznikiem podtrzymującym krążki przesuwne wciągu wielokrążkowego, zazwyczaj sześciokrążkowego; tłoki, wznosząc się, podnoszą ciężar na wysokość swego 6-ciokrotnego skoku. Za hamulec służy cylinder wodny *b*, którego tłok jest również przytwierdzony do powyżej wspomnianego poprzecznika. Samoczynny zawór wsteczny, nie wypuszczając wody, jaką tłok przy swem podnoszeniu się wsiał do cylindra,

Rys. 536.



zapobiega opadaniu ciężaru, dopóki sam obsługujący (żórawniczy) zawór nie otworzy. Woda z ponad tłoka wypływa przez zawór, który przy nadmiernej prędkości przepływu wody, porwany prądem, przynymka się (lub nawet zamyka zupełnie), zapobiegając w ten sposób rozbieganiu się silnika przy podnoszeniu próżnego haka lub małego ciężaru. Żó-

raw obraca się przez pociąganie łańcucha, nawiniętego na słup, przy czem łańcuchem pociąga tłoczysko oddzielnego cylindra *c*.

Żórawie te podnoszą ciężary z prędkością 1 do 2-ch m/sek., a więc znacznie prędzej niż żórawie o dźwigarkach z korbą, zużywają natomiast też i więcej pary. Stosują je przeważnie w portach do ładowania w paszce okrętowe (luki) i do wyładowania; stoją one zatem zazwyczaj dość długo na jednym miejscu, tak, że przesuwanie ręczne zupełnie wystarcza. Nośność 1 do 2 ton, skok do 13 m. Średnio żórawie te dokonywają do 30 pełnych okresów ładowania na godzinę, ich możność pracy jest zatem znaczna.

b. Suwnice (dźwigarkowe).

1. Uwagi ogólne.

Suwnice znajdują najszersze zastosowanie w wyrobniach, ponieważ panują one nad całą przestrzenią wyrobni, podczas gdy żórawie obrotowe nie mogą osiągnąć jej kątów. Dla mniejszych ciężarów i dla rzadziej używanych suwnic wystarcza napęd ręczny, do żwawej roboty nieodzownym jest napęd mechaniczny, a mianowicie:

1. Napęd linami konopnymi lub bawełnianymi;
2. Napęd wałami kwadratowymi, albo z rowkiem podłużnym;
3. Napęd elektryczny (prądnikami).

Ponieważ napęd linowy lub wałem musi być ustawicznie w biegu, jeżeli suwnica ma każdej chwili być gotową do użytku, więc też zużycie pracy, a również i lin, wałów i innych części pędnych bywa bardzo znaczne. Dlatego też suwnic z napędem linowym zaprzestano już prawie zupełnie wyrabiać, suwnice zaś napędzane wałami budują się obecnie przeważnie tylko na większe ciężary, a najwięcej używają teraz napędu elektrycznego, stosując albo prąd stały, albo też prąd przemienny, lecz przeważnie tylko w postaci trójprądu (t. j. trzysfazowego). Trzy ruchy zasadnicze, t. j. podnoszenie ciężaru, ruch poprzeczny kota z dźwigarką i przesunięcie suwnicy wzdłuż wykonywają się albo za pośrednictwem trzech zupełnie oddzielnych prądników nawrotnych, albo też za pośrednictwem trzech przystawek nawrotnych, napędzanych jednym prądnikiem wspólnym, który porusza się zawsze w tym samym kierunku, zupełnie w sposób podobny, jak przy napędzie liną lub wałem.

Napęd trzema oddzielnymi prądnikami wypada dla części elektrycznej drożej, dla reszty urządzenia natomiast taniej, ogółem jednak najczęściej drożej niż napęd jednym prądnikiem. Wahania napięć w sieci, powodowane nawrotem, t. j. zmianą kierunku obrotu oddzielnych prądników, stają się przyczyną drgania światła z tejże sieci zasilanego, a praca rozpędu szybko wirujących tworników, stając na przeszkodzie szybkiemu zatrzymaniu prądника, utrudnia zarazem dokładne sterowanie suwnicą.

Na suwnicach o jednym prądniku z trzema przystawkami nawrotnymi, prądnik ustawia się albo z boku suwnicy, albo na niej samej, albo wreszcie na kocie. Najczęściej spotyka się obecnie prądnik umieszczony z boku suwnicy. *) Ze względu na silne ścieranie się przystawek nawrotnych przy zastosowaniu jednego prądника, fabryki zwracają się obecnie coraz to więcej do ustroju o trzech prądnikach.

2. Suwnice napędzane ręcznie.

Miewają po trzy przyrządy napędne, oznaczone w rys. 537, 539 i 540 literami *A*, *B* i *C*. Przyrząd *A*, na pomoście wspartym dwoma dźwigarami głównymi, służy do przesuwania całej suwnicy wzdłuż po torze głównym; przyrząd *B* napędza dźwigarkę podnoszącą ciężary, a umieszczoną na kocie, który przyrządem *C* napędza się przy przesuwaniu wpoprzek po torze ułożonym na pomoście suwnicy.

Przyrządami napędnymi (*A*, *B*, *C*) bywają albo krążki z łańcuchami bez końca, pociąganyymi z dołu (rys. 537 i 538), albo też korby pokręcane z pomostu.

Gdy się dźwigarkę napędza z dołu, bywa ona zazwyczaj albo samowechwytowa, albo też zaopatrzona w hamulec dociągany ciężarem, (np. w rodzaju przedstawionego w rys. 512 str. 673)

(Ciąg dalszy na str. 694).

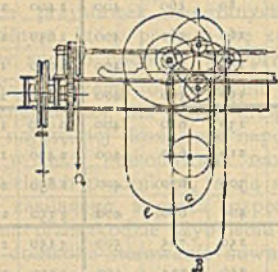
*) Patrz także Chr. Eberle — Suwnice elektryczne, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 1 i nast.

Suwnice ręczne jednej z fabryk niemieckich.

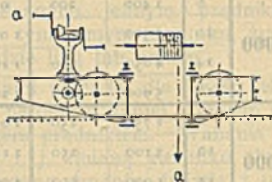
Nośność kg	Rozpiętość m	Waga, łącznie z łańcuchem ręcznym i nośnym, na 5 m wzniesienia wierzchu toru nad podłogą		Miary niezaciesnionego obrysu przejazdowego dla toru głównego mm					Największy nacisk koła i rozstawa kółokoło	
		całej suwnicy kg	kota kg	nad wierzchołkiem poziomu toru	od środka szyny do ściany	najwyższe położenie baka pod wierzchołkiem toru	Odległość środka baka w skrajnem położeniu od środka szyny		kg	mm
							lewej	prawej		
2000	6	1 400	200	930	180	80	560	400	1 400	1 650
	10	2 300	200	1 010	185	160	560	400	1 650	1 700
	14	4 050	200	1 100	190	250	560	400	2 050	1 950
	18	5 900	200	1 200	190	350	560	400	2 550	2 250
3000	6	1 750	250	1 030	185	130	630	400	2 000	1 700
	10	3 100	250	1 110	190	210	630	400	2 400	1 750
	14	5 000	250	1 200	195	300	630	400	2 850	2 000
	18	6 900	250	1 300	195	400	630	400	3 350	2 300
5000	6	2 300	350	1 200	200	150	725	500	3 150	1 900
	10	3 800	350	1 300	205	250	725	500	3 550	2 000
	14	5 750	350	1 400	215	350	725	500	4 100	2 200
	18	8 100	350	1 450	215	400	725	500	4 750	2 500
7500	6	2 900	500	1 400	220	200	750	525	4 400	2 100
	10	5 100	500	1 500	220	300	750	525	5 050	2 200
	14	7 250	500	1 600	220	400	750	525	5 700	2 400
	18	9 600	500	1 650	230	450	750	525	6 300	2 600
10000	6	3 300	650	1 450	230	250	800	550	5 750	2 200
	10	5 400	650	1 550	240	350	800	550	6 400	2 300
	14	8 100	650	1 650	240	450	800	550	7 150	2 400
	18	10 700	650	1 700	240	500	800	550	7 800	2 600
15000	6	4 500	1 200	1 650	240	250	1 000	655	8 200	2 450
	10	6 600	1 200	1 750	240	350	1 000	655	9 100	2 550
	14	9 600	1 200	1 850	250	450	1 000	655	10 100	2 600
	18	12 000	1 200	2 000	250	600	1 000	655	10 750	2 700
20000	6	5 400	2 000	2 100	240	500	1 100	700	10 850	2 600
	10	7 750	2 000	2 175	240	575	1 100	700	12 000	2 600
	14	11 500	2 000	2 200	250	600	1 100	700	13 200	2 700
	18	15 000	2 000	2 300	250	700	1 100	700	14 300	2 800

a to w celu umożliwienia opuszczania ciężaru przez proste pociąganie za przeciwny koniec łańcucha ręcznego, napędzającego dźwigarkę. Często stosują drugi napęd łańcuszowy, z mniejszym przełożeniem, do szybszego podnoszenia mniejszych ciężarów. To samo robią i dla opuszczania ciężarów, nawet większych, bo przy hamulcu dociąganym przez ciężar opuszczanie wymaga mniej siły niż podnoszenie ciężaru. Stosując zaś hamulec taśmowy, luzowany linką z dołu, wypadłoby dodać jeszcze hamulec odśrodkowy, samodiałający, p. str. 541.

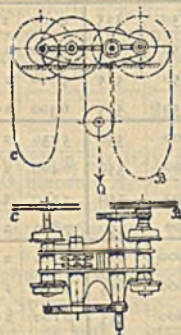
Rys. 537.



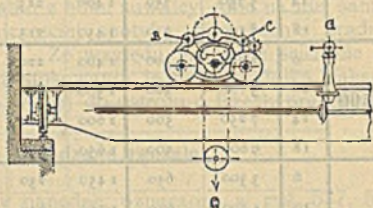
Rys. 539.



Rys. 538.



Rys. 540.



3. Suwnice napędzane linką.

1. Przeszarżały urządzenie z szybko chodzącymi linami bawełnianymi ($v=20$ do 30 m/sek.), z małymi kołami (300 do 400 mm średnicy) o wielkiej ilości obrotów ($n=1000$ do 2000 /min.). Całkowita przekładnia dźwigarki

przez ślimaki i koła zębate w stosunku do $1:3000$, dlatego też sprawność ogólna $\eta < 0,25$.

Napęd bywa dwojakiego rodzaju:

a) linką swobodnie chodzącą ss (rys. 541), którą suwniczy (obsługujący) za pośrednictwem przesuwника f dociska wedle potrzeby do kół napędnych r, r_1, r_2 . Dociskanie do przeciwnej strony kół powoduje ruch nawrotny, a różne średnice kół r_1, r_2 pozwalają

nadawać ciężarowi różne prędkości. Z powodu ostrych załaman liny należy stosować wyłącznie bardzo miękkie liny bawełniane, o średnicy mniejszej niż 12 mm i naprężać je poniżej 15 kg/cm². Obliczenie lin p. str. 520 i nast.

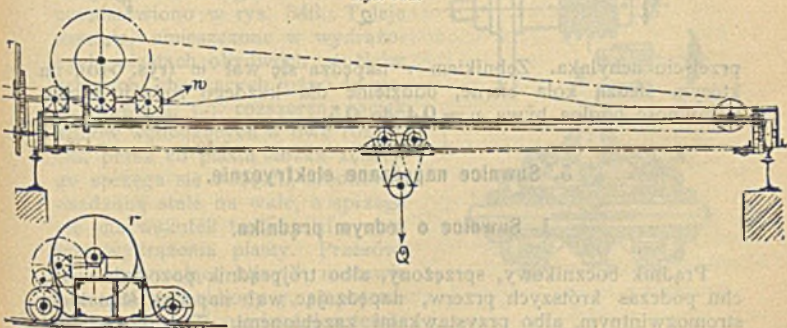
β) kołami do lin, stale pozostającymi w ruchu, oraz wałami sprzęganymi na sprzęgła cierne.

2. Ustrój z linami chodzącymi z umiarkowaną prędkością ($v = 8$ do 12 m/sek.): liny bawełniane lub konopne, koła napędne r większej średnicy (0,8 do 1,0 m); przystawka zazębiona (p. rys. 542) przenosi ruch na wał w , a sprzęgła cierne na dalsze przystawki (bez ślimaków) dla oddzielnych ruchów. Sprawność ogólna wzrasta tu do 0,4.

Prędkość podnoszenia $c = 0,5$ do 1,0 m/min., lecz przystawki przestawne pozwalają opuszczać wszelkie ciężary, albo podnosić mniejsze, z prędkością $c = 1,5$ do 2,5 m/min. Przesuwanie suwnicy i kota odbywa się z prędkością $c' = 2,5$ do 10 m/min.

Naciąg liny dla koła napędzanego będzie $T > \frac{e^{\mu_0 \alpha}}{e^{\mu_0 \alpha} - 1} P$,

Rys. 542.



jeżeli przez P oznaczymy siłę styczną, niezbędną na obwodzie koła napędzanego liną. (p. str. 233). W ustrójach nowszych, podl. rys. 542, łuk opięty $\alpha = \pi$, a przy zastosowaniu zakleszczania się liny w kliniastych rowkach kół napędnych, $\mu_0 = 0,2$ do 0,4, a zatem:

$$T > 2,2 P \text{ do } T > 1,4 P.$$

Linę wypręża się ciężarami ruchomymi na 1,5 7'. Naprężenie liny 15 do 20 kg/cm². Średnica kół > 30-to krotna grubość liny. Krążki kierownicze w odstępach 4 do 5-ciu m.

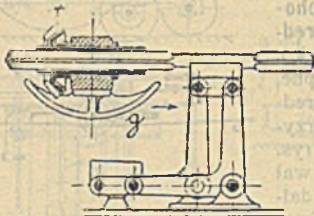
4. Suwnice napędzane wałem.

Wał napędny robi 80 do 120 obrotów/min., a bywa czworograniasty, z zatoczonymi czopami, wsparty w odstępach 3 metrowych przez łożyska uchylne jednowahakowe (rys. 543), albo też

Rys. 543.

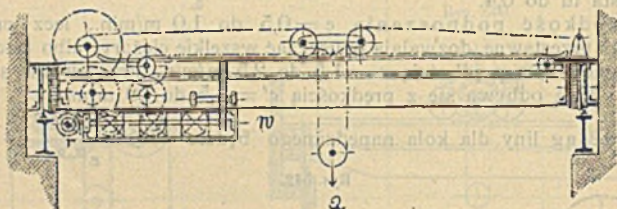


Rys. 544.



dwuwahakowe (rys. 544), które to łożyska uchylają się pod naciskiem uchylaka g , przytwierdzonego do zębniaka napędznego r , a podnoszą się powrotnie pod działaniem przeciwwagi, po

Rys. 545.



przejściu uchylaka. Zębniakiem r napędza się wał w (rys. 545), na którym siedzą koła cierne, oddzielne dla każdego rodzaju ruchu. Sprawność ogólna bywa $\eta = 0,4$ do $0,5$.

5. Suwnice napędzane elektrycznie.

1. Suwnice o jednym prądniku.

Prądник boczniowy, sprzężony, albo trójprądnik pozostaje w ruchu podczas krótszych przerw, napędzając wał napędny ślimakiem stromogwintnym, albo przystawkami zazębianymi. Trzy przystawki nawrotne służą do przesuwania suwnicy i kota, oraz do podnoszenia ciężaru. Zmienne obciążenie oddziałująca nieznacznie na ilości obrotów prądnika, natomiast jego nastawianie powoduje zmiany w prędkościach oddzielnych ruchów suwnicy. Ustrój mechanicznych

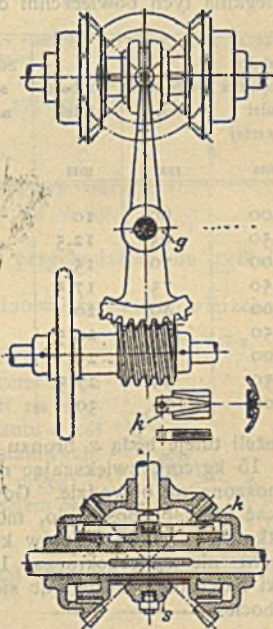
części suwnicy pozostaje jednakowym, bez względu na to, czy stosujemy prąd stały, czy też trójprąd.

Nastawnice prądników bocznikowych i trójprądnych pozwalają zazwyczaj zmniejszać normalną ilość obrotów prądника; przy prądnikach o prądzie stałym można nimi i zwiększać ilości obrotów (na około 15%) przez wprowadzenie oporów w obwód magnesujący.

Przystawka napędna możliwie blisko stanowiska zajmowanego przez suwniczego (obsługującego), aby uprościć sprzęganie przystawek nawrotnych dla oddzielnych ruchów. Stanowisko suwniczego urządzą najczęściej z boku pod pomostem, albo też w środku pomostu, rzadziej na kocie; stanowisko najpierw wspomniane zapewnia suwniczemu widok niezacieśniony, a nadto chroni go od promieniowania z rozżarzonych balwanów lub lejnic z roztopioną surowką, wiszących u haka dźwigarki. Dźwigarkę stawiają na pomoście w bliskości jednej z podpór dźwigarów, co wyteża je tylko nieznacznie, a jest naogół dogodniejsze niż ustawienie dźwigarki na kocie. Takie urządzenie zmniejszałoby opór przy przesuwaniu kota, zwiększałoby natomiast opór przy przesuwaniu całej suwnicy, ruch ten bowiem trzeba by natenczas przenosić z kota za pośrednictwem wała czworograniastego, spoczywającego na łożyskach uchylnych (p. rys. 543 i 544).

Przystawki nawrotne. Sprzęgło dla takiej przystawki, podług przywileju niemieckiego Nr. 86116, przedstawiono w rys. 546. Tuleje rozcięte, umieszczone w wydrążonych piastach obydwóch stożków zębatych, chodzących luźno na wale, rozwiera, t. j. rozszerza, nacisk klinów wchodzących w owe rozcięcia, przez co piasta stożka zębatego sprzęga się z częścią środkową, osadzoną stale na wale, a sprzęga się ona wskutek tarcia tulei o wnętrze wydrążenia piasty. Przesówkę *s*, trzymającą kliny *k*, nastawia sprzęgnik rozwidlony *g*, za pośrednictwem opaski osadzonej w temże rozwidleniu, a ślizgającej się w rowku owej przesówki. Sprzęgnik nastawia się zapomocą kółka ręcznego, pokręcającego ślimak, który znów porusza drugie ramię sprzęgnika, zaopatrzone w dzwono użębiane, a potem z powodu swej samohamowności, utrzymuje je już

Rys. 546.



w raz nastawionem położeniu. Sprężyste tuleje przy rozprzęganiu, t. j. wysuwaniu klina, kurczyłyby się wprawdzie same, dla pewności jednak dodano na klinie obrzeża, zachwytyjące jak szponami poza obrzeża tulei i przyginające ją z powrotem na mniejszą średnicę.

Założywszy, że średnica zewnętrzna tulei nierozwartej jest o 2 mm mniejsza od wewnętrznej średnicy wydrążenia, a $\text{tg } \alpha = 0,2$, i oznaczwszy przez:

α połowę kąta klina,

P_1 siłę po stycznej, niezbędną do rozwarcia tulei,

P_2 takąż siłę dodatkową, niezbędną na wywołanie ciśnienia między powierzchniami ciernymi,

D nacisk, którym się klin wciska w kierunku osi,

otrzymamy wartości tablicy poniższej, obliczone dla spólczynika tarcia $\mu = 0,1$ i ciśnienia $p = 10 \text{ kg/cm}^2$ powierzchni ciernych, w czasie ich działania, w przypuszczeniu zupełnie równomiernego przylegania tych powierzchni do siebie. *)

Średnica zewnętrzna tulei rozwartej	Długość tulei	Grubość tulei	Siła przenoszona na obwodzie	Siła rozwierająca P_1	Siła wywołująca ciśnienie P_2	Nacisk D , którym się klin wciska
mm	mm	mm	kg	kg	kg	kg
200	60	10	377	20	600	372
250	65	12,5	510	21,5	811	499
300	70	15	660	23,6	1050	644
350	75	17,5	824	25,2	1310	801
400	80	20	1005	26,5	1600	975
450	85	22,5	1202	28,7	1908	1162
500	90	25	1414	29,9	2251	1368
550	95	27,5	1642	31	2611	1585
600	100	30	1885	33	3000	1820

Jeżeli tuleje będą z brązu niefosforzonego, to można zwiększyć p do 15 kg/cm^2 , zwiększając równocześnie P_2 i D , a więc i siłę przenoszoną na obwodzie. Gdy siły są znacznie większe, zamiast wciskać kliny bezpośrednio, można i do tego zastosować przekładnię dodatkową. *) Ilość obrotów kół zębatych, nieobrabianych (niegryzowanych) nie ma przekraczać 150/min. Przy wytężonej pracy przystawki nawrotne, wycierając się szybko, powodują nieraz przerwy w robocie.

Dźwigarka miewa zwykły hamulec wechwytowy lub hamulec cierny z piaskiem, które suwniczy dociąga ręką lub nogą, albo też hamulce samodiałające (dociągane ciężarem, hamulce Weston'a i t. p.).

*) Bethmann w Z. d. V. d. Ing. 1898, str. 534 i nast.

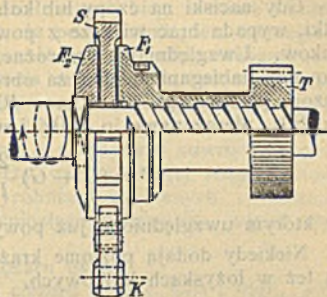
**) Eberle Z. d. V. d. Ing. 1898, str. 4 rys. 4 do 8.

Na wałę napędzającym nacięto gwint prostokątny, stromozwity (rys. 547), o tak dobranym locie (prawym, lewym), aby ciężar przyciskał tarczę F_1 , złączoną z kołem T ,

Rys. 547.

wechwytywego S i do drugiej tarczy F_2 , osadzonej stałe na wałę. Takim sposobem koło napędne sprzęga się z wałem, niezależnie od kierunku obrotu wałę: przy podnoszeniu ciężaru (obróć w kierunku strzałki) ciężar ścisną tarczę ciernie, a że dla tego kierunku obrotu piesek nie zatrzymuje koła wechwytywego, więc hamulec działa natenczas jako zwykle sprężło ciernie: przy opadaniu ciężaru wałę obracały się w kierunku odwrotnym, piesek zatrzymuje jednak koło wechwytyowe. A że moment tarcia między tarczami jest większy niż moment spowodowany ciężarem, więc ciężar sam opadać nie może, bo zatrzymuje go koło wechwytyowe. W celu opuszczania ciężaru musimy zatem wałę obracać nawrotnie silnikiem, a to w celu zmniejszenia nacisku na wywieranego przez ciężar na tarczę ciernie, na co potrzeba względnie mało pracy, rozumie się, przy należytem ustosunkowaniu pochyłości gwintu do wielkości tarczy ciernych, od którego to stosunku zależy przede wszystkim prawidłowe działanie hamulca.

Hamulce samodiałające powodują częste przerwy w robocie, dla tego też niejedne fabryki zarzucają je zupełnie. *)



Suwarki.

Obciążenie kół. Oznaczając przez (p. rys. 547-a):

Q_1 największy nacisk jednego koła na tor w kg,

D średnicę tegoż koła w cm,

b szerokość powierzchni walcowej, przychodzącej do zetknięcia z szyną,

otrzymamy względne ciśnienie na jednostkę rzutu tej powierzchni

$$k = \frac{Q_1}{Db},$$

Rys. 547-a.

które nie powinno przekraczać: 40 kg/cm² rzutu u kół z odlewu twardego lub stali na szynach stalowych, względnie 20 kg/cm² rzutu u kół żeliwnych na szynach żelaznych lub stalowych.

Opór przy przesuwaniu. Oznaczmy przez:

P opór przesuwania, spowodowany tarcielem czopowem i przy toczeniu w kg,

Q ciężar w kg,

G wagę całkowitą kota, względnie całej suwnicy w kg,

d średnicę czopa na osi kół w cm,

μ_1 współczynnik tarcia czopowego (p. str. 223 i nast.),

f współczynnik tarcia przy toczeniu w cm (p. str. 220),

a otrzymamy wzór na moment niezbędny do obracania osi kół:



*) O nowszych hamulcach wechwytywych do opuszczania ciężarów, Ad. Ernst, Z. d. V. d. Ing. 1901, str. 1081 i nast.; 1123 i nast.

$$M = P \frac{D}{2} = (Q + G) \left(\mu_1 \frac{d}{2} + f \right), \text{ w którym}$$

$\mu_1 = 0,08$ do $0,1$, a $f = 0,05$ do $0,08$ cm.

Gdy naciski na czopy lub kola są znaczne, albo gdy tor jest szorstki, wypada brać większe z powyżej podanych wartości współczynników. Uwzględniając przeróżne opory dodatkowe, zwłaszcza powodowane nabieganiem obrzeża obręczy na szynę,^{*)} zwiększają wyniki wzoru powyższego dla kąta o 40 do 50%, a dla całej suwnicy o 60 do 80%, nieraz nawet o 100% i więcej. Stosują też i wzór:

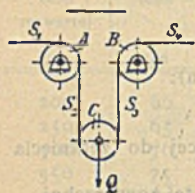
$$P = (Q + G) \frac{2}{D} (0,25 d + 0,08),$$

w którym uwzględniono już powyższe dodatki.

Niekiedy dodają poziome krążki prowadnicze, a osie kół układają też w łożyskach kulkowych.

Opór przy przesuwaniu kota, spowodowany przez przewieszający się krążek przesuwny, który dźwiga ciężar. Jeżeli A i B (w rys. 547-b) oznaczają krążki kierownicze na kocie, przez które przewieszają się liną dźwigającą, z krążkiem przesuwnym C , obciążonym ciężarem Q , to przy przesuwaniu kota liną dźwigającą przewija się po krążkach. Gdy kot posuwa się w kierunku strzałki, będzie:

Rys. 547-b.



$$Q = S_2 + S_3,$$

$$S_3 = x' S_2 = \frac{Q}{1 + (1 : x')} = Q \frac{x'}{1 + x'},$$

$$S_2 = Q \frac{1}{1 + x'}, \quad S_4 = S_3 x'', \quad S_1 = \frac{S_2}{x''}.$$

A opór przy przesuwaniu kota, spowodowany przewijaniem się liny będzie $S_1 - S_1$. W sposób podobny obliczamy opór, gdy pojedynczy krążek przesuwny zastąpimy całym wciągiem wielokrążkowym. Tego powiększenia oporu, znacznego zwłaszcza przy wciągach wielokrążkowych, można uniknąć, stosując do przesuwania kota samą liną dźwigającą, przyczem należy dodać jeszcze bęben pomocniczy do nawijania drugiego końca liny. Przy przesuwaniu kota na lewo, nawija się koniec S_1 , a odwija S_4 ; przy podnoszeniu nawijają obydwa końce, a odwijają przy opuszczaniu ciężaru.

Ustrój suwarki dla suwnicy. Gdy prądnik stoi na jednym końcu suwnicy, wypada dodać wał pomocniczy, którym w pośrodku napędzamy przechodzący, główny wał suwarki. Gdyby bowiem wał główny napędzać nie ze środka, a z jednego końca, to cała suwnica łatwoby się boczyła. Średnicę wała napędznego suwarki oblicza się podług wzorów na wały pędniane, podanych na str. 494.

^{*)} Ad. Ernst, Hebezeuge, 3 wydanie, Tom I, str. 305 i nast.

2. Suwnice o kilku prądnicach prądu stałego.

Stosują prawie wyłącznie nawrotne prądniki jednoobwodowe (z magnesami w obwodzie głównym), które odznaczają się silnym momentem rozruchu i przyspieszają samodzielnie swój bieg, w miarę zmniejszającego się obciążenia, tak dalece, że przy nadmiernem zmniejszeniu obciążenia prądniki te mogą się rozbiegać. Prądnik dźwigarkowy i prądnik do przesuwania kota ustawia się na kocie, natomiast prądnik do przesuwania suwnicy na jej pomoście. Każdy prądnik napędza wały robocze za pośrednictwem ślimaka i przystawek zazębionych. Nastawianie bywa elektryczne, a stanowisko suwniczego podwieszono u suwnicy z boku, a przy większych jej rozpiętościach u kota. Niekiedy, zwłaszcza w wyrobniach kuziennych i tłoczniach, sterują też suwnicami z wyniesłego stanowiska wśród wyrobni położonego.

Hamowanie przy opuszczaniu ciężaru bywa:

a) **Mechaniczne**, pod naciskiem ciężaru (p. str. 678 i 699), albo też ślimakiem samohamownym, jeżeli prądnik jest nawrotny. (Zwykły hamulec wechwytowy stosują tylko wtenczas, gdy suwniczy jeździ z kotem).

b) **Magnes** odciągający hamulec włącza się w szereg z prądkiem jednoobwodowym, a luzuje on hamulce tylko wtenczas, gdy przez prądnik, a więc i przez magnes, przepływa prąd przynajmniej wielkości na ten cel nieodzownej. Prądnik jest nawrotny. Gdy prądnik się rozruszył dla opuszczania ciężaru, prąd słabnie (zmniejsza się), aż hamulce się zetkną z kotem, a stan ustalenia następuje, gdy moment obracający siły hamującej zrówna się z sumą momentów obracających ciężaru i prądnika. Prędkość opuszczania (opadania) można miarkować opornikiem.

Powyższe dwa rodzaje hamulców (a i b) nietylko że powodują ścieranie się powierzchni hamujących, lecz zużywają prąd i na opuszczanie ciężaru. Powodują one często poszarpywania z powodu nagłych obsuwań się ciężaru. Natomiast zaletą ich jest, że hamują samoczynnie na wypadek zerwania się przewodników, albo zmniejszenia się lub przerwy prądu z innej przyczyny.

Stosując napędy niesamohamowne, hamują obecnie ciężar opuszczający sposobem elektrycznym.

c) **Hamowanie zwarcie^{*)} twornika**. Twornik, magnes hamulcowy i mniej lub więcej oporów włączają się w szereg, przyczem prądnik pracuje jako prądnicą. Wadą tego systemu jest, że magnesy nie wzbudzają się niezawodnie, a dalej, że prądnik musi osiągnąć pewnej ilości obrotów, zanim może zacząć pracować jako prądnicą, czyli zanim może rozpocząć hamowanie, skutkiem czego znów ani wolne opuszczanie ciężaru, ani opuszczanie na małe spady nie daje się uskutecznić.

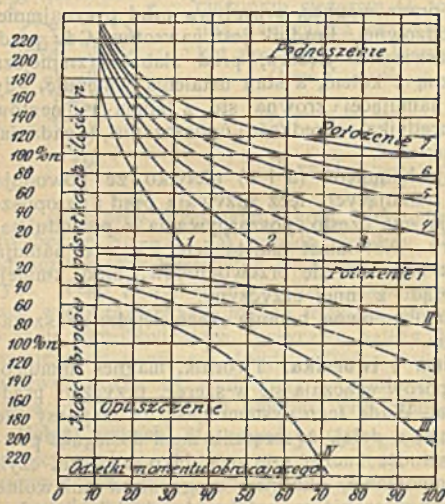
d) W celu osiągnięcia niezawodnego hamowania dodają na prądniku jednoobwodowym jeszcze nawój bocznikowy, lecz jego ustawicz-

^{*)} Zwarcie^m zowieśmy to, co dawniej zwano z niemiecka „krótkim połączeniem“.

ne wyłączanie (przy każdym ruszaniu ciężaru) powoduje nowe trudności z powodu silnego działania indukcji. Aby zmniejszyć tę niedogodność, pozostawiają nawój bocznikowy w obwodzie podczas krótszych przerw ruchu, gdyż zużywa on względnie mało prądu, a wyłączają go (za pośrednictwem przelącznika magnetycznego) tylko na czas przerw dłuższych.

e) Aby już w samym początku opuszczania ciężaru magnesy wzbudzić niezawodnie, doprowadzają (w pierwszym położeniu nastawnicy, w stronę ruchu w dół) prąd z sieci do prąduka, nastawionego na hamowanie zwarcie twornika (por. np. przywilej niemiecki Nr. 120078). Gdy tylko magnesy raz się wzbudzą, to do dalszego ich działania, przy następnych położeniach nastawnicy, czyli do opuszczania ciężaru z różnymi prędkościami, starczy już zupełnie hamowanie zwarcie twornika ze stopniowym włączaniem oporów. Do zatrzymywania ciężaru dodają jeszcze zwykły zatrzymujący hamulec taśmowy lub klockowy, dociągany elektromagnesem bocznikowym. A że w celu umożliwienia powolnego podnoszenia małych ciężarów, oraz w celu zapobieżenia zbyt silnym rzutom prądu w sieci, dodają w pierwszych położeniach nastawnicy (dla ruchu w górę) tyle oporu prądnicowi, że wielki ciężar mógłby go napędzać nawrotnie, więc by

Rys. 617-c.



i temu zapobiedz, zaopatrują ów hamulec zatrzymujący w wechwt zębaty lub zakleszczający, który działając tylko w jednym kierunku, pozwala swobodnie podnosić ciężary. W rys. 547-c przedstawiono wykresy działania takiego hamulca przez zwarcie twornika, które zużywa bardzo mało prądu z sieci. Praca, jaką trzeba wchłoniąć przy opuszczaniu ciężaru, zamienia się w oporach elektrycznych na ciepło: unikamy zatem wszelkiego mechanicznego ścierania się powierzchni hamujących. Dla szybkiego opuszczania małych ciężarów lub pustego haka, można

prze-
stawić nastawnicę w położenie, przy którym ciężar opada niezależnie od prąduka; wreszcie dodają jeszcze i dwa dalsze położenia, przy których prądnic prądem z sieci pracuje w kierunku opuszczania ciężaru.

Hamulce zatrzymujące są niezbędne do dokładnego prowadzenia i szybkiego zatrzymania suwarek, zwłaszcza szybkochojących. Są to hamulce mechaniczne, dociągane ręką, nogą lub magnesem hamulcowym. Są one również niezbędne tam, gdzie wiatr mógłby rozruszać suwnicę lub kota. Poza tem korzystniej będzie pracę rozpędu wehłaniać elektrycznie przez zwarcie twornika. Elektryczne hamowanie rozpędu twornika jest również wskazane przy bardzo znacznych prędkościach podnoszenia, jeżeli hamulec mechaniczny posiada wechwył działający w jednym tylko kierunku. Rozpęd twornika możemy też hamować, nastawiwszy prądnik na prąd odwrotny.

Zmiany prędkości podnoszenia, oraz dźwigarki dodatkowe. Do zwalniania biegu dźwigarek stosują prawie zawsze włączanie oporów nastawnicy w obwód główny. Z powodu znacznej pracy jalowej dźwigarek zbudowanych na wielkie ciężary, prądnik jednoobwodowy nie podnosi pustego haka z prędkością większą niż 2 do 2,5 krotna prędkość największego ciężaru. Dalsze zwiększenie prędkości podnoszenia osiągają kołami zmianowemi, wprzęganemi bezpośrednio w dźwigarkę za pośrednictwem dźwigni lub śruby pociągowej. Takie koła zmianowe nie powinny się znajdować między ciężarem, a hamulcem. Ponieważ jednak wprzęganie takich kół bywa zmuadne, więc zadawalają się przeważnie (w dźwigarkach do 20-tu ton nośności) samoczynnem zwiększaniem się ilości obrotów prądniców jednoobwodowych. Przy jeszcze większej nośności dźwigarek dodają zazwyczaj dźwigarkę dodatkową, a w razie wymagań osobliwych nawet drugi kot z oddzielną dźwigarką i suwarką.

Prądniki powinny być zupełnie nawrotne, bez potrzeby przestawiania szczotek w tym celu. Stosują ponajczęściej prądniki w osłonie szczelnej, a wytrzymałej na uszkodzenia zewnętrzne; osłona taka bywa wprost niezbędną, np. w odlewniach. Stosownie do trwania kolejnych okresów pracy i przerw można naogół prądniki dźwigarek obciążać znacznie bardziej, niż przy biegu bez przerw, byle tylko moment rozruszający był dostateczny. Prądniki takie, ze względu na częste podnoszenie mniejszych ciężarów, powinny wykazywać największą sprawność dla momentu obracającego, leżącego między $\frac{2}{3}$ a $\frac{3}{4}$ wartości momentu normalnego.

Do **rozruszania i nastawiania** prądniców dźwigarkowych stosują przeważnie nastawnice walcowe (kotrolery), w rodzaju używanych na tramwajach elektrycznych. Każdy prądnik powinien mieć swój oddzielny walec nastawniczy, poruszany kółkiem ręcznem, korbą lub rączką (dźwignią).

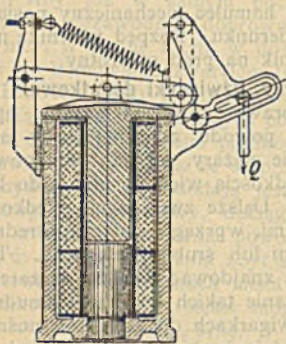
Dwa walce takie można sprzęgnąć ze sobą, np. sprzęgłem przegubowem i t. p., w taki sposób, aby je nastawiać wspólnym nastawiakiem (rączką), przyczem pożądanem jest, aby kierunek przestawiania rączki odpowiadał kierunkowi spowodowanego ruchu: przestawienie nastawiaka naprzód lub w tył, w kierunku osi toru suwnicy, przesuwa ją naprzód lub w tył; przestawienie nastawiaka w prawo lub w lewo, w kierunku osi toru kota, przesuwa kota w prawo lub w lewo; przestawienie wreszcie nastawiaka w kierunku pośrednie powoduje przesuwanie łącznie suwnicy i kota, t. j. przesuwanie ciężaru w kierunku wskazanym przez nastawiak.

Nastawnice wodne lub olejne nie nadają się do dźwigarek, do których stosują i nastawnice grafitowe; do wielkich prądniców

jednakże, powyżej 50-ciu do 80-ciu MK, najwłaściwszymi będą nastawnice o kontaktach węglowych.

Magnesy hamulcowe są to elektromagnesy unoszące lub popuszczające obciążoną dźwignię hamulcową, a włącza się je lub wyłącza, pokręcając walec nastawnicy prądu, przyczem ich nawoje mogą leżeć bądźto w głównym obwodzie prądu, bądź też między przewodnikami sieci (magnesy szeregowy i bocznikowe).

Rys. 547-d.



W celu zapobieżenia zbyt nagłemu zapadaniu hamulca i wynikającym z tego uderzeniom, solenoidowe magnesy hamulcowe zaopatrują się w powietrzne lub olejne tłumiki ruchu, albo też nadają im taki urządzenie, aby siła działająca na dźwignię była prawie niezmienna bez względu na położenie dźwigni i magnesu. (P. rys. 547-d, urządzenie Schuckert'a, albo też inny urządzenie Siemens'a i Halske'go).

3. Suwnice o kilku trójprądach,

t. j. prądach do trójprądu (prądu o trzech fazach względem siebie nawzajem symetrycznych), w mechanicznym swym urządzeniu mało się różnią od suwnic o prądzie stałym. Aby trójprąd mógł się rozruszać pod obciążeniem, nie zużywając zbyt wielkiego prądu rozruszającego, włącza się w obwód twornika (w część indukowaną, w rotor) stosowny opór, przez co wzrasta moment obracający. Dlatego też, a zarazem by umożliwić miarkowanie ilości obrotów, budują się takie prądniki prawie zawsze z pierścieniami kontaktowymi. Ilość obrotów pod różnym obciążeniem pozostaje prawie niezmienną, a możliwość rozbiegania się jest wprost wykluczona. Zmniejszać ilość obrotów można, włączając stopniowo opory nastawnicy w obwód twornika, jednakże przy biegu jałowym, albo pod małym obciążeniem, trójprąd nawet w ten sposób nie pozwala zmieniać znacznie swej ilości obrotów.

Hamowanie ciężaru opadającego.

a) Ślimaki samohamowne, powodując znaczny opór dźwigarki nawet przy opuszczaniu ciężaru, zapewniają tem samym możliwość miarkowania prędkości; natomiast szybkie ich ścieranie się, przedewszystkiem zaś licha ich sprawność, powstrzymują szersze ich stosowanie.

b) Hamulce dociągane ciężarem, prawidłowego urządzenia, np. Weston'a, zużywają mało pracy przy opuszczaniu ciężaru, nie pozwalają zatem miarkować prędkości opadania.

c) Aby usunąć i tę niedogodność, wstawiają w dźwigarkę hamulec wechwytowy, o działaniu jednokierunkowym, przez co obciąża się prądnik dostatecznie, nawet przy opuszczaniu ciężaru.

d) Opuszczają też ciężar na hamulcu wechwytowym, ręką albo nogą dociągany, lecz natenczas dla ułatwienia obsługi stanowisko suwniczego powinno być na kocie, aby dogodnie mógł naciskać rączkę hamulca, aczkolwiek można ją też pociągać liną ze stanowiska mieszczącego się z boku. W takim jednak razie zaleca się dodanie samoczynnego hamulca o działaniu odśrodkowym, zapobiegającego nadmiernej prędkości opadania. Taki hamulec jednakże zwalnia też zbyt opuszczanie małych ciężarów lub pustego haka. Można wreszcie całą dźwigarkę umieścić z boku suwnicy, przy stanowisku suwniczego: taki ustrój znów, warunkując przewijanie się liny po krążkach podczas przesuwania kota, zwiększa znacznie opór przesuwania (p. str. 700). Umieszczenie dźwigarki przy stanowisku suwniczego posiada w każdym razie wysokie zalety, zwłaszcza daje ono możliwość przeprężania (przemiany) przystawek w dźwigarce w celu dowolnego, w pewnych granicach, stopniowania prędkości podnoszenia i opuszczania ciężarów.

e) Hamulca elektrycznego dla trójprądników, któryby działał bez zarzutu, dotychczas jeszcze nie obmyślono. Jeżeli ciężar opada bez hamowania mechanicznego, to napędzany nim prądnik pracuje jako trójprądnica i dostarcza prądu do sieci, przyczem ilość jego obrotów przekracza ilość normalną o podwójną wartość usuwu (3 do 5%). Włączenie oporu w obwód twornika zwiększa jeszcze usuw, a więc i ilość obrotów. Dlatego też należy zewrzeć obwód twornika podczas opuszczania ciężaru, a zmniejszenie ilości obrotów osiągać przez sztuczne obciążenie dźwigarki zapomocą hamulca mechanicznego.

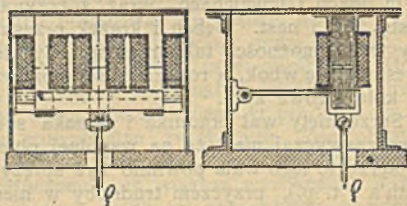
Ciężar zatrzymujemy hamulcem mechanicznym, dociągany ręką, nogą lub też magnetycznie, albo wreszcie hamujemy ciężar elektrycznie prądem odwrotnym. Takie hamowanie elektryczne będzie w pewnych granicach tem skuteczniejsze, im więcej oporu włączymy w obwód twornika.

Nastawnice podobne jak do prądu stałego (str. 703).

Magnesy hamujące na trójprąd (rys. 547-e) budują się z żelaza rozwarstwionego, t. j.

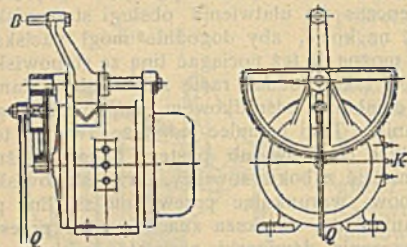
z blach na siebie układanych, przyczem prąd każdej fazy okrąża oddzielne swe ramię magnesu. Magnesy takie nie tylko że obciążają bardzo znacznie sieć wskutek indukcji, ale nadto z powodu przemiennej siły przyciągania kotwic powodują one wielki łoskot, którego można jednak uniknąć,

Rys. 547-e.



zdwajając symetrycznie ramiona magnesu. Znacznie mniej prądu zużywa oddzielny trójprądnik hamulcowy, przedstawiony w rys. 547-f, (Schuckert'a). Nawrotny trójprądnik ten wstawia się w obwód równolegle z trójprądnikiem dźwigarkowym, a porusza on zębniakiem półkole zębate, które, uderzając w skrajnych swych położeniach o sprężynujący odbijak *B*, zatrzymuje się; trójprądnik zaś pozostaje mimo to i nadal pod prądem.

Rys. 547-f.



4. Zapobieżniki (bezpieczniki zapobiegające).

Aby zapobiedz przekroczeniu bezpiecznej ilości obrotów, które mogłoby zniszczyć twornik, zaleca się stosowanie prądników wolnochodzących, oraz dzwonek sygnalowych, o działaniu odśrodkowym, ostrzegających suwniczego, albo wreszcie hamulców odśrodkowych (p. str. 541), czyli samodiałających. Do prądnika jednoobwodowego można też dodać przyrząd, który go samoczynnie zatrzymuje przy przekroczeniu określonej ilości obrotów. Prądniki dźwigarkowe powinny bez szkody móżdż przekraczać 1,7 razy normalną swą prędkość. Do ograniczenia ruchu w skrajnych położeniach, przy przesuwaniu lub podnoszeniu ciężarów, stosują bądźto ostrzegawcze dzwonki mechaniczne lub elektryczne, bądź też samoczynne wyłączniki prądu, które pozwalają wprawdzie włączyć ponownie prądnik w sieć, lecz tylko na ruch nawrotny i które po zejściu suwnicy lub kota z położenia pozakračkowego samoczynnie znów włączają przewody wyłączone.

Przeciążeniu dźwigarki, czy to nadmiernym ciężarem, czy też wskutek zaczepienia się haka, można zapobiedz przez wstawienie w przewodniki albo bezpieczników topniejących, albo też wyłączników nadmiaru, które nie pozwalają na ponowne włączenie, dopóki wielkość prądu pozostaje nadmierną.

5. Mechaniczne urządzenia suwnic.

O linach i łańcuchach, wraz z przynależnymi kołami i bębniami p. str. 520 i nast. Bęben i krążek przesuwany, albo też wciąg, należy wedle możliwości tak urządzić, aby ciężar przy podnoszeniu nie przesunął się w bok, a rozdzielał się możliwie równomiernie na wszystkie koła torowe kota.

Sprężnięty wał prądnika i ślimaka spoczywa w 4-ch łożyskach, które zazwyczaj nie leżą na wspólnej płycie podstawowej. Dla tego też sprzęgło tego wała powinno być sprężynujące (np. ustroju Zodel-Voith'a i t. p.), przyczem trudnoby w niem było uwzględniać izolację elektryczną. Do bezpośredniej przekładni zazębitej stosują na-

zębione pierścienie ze skóry surowcowej, nasadzone na wspólną pia-
stę żelazną lub żeliwną, ochraniające troskliwie od wilgoci, a smarowane tłuszczami zwierzęcymi lub roślinnymi, z wykluczeniem smarów mineralnych.

Pomost suwnicy wspiera się na blachownicach, albo kratownicach. Suwnice prędko się przesuwające powinny również posiadać dostateczną sztywność i w kierunku bocznym. W celu zwiększenia tej sztywności, zamiast układać pomosty (służące do oględzin suwnicy) na wspornikach przytwierdzanych do dźwigarów głównych, wspierają je na oddzielnych dźwigarach bocznych, które, łącząc się wykrutowaniem z głównymi, tworzą kratownice przestrzenne. Sztywne złączenie końcy suwnicy z wieżą wózków jest nader ważne, a wspomniane kratownice przestrzenne i pod tym względem wzmacniają cały ustrój znakomicie. Jeżeli kot posuwa się po torze wspartym, np. na dolnych pasach dźwigarów głównych, tak że cały kot posuwa się w przestrzeni między nimi, to dźwignice można górą złączyć bezpośrednio ze sobą, co usztywnia znacznie całą wieżbę suwnicy, utrudniając jednak dostęp do kota, a to znów staje się powodem, że przeważnie budują suwnice o kotach suwających się górą, zwłaszcza przy napędzie trzema prądnikami. Środniki blachownic i wielkich dwuteowników, obciążonych torem z wierzchu, mogłyby wybaczać (wypuklać) się pod działaniem znacznych ciężarów skupionych, dla tego też usztywniają je dokładnie przylegającymi kątownikami pionowymi.

Obok torowych kół wózka, na wypadek złamania się osi, przytwierdzają podpórki, które, zachwytyjąc poza szynę lub poza górny pas dźwigara, zabezpieczają jednocześnie suwnicę, względnie kota, od wykolejenia się. Dźwignice główne, z żelaza zlewnego, naprężają bezpiecznie do $k_b = 650$ do 850 kg/cm^2 , przy napędzie ręcznym nawet więcej, przyczem ugięcie 1 : 1000 do 1 : 800 uważa się za dozwolone.

6. Porównanie rozmaitych ustrojów suwnic.

Koszt urządzenia suwnic o trzech prądnikach bywa większy w części elektrycznej, mniejszy zaś w części mechanicznej, naogół wreszcie nieco większy niż suwnic o jednym prądniku. Suwnice o jednym prądniku znajdują przeważnie zastosowanie wtenczas, gdy pracują rzadziej, z prędkością niewielką i na małe ciężary. Natomiast do suwnic pracujących bez przerwy, mających obsługiwać żwawo, wreszcie do wielkich ciężarów należy unikać ciernych przystawek nawrotnych; dla tego też stosują natenczas przeważnie ustrój o trzech prądnikach, zwłaszcza gdy można posiłkować się prądem stałym. Trójprądniki, jako pozbawione kolektorów, sprawiają mniej zochodu, natomiast wymagają one większej liczby przewodników. Możliwość miarkowania ruchu, zwłaszcza przy małych ciężarach, przedstawia się niekorzystniej w trójprądniku, aniżeli w prądniku jednoobwodowym, który przez samodzielne zwiększanie ilości obrotów, w miarę zmniejszania się ciężaru, jest w możności wykonać więcej roboty, zwłaszcza przy podnoszeniu na większe wysokości. Z tego też powodu stosowanie większych prędkości przy pełnym obciążeniu

I. Suwnice o trzech prądnicach, pracujące z wielką prędkością.

Nośność	Prędkość i moc prąd- ników						Waga		Miary od szyn toru suwnicy w mm								Największy nacisk kota i roz- staw kół około	
	Rozpiętość	podno- szenie ciągaru		przesu- wanie suwni- cy		przesu- wanie kota		kota	całej suwnicy	suit nad wierzchem toru	ściana boczna od śródk szyny	spód dźwigara pod wierzchem toru	skrajne położenie ha- ka od śródk szyny	to samo po stronie budki suwniczego	spód budki pod wierzchem toru	kraj budki od śródk szyny		
		m	min	M	min	M	min											
3000	8	6,0	7	120	7	30	1	2600	8000	1550	190	475	700	850	2000	400	3300	2200
	12	6,0	7	100	7	30	1	2600	9500	1550	190	475	700	850	2000	400	3900	2400
	16	6,0	7	90	7	30	1	2600	12000	1550	190	475	700	850	2000	400	4700	2600
	20	6,0	7	80	7	30	1	2600	14500	1550	190	475	700	850	2000	400	5350	2900
	25	6,0	7	70	7	30	1	2600	19200	1550	190	475	700	850	2000	400	6500	3100
5000	8	4,5	7	90	7	30	2	2800	8300	1600	200	500	750	900	2000	400	4500	2200
	12	4,5	7	85	7	30	2	2800	9900	1600	200	500	750	900	2000	400	5300	2400
	16	4,5	7	80	7	30	2	2800	12600	1600	200	500	750	900	2000	400	6000	2600
	20	4,5	7	75	7	30	2	2800	15500	1600	200	500	750	900	2000	400	6800	2900
	25	4,5	7	70	12	30	2	2800	20600	1600	200	500	750	900	2000	400	8000	3200
7500	8	4,5	12	85	7	30	2	3600	9800	1700	220	500	800	900	2000	400	6300	2200
	12	4,5	12	80	7	30	2	3600	12200	1700	220	500	800	900	2000	400	7100	2400
	16	4,5	12	80	12	30	2	3600	15300	1700	220	500	800	900	2000	400	7900	2600
	20	4,5	12	75	12	30	2	3600	18300	1700	220	500	800	900	2000	400	8700	3000
	25	4,5	12	70	12	30	2	3600	24000	1700	220	500	800	900	2000	400	9800	3200
10000	8	4,0	12	80	7	30	2,5	3900	10900	1700	230	500	800	900	2000	400	7700	2200
	12	4,0	12	75	12	30	2,5	3900	13400	1700	230	500	800	900	2000	400	8600	2400
	16	4,0	12	75	12	30	2,5	3900	17200	1700	230	500	800	900	2000	400	9400	2600
	20	4,0	12	70	12	30	2,5	3900	20200	1700	230	500	800	900	2000	400	10500	3000
	25	4,0	12	65	12	30	2,5	3900	26100	1700	230	500	800	900	2000	400	11800	3200
15000	8	3,25	16	70	12	25	3	5100	13100	2000	250	550	900	1000	2000	400	10900	2200
	12	3,25	16	70	12	25	3	5100	15700	2000	250	550	900	1000	2000	400	11700	2400
	16	3,25	16	65	12	25	3	5100	19900	2000	250	550	900	1000	2000	400	12600	2600
	20	3,25	16	65	16	25	3	5100	23700	2000	250	550	900	1000	2000	400	13800	3000
	25	3,25	16	60	16	25	3	5100	30200	2000	250	550	900	1000	2000	400	15500	3400
25000	1) 8	3,0	26	65	12	20	5	6900	17600	2000	275	650	1000	1000	2000	600	17100	2200
	12	3,0	26	65	12	20	5	6900	20600	2000	275	650	1000	1000	2000	600	18000	2400
	16	3,0	26	60	16	20	5	6900	25300	2000	275	650	1000	1000	2000	600	19500	2700
	20	3,0	26	55	16	20	5	6900	30100	2000	275	650	1000	1000	2000	600	20800	3000
	25	3,0	26	45	16	20	5	6900	36100	2000	275	650	1000	1000	2000	600	22500	3400
50000	2) 8	1,75	35	60	26	15	12	10200	29900	2800	350	900	1300	1300	2000	600	32400	2400
	12	1,75	35	55	26	15	12	10200	32500	2800	350	900	1300	1300	2000	600	34000	2600
	16	1,75	35	50	26	15	12	10200	37800	2800	350	900	1300	1300	2000	600	35900	3000
	20	1,75	35	50	30	15	12	10200	43500	2800	350	900	1300	1300	2000	600	38000	3400
	25	1,75	35	45	30	15	12	10200	52800	2800	350	900	1300	1300	2000	600	40500	3800
75000	3) 8	1,6	52	50	35	12	16	20500	48000	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	47000	2600
	12	1,6	52	45	35	12	16	20500	51500	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	52000	2800
	16	1,6	52	45	52	12	16	20500	59000	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	54800	3500
	20	1,6	52	45	52	12	16	50500	66800	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	56700	3900
	25	1,6	52	35	52	12	16	20500	86300	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	61500	4000

Dźwigarka pomocnicza przy suwnicy:

- 1) O nośności 5000 kg, z prędkością podnoszenia 14 m/min, o mocy 26 MK.
 2) " " 7500 kg, " " " " " " " 35 MK.
 3) " " 10000 kg, " " " " " " " 35 MK.

II. Suwnice o trzech prądnikach.

Noś- ność kg	Rozpię- tość m	Prędkość i moc prądników						Waga		Dźwigarka pomoc- nicza		
		Podnoszenie ciężaru		Przesuwanie kota		Przesuwanie suwnicy		kota kg	całej suwni- cy kg	Noś- ność kg	Prę- kość podno- szenia m/min	Moc prąd- nika MK
		m/min	MK	m/min	MK	m/min	MK					
5000	10	8,4	14	25	1,5	70	10	2500	9500	5000	10,8	18
	14	8,4	14	25	1,5	65	10	2500	11900			
	18	8,4	14	35	2	60	10	2500	14300			
	22	8,4	14	35	2	55	10	2500	17100			
10000	10	5,4	18	20	2	70	16	4000	12400	5000	10,8	18
	14	5,4	18	20	2	65	16	4000	15000			
	18	5,4	18	30	2,5	60	16	4000	18300			
	22	5,4	18	30	2,5	55	16	4000	22000			
20000	10	3,9	26	16	3	60	20	6500	18100	7500	10,5	26
	14	3,9	26	16	3	55	20	6500	21300			
	18	3,9	26	25	4,5	50	20	6500	25200			
	22	3,9	26	25	4,5	45	20	6500	30500			
40000	10	2,6	35	12	5	50	25	10500	28100	10000	7,8	26
	14	2,6	35	12	5	45	25	10500	31300			
	18	2,6	35	18	7	45	25	10500	36700			
	22	2,6	35	18	7	40	25	10500	44800			
60000	10	1,7	35	10	6	50	40	16000	37700	10000	7,8	26
	14	1,7	35	10	6	45	40	16000	43000			
	18	1,7	35	15	9	45	40	16000	51300			
	22	1,7	35	15	9	40	40	16000	62900			

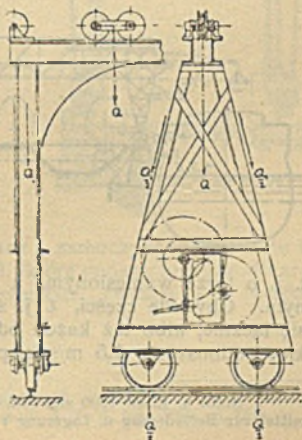
dla suwnic z trójprądnikami jest wprost wskazane. Elektryczne hamowanie ciężaru opadającego łatwiej i prościej, aniżeli trójprądem, uskutecznia się prądem stałym, który nadto daje możność stosowania gromadnic odrzutowych (baterii buforowych). Często stosują też dźwigarki elektryczne wyłącznie tylko do podnoszenia ciężaru, przesuwając suwnicę i kota ręcznie.

Prędkości podane w tablicach (str. 708 i 709) mogą być miarodajne dla suwnic pracujących ustawicznie ciężko, a żwawo, w przeciwnym razie można prędkości te zmniejszyć.

F. Dźwignice bramiaste.

Stała lub przesuwana podpora tych dźwignic tworzy rodzaj bramy, przez którą mogą przejeżdżać wagony lub wozy.

Rys. 547-g.



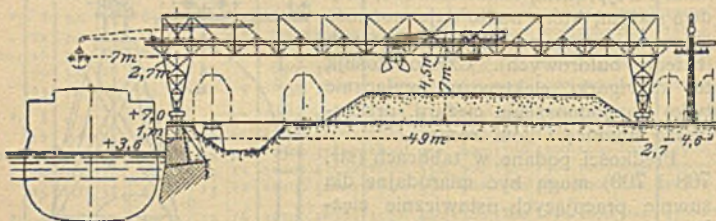
1. Brama z dźwigarką (kotem, wciągiem lub t. p.) znajduje szerokie zastosowanie do przeładowywania ciężarów na stacjach kolejowych. Składa się ona z dwóch słupów (lub par słupów) złączonych górną poprzeczną poziomą zazwyczaj z torem dla kota. Dźwigarki bywają przeważnie ręczne i służą do podnoszenia ciężaru, a zarazem i do przesuwania kota. Przesuwanie zaś ciężarów w kierunku prostopadłym do toru kota, a więc zazwyczaj w kierunku osi toru kolejowego, zastępuje się przesuwaniem wagonów lub wozów pod ciężarem, albo też z ciężarem.

2. Suwnice bramiaste. Jeżeli dźwignicę powyżej opisaną ustawimy w ten sposób, że każda para jej słupów spoczywać będzie na półwozku o dwóch kołach chodzących jednakże po jednej szynie szerokiego toru (rys. 547-g), to otrzymamy rodzaj suwnicy o dźwigarach wzniesionych wysoko ponad jej tor, a suwnicę taką nazywamy bramiastą. Znajduje ona zastosowanie przede wszystkim tam, gdzie niema ścian lub szeregów słupów, na którychby można było dogodnie i bezpiecznie ułożyć wzniesiony tor zwykłej suwnicy, a więc np. na stacjach kolejowych, na dziedzińcach fabrycznych i t. p. I te suwnice napędzają się często prądnikami, zupełnie podobnie jak suwnice, opisane powyżej, p. str. 696 i nast.

Jeżeli największy nacisk kół przekracza granice dozwolone (p. Dział XI), to wypada nacisk ten rozłożyć na więcej niż na 2 koła z każdej strony toru, zapewniając równomierny rozkład nacisku na oddzielne koła dźwigniami w sposób zupełnie podobny, jak się to robi przy wsparciu parowozów na osiach.

3. Suwnice bramiaste, o wielkich rozpiętościach *) (p. rys. 547-h) służą do ładowania i wyładowania węgla, rud i t. p., oraz do ich rozmieszczania na obszernych powierzchniach składowych. Przedłużeniem tych suwnic bywa często kolej nalinkowa lub nadziemna,

Rys. 547-h.

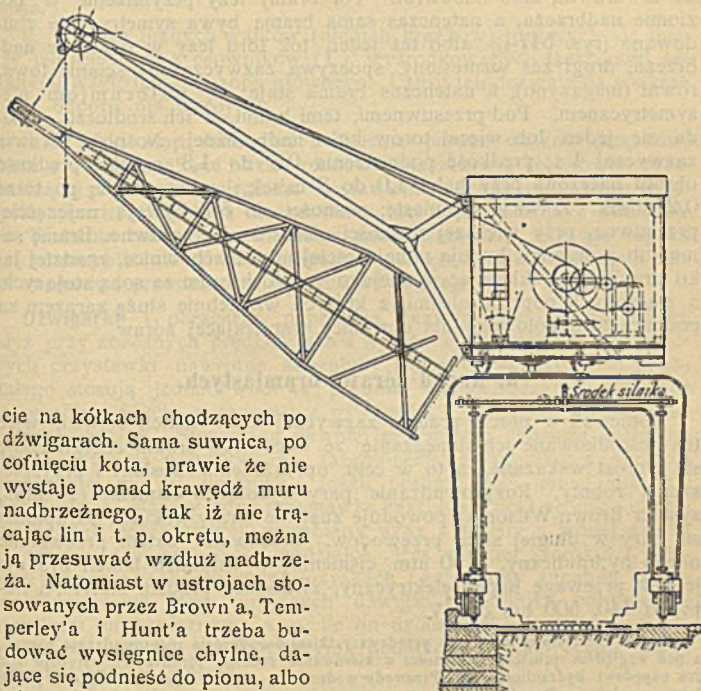


t. j. o torze wzniesionym, a ułożonym na moście również przesuwającym. Obydwie części, t. j. suwnica i kolej nadziemna, przesuwają się łącznie, albo też każda oddzielnie. Prędkości bywają bardzo wielkie: podnoszenie 1,5 m/sek, przesuwanie kota 3 do 5 m/sek, przy

*) Stahl u. Eisen 1900 str. 513, 597, 653, 698, 750, 798; Buhle: Technische Hilfsmittel zur Beförderung u. Lagerung von Sammelkörpern. Berlin, J. Springer 1901.

ciężarach około 1 tony i większych. Do przesuwania całej suwnicy stosują i napęd ręczny. W przeciwstawieniu do ustrojów Towarzystwa: Brown Hoisting and Conveying C-o w Clevelandzie *) i Temperley C-o w Londynie **), Fabryka Bernrath'owska stosuje na kocie oddzielne prądniki do każdego ruchu (rys. 547-h). Kot zrównoważony przeciwwagą, ma daleko sięgającą wysięgnicę z krążkiem końcowym, którego oś, po cofnięciu się kota, znajduje bezpośrednio opar-

Rys. 547-i.



cie na kółkach chodzących po dźwigarach. Sama suwnica, po cofnięciu kota, prawie że nie wystaje ponad krawędź muru nadbrzeżnego, tak iż nie trącając lin i t. p. okrętu, można ją przesunąć wzdłuż nadbrzeża. Natomiast w ustrojach stosowanych przez Brown'a, Temperley'a i Hunt'a trzeba budować wysięgnice chylne, dające się podnieść do pionu, albo obrotne około osi pionowej. Suwnica Hunt'a, z urządzeniem do samoczynnego wysypywania towaru i samoczynnego powrotu kota, nadaje się głównie do rud i żużli, które znoszą bez szkody zrzucanie z wysokości. ***) Suwnice bramiaste, zwłaszcza o wielkich

*) Z. d. V. d. Ing. 1898 str. 769.

**) Z. d. V. d. Ing. 1901 str. 1487.

***) Stahl u. Eisen 1900 zeszyt 16. O suwnicach z dźwigarami wspornikowymi używanych w Ameryce i do budowy okrętów. p. Z. d. V. d. Ing. 1899 str. 1541.

rozpiętościach, trzeba zabezpieczać należycie od przesuwania przez parcie wiatru. Dźwigary budują się z pewnem wygięciem ku górze, które znika potem wskutek ugięcia się dźwigarów pod wpływem tak ciężkości własnej, jako też i ciężarów przesuwanym. Suwnice ładujące w paszecz okrętów (lub z nich) pracują często **nabierakami** samochwytającymi.

4. Żórawie bramiaste. Są to żórawie obrotne, przeróżnych ustrojów, ustawiane na bramie przesuwnej po torze. Stosują się przeważnie w portach do przeładowania towarów z okrętów na wagony lub do towarowni, albo naodwrot. Tor bramy leży przybliżenie w poziomie nadbrzeża, a natenczas sama brama bywa symetrycznie zbudowana (rys. 547-i); albo też jeden tok toru leży w poziomie nadbrzeża, drugi zaś wzniesiony spoczywa zazwyczaj na ścianie towarowni (magazynu), a natenczas brama staje się półbramiem niesymetrycznym. Pod przesuwnymi, temi bramami, w ich śródtorzu, układa się jeden lub więcej torów kolei nadbrzeżnej. Nośność żórawia zazwyczaj 4 t; prędkość podnoszenia 0,5 do 1,3 m/sek; prędkość obrotu mierzona przy haku 1,0 do 3 m/sek.; przesuwanie po torze 0,2 m/sek. Żórawie bramiaste; nośności do 5 t bywają najczęściej przesuwne, przy większej nośności nieraz i nieprzesuwne. Bramę samą lub półbramię budują ponajczęściej jako blachownicę, rzadziej jako kratownicę, składając ją niejako z dwóch bram za sobą stojących, a złączonych poprzecznikami, z których wierzchnie służą zarazem za podporę toru kołowego dla obrotnicy wspierającej żóraw.

a. Napęd żórawi bramiastych.

Ponieważ w porcie pracuje zazwyczaj wiele takich żórawi, więc też ześrodkowane ich napędzanie ze wspólnego źródła energii zdaje się wprost wskazane, a to w celu uproszczenia obsługi i przyspieszenia roboty. Rozprowadzanie pary wysokiego ciśnienia (13 atm., system Brown-Wilson'a) powoduje znaczne straty wskutek skraplania się pary w długiej sieci przewodów. Stosowano zatem przeważnie napęd hydrauliczny, o 50 atm. ciśnienia; w ostatnich latach zyskuje jednak przewagę napęd elektryczny, zwłaszcza prądem stałym, o napięciu 440, 500 lub 550 V.

Napęd elektryczny zaleca się przedewszystkiem dogodnością rozprowadzania energii, a pod względem prostoty i pewności w kierowaniu ruchami żórawia nie ustępuje dziś już napędowi hydraulicznemu. Przewody wodne dla napędu hydraulicznego w porcie łatwo mogłyby podlegać zamarzaniu, przeciw czemu wypada je należycie zabezpieczyć przez głębokie, podziemne ułożenie i t. p. W dźwigarkach hydraulicznych drogi przebiegane przez ciężar i prędkości jego pozostają w pełnej zależności od przynależnego stawidła, w elektrycznych natomiast trzeba hamować pracę rozpędu prędko obracającego się twornika, oraz mas samej dźwigarki i ciężaru. Akumulator hydrauliczny łatwiej obsługiwać niż elektryczny, posiada on też lepszą sprawność. Okoliczności tej nie można jednak przeceniać, bo wzamian prąduki dźwigarek pracują oszczędniej, dostosowując samodzielnie zużycie prądu do obciążenia, podczas gdy cylinder dźwigarki hydraulicznej zużywa zawsze równą ilość wody, bez względu na to, czy podnosi większy lub mniejszy ciężar. Stosują zatem większą ilość (zazwyczaj 3) niezależnych cylindrów, albo przystawek zamiennych, ustopniowanych na rozmaite ciężary, mimo to, wobec niedostatecznego dostosowania się do zmienności obciążenia, dźwigarki hydrauliczne pracują z niższą sprawnością.

b. Żórawie bramiaste, napędzane elektrycznie.

Wsparcie obrotnicy, na której stoi żóraw właściwy, mogą stanowić:

1. Cztery kółka pod obrotnicą w dostatnich odstępach rozstawione. Do ścisłego wyśrodkowania służy główny czop środkowy. Przeciw wagę normują tak, aby moment wywrotu żórawia normalnie obciążonego znosiły same kółka, czop główny zaś aby znosił jedynie obciążenie dodatkowe, nakładane tylko przy próbnym obciążeniu żórawia.

2. Wieniec luźnych wałków (długich krążków) toczących się między pierścieniami z ceowników (\square), wyśrodkowanych łącznikami żelaznymi względnie do czopa głównego. Ustrój ten pozwala na większe ramię odporu niż ustrój 1).

3. Wysoki słup środkowy z dwiema parami wałków (krążków) rozstawionych możliwie blisko pionowej płaszczyzny środkowej, przechodzącej przez oś wysięgnika. Nastawieniem czopa storcowego w łożysku na wierzchu słupa można mniej lub więcej odciążyć owe wałki. Wahania boczne żórawia musi znosić sam słup, a ramię odporu jest w przybliżeniu równe ramieniu w ustroju 2. Słup zacieśnia nieco swobodną przestrzeń w budce żórawniczego.

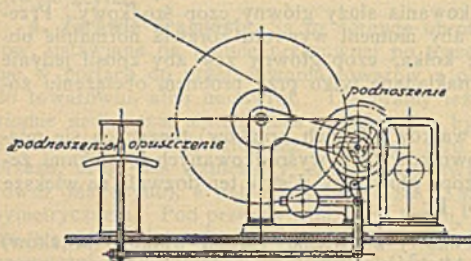
Dźwigarkę i obracarkę napędzają zazwyczaj oddzielne silniki, gdyż przy znacznych prędkościach i wytężonej robocie żórawi portowych przystawki nawrotne ścierałyby się zbyt szybko. Do prądu stałego stosują jednoobwodowe prądniki wolnochodzące, ustawiane na wspólnej płycie posadowej z dźwigarką, a służące równocześnie za przeciwwagę. Stosowaną dawniej przystawkę ślimaczą zastępują obecnie dwiema przystawkami zazębionymi, o zębniku z surowca skórzanego na osi prądnika. Jeżeli prądnik robi mniej niż 300 obrotów/min., starczy jedna przystawka zazębiona, oraz zębnik z utwardzonej stali narzędziowej, wyrabiany wraz z wałem z jednej sztuki, a uzębiony zębami o małej podziałce, lecz wielkiej szerokości, ułożony starannie w obustronnych łożyskach i zanurzony zupełnie w oleju. Hamowanie mas wirujących dźwigarki prądnika odbywa się hamulcem mechanicznym, a o ile on działa tylko jednokierunkowo (t. j. przy hamulcu wechwytywym), dodatkowo i elektrycznie przez zwarcie obwodu twornika.

Nastawianie hamulca łączy się zazwyczaj z nastawnicą dźwigarki, a mianowicie:

1. Prądnik dźwigarkowy łączy się z bębnum zapomocą stałej przystawki zazębionej, a do nastawiania prądnic dźwigarki i obracarki ustawiają oddzielne nastawnice walcowe (kontrolery) przy oknie budki, tak aby żórawniczy mógł dogodnie je obsługiwać, nie spuszczać ani na chwilę ciężaru z oka. Nastawnica obrotniarki otrzymuje poziome kółko nastawnicze, a nastawnica dźwigarki nastawiak rączkowy, poruszający się w płaszczyźnie pionowej. Nastawiak ten

łączy się drążkami z hamulcem wechwytywym (rys. 547-j) w taki sposób, że przy rozruszaniu prądnika na podnoszenie nastawiak nie oddziaływa wcale na dźwignię, która swem obciążeniem napręża taśmę hamulcową. Poruszając natomiast nastawiak w stronę przeciwną, opuszczamy ciężar z dowolną prędkością, luzujemy bowiem mniej lub więcej wyprężoną taśmę hamulca. Dodatkowo hamowanie przez zwarcie obwodu twornika, jakkolwiek możliwe, nie jest jednakże dogodnie, gdyż hamulec mechaniczny wymaga dowolnego położenia nastawiaka w celu zluźnienia jego taśmy w pożądanym stopniu, hamowanie zaś przez zwarcie twornika wymagałoby ustawienia nastawiaka w pewne, z góry oznaczone położenia. W celu szybszego opuszczania małych ciężarów lub pustego haka dodają jeszcze dwa stopnie nastawnicy dla rozruszania prądnika w kierunku opuszczania ciężarów. Ustrój hamulca i jego drążków należy starannie ustosunkować, aby poruszanie nastawiaka odbywać się mogło bez wysiłku.

Rys. 547-j.



Poruszając natomiast nastawiak w stronę przeciwną, opuszczamy ciężar z dowolną prędkością, luzujemy bowiem mniej lub więcej wyprężoną taśmę hamulca. Dodatkowo hamowanie przez zwarcie obwodu twornika, jakkolwiek możliwe, nie jest jednakże dogodnie, gdyż hamulec mechaniczny wymaga

dowolnego położenia nastawiaka w celu zluźnienia jego taśmy w pożądanym stopniu, hamowanie zaś przez zwarcie twornika wymagałoby ustawienia nastawiaka w pewne, z góry oznaczone położenia. W celu szybszego opuszczania małych ciężarów lub pustego haka dodają jeszcze dwa stopnie nastawnicy dla rozruszania prądnika w kierunku opuszczania ciężarów. Ustrój hamulca i jego drążków należy starannie ustosunkować, aby poruszanie nastawiaka odbywać się mogło bez wysiłku.

2. Nastawnice obydwóch prądnic, (dla dźwigarki i obracarki) przedstawiają się wspólnym nastawiakiem za pośrednictwem sprzęgła przegubowego w sposób wspomniany na str. 703. Rozruszanie obydwóch prądnic może następować łącznie lub oddzielnie, a prądnika podnoszącego i nawrotnie. Na właściwej dźwigni hamulcowej spoczywa luźno dźwignia ją obciążająca (a sama naciążona niezbędnym naciążeniem), którą unosi elektromagnes w obwód główny wstawiony. Dźwignię tę można jednak unieść lub docisnąć i ręcznie, za pośrednictwem oddzielnej rączki, a to w tym celu, aby móżd szybko hamować tak przy opuszczaniu, jako też przy podnoszeniu, a nadto aby móżd opuszczać ciężary bez zużywania prądu. Mechaniczny ten hamulec można zatem luzować elektromagnesem, albo też ręcznie, można go też ręcznie dociągnąć bez potrzeby przewyciężania siły przyciągającej magnesu. Obsługa nastawiaka odbywa się bez wysiłku. Hamulec można dociągać ręcznie, nawet gdy prąd jest w obwodzie prądnika, co jednakże przy mniej bacznnej obsłudze powoduje marnowanie prądu.

3. Do nastawiania obydwóch prądnic służą oddzielne nastawnice podobnie jak w przypadku 1. Hamulec różnicowy na wale prądnika dźwigarkowego, zabezpieczając go od ruchu nawrotnego pod wpływem ciężaru, luzuje się jednak samodzielnie podczas podnoszenia ciężaru. Zębnik napędzający bęben sprzęga się ze swym wałem zapomocą sprzęgła ciernego, które sprzęgamy przy podnosze-

niu, a luzujemy mniej lub więcej (rozprzegamy) przy opuszczaniu, postugując się niem jako hamulcem. Sprzęgnik tego sprzęgła hamującego łączy się z nastawiakiem dźwigarki za pośrednictwem rozporzy przegubowej, a to w celu zmniejszenia wysiłku przy hamowaniu. Waga haka powinna być dostateczna dla zapewnienia szybkiego opadania haka pustego (por. przywilej niem. Nr. 78183).

Obracarka. Prądnik ślimakiem stromogwintnym napędza poziome koło ślimacze, na którego osi pionowej siedzi zębnik ze skóry surowcowej, zazębiający się z wieńcem uzębionym, przyśrubowanym do więźby bramy. Prądnik łączy ze ślimakiem nieraz sprzęgłem sprężynującym, co jednak jest zbyt cenne w razie zastosowania wspólnej płyty posadowej i przy starannem wykonaniu. Łagodne rozruszanie bez uderzeń zapewnia się przez należyte stopniowanie oporów nastawnicy. Po zatrzymaniu prądnika rozpęd mas żórawia działa dalej i przy zastosowaniu ślimaka samohamownego mógłby łatwo spowodować złamanie części ustrojowych. By temu zapobiedz, nawet przy stromym gwincie ślinaka, wstawiają sprzęgło cierne, którego połówki ślizgają się po sobie, gdy tylko moment obrotu przekroczy określone granice. Rozpęd twornika hamuje się albo hamulcem mechanicznym, wprowadzanym w działanie przez elektromagnes lub nacisk nogi, albo też elektrycznie przez zwarcie obwodu twornika. Oddzielny hamulec lub innego rodzaju wstrzyznik zapobiega obrotowi żórawia pod wpływem wiatru.

Suwaraka. Gdy tabor żórawi w porcie jest gęsto rozstawiony, a więc gdy przesuwby żórawi bywają naogół nieznaczne, starczy przesuwanie napędem ręcznym. Napędzamy albo korbami po obydwu stronach toru równomiernie, albo też tylko jednostronnie, przenosząc równomiernie ruch i na kola drugiego toku oddzielną przystawką (wałem ze stożkami zębatymi, łańcuchem Gall'a i t. p.). A że mimo to brama może się zboczyć, więc niezbędną jest możność przesuwania każdej strony bramy oddzielnie, w którym to celu wstawia się w suwarakę przesuwne sprzęgło kłowe. Gdy żóraw trzeba przesuwac częściej i na większe oddalenia, wskazaniem będzie zastosowanie napędu silnikowego, a zaleca się natenczas ustawienie oddzielnego prądnika na środku bramy z przystawkami przenoszącemi ruch równomiernie na obydwie strony. Można wprawdzie suwarakę napędzać i prądnikiem obracarki za pośrednictwem przesuwnego sprzęgła kłowego i wała pionowego, przechodzącego przez wydrążony czop główny, ale ustrój taki, jako zbyt złożony, zalecać się nie może.

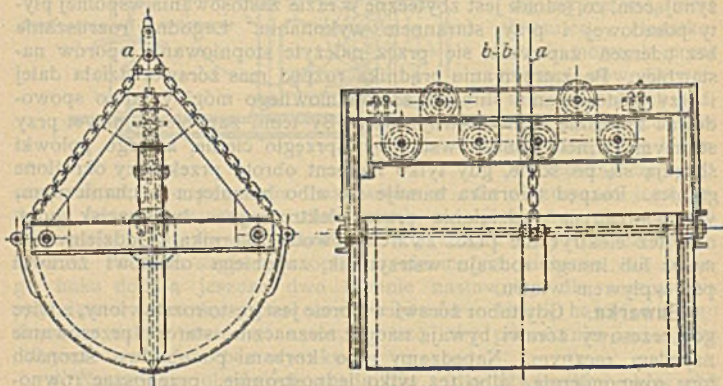
Bezpieczniki. Od uszkodzeń wskutek przeciążenia lub zaczepienia się haka zabezpieczają dźwigarkę elektryczne lub mechaniczne wyłączniki nadmiaru prądu, albo też w mniejszym stopniu sygnały dzwonkowe. Od przekroczenia granicy podnoszenia (a u żórawi bramniastych, z określonym kątem obrotu i granic obrotu) chronią znów wyłączniki krańcowe (przy położeniach krańcowych), albo też przyrzady, które samoczynnie zwracają walce nastawnic z położeń krańcowych w środkowe.

O zużyciu prądu przez żórawie portowe p. Z. d. V. d. Ing. 1901, str. 654 i nast.

G. Nabieraki (ekskawatory).

Nabieraki u czerparek i koparek służą do nabierania gruntu, u zórawi natomiast do nabierania węgla, koksu, zboża i innych sypkich towarów, a to w celu ich przeladowywania. Nabierak dwułańcuszny (rys. 547-k) wisi na łańcuchu *a*, podczas gdy drugi łańcuch *bb* zwierza obydwie połówki nabieraka, obrotne około dwóch osi ułożonych w nieobrotnej oprawie nabieraka. Za zlurowaniem

Rys. 547-k.



tęgo łańcucha *b*, połówki nabieraka rozwierają się samoczynnie, pod wpływem wagi nabieraka. Wbudowany w oprawę wciąg wielokrążkowy, o przełożeniu 1:6 lub 1:8, sprawia to, że siła zwierająca obie połówki nabieraka potęguje się w czasie nabierania od zera do 6-cio lub 8-mio krotnej wartości naciągu łańcucha *b*.

Ustrój szczegółowy nabieraków przystosowuje się do poszczególnego ich przeznaczenia i bywa przeróżny. Budują też nabieraki jednołańcuszne, które opadają dopóty, dopóki rama ich nie wesprze się drążkiem rozwidlonym lub t. p. na gruncie lub towarze, poczem przez dalsze zlurowanie łańcucha nabierak się rozwiera i t. p.

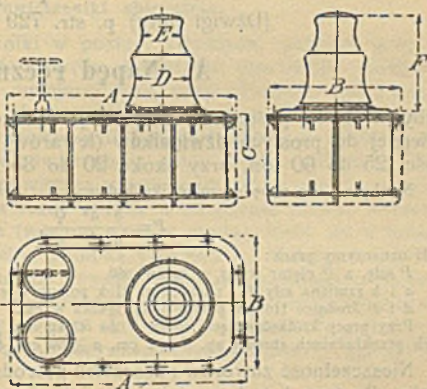
H. Przyciągarki (słupowe).

Przyciągarki słupowe, z angielska *spillami* zwane, służą do przesuwania wagonów w portach i dziedzińcach fabrycznych, przede wszystkim zaś w portach do przyciągania statków i t. p. W odmiennym nieco ustroju, zazwyczaj napędzane parą, służą one też na parowcach do podnoszenia kotwic lub przyciągania parowców do nadbrzeża, podczas lądowania i t. p. Przeważa ustrój w kształcie pionowego, grubego słupka, t. j. ciernego bębna stożkowatego, na który narzuca się jeden lub kilka nawojów liny dowolnie długiej, dają-

cych się równie łatwo zrzucić z powrotem. Obsługujący pociąg schodzący koniec liny i układa go na ziemi w stos zwojów. Stosują dotychczas przeważnie pociągarki hydrauliczne, o trzech cylindrach, lecz podlegają one częstym przerwom w działaniu z powodu nieuszczelnności uszczelnień i powierzchni ślizgających się; dla tego też wypierają je z wolna pociągarki elektryczne.

Przy prądzie stałym stosują i prądniki bocznikowe, przeważnie jednak mniej czułe prądniki jednoobwodowe. Prądnik poruszający się w jednym kierunku napędza bęben za pośrednictwem przystawki ślimaczej, czarnej, albo zazeźbionej. Bęben składa się często z dwóch części ponad sobą, o średnicach różnej wielkości, pozwalających na stopniowanie prędkości, oraz siły przyciągającej. Z wyjątkiem bębna, wystającego ponad poziom ziemi, całą przyciągarkę pomieszczają zazwyczaj w szczelnej skrzyni podziemnej, z żelaza lanego. Skrzynię tę zaopatrują we włazy (rys. 547-1), albo też przytwierdzają przyciągarkę do spodu płyty

Rys. 547-1.



obrotnej około pary czopów w ten sposób, aby w celu zbadania stanu dźwigarki można było płytę odwrócić około owej zawiasy (pary czopów). By obsługującemu pozostawić ręce swobodne do przewijania liny, prąd włącza się często przez proste nadepniecie guzika, przyczem opór rozruszający należy tak ustosunkować, aby prądnik bez względu na obciążenie zawsze i niezawodnie się rozruszył i aby potem wyłączał samoczynnie i stopniowo dalsze opory. Przydepnięty guzik chwyta się w zatrzask, utrzymujący go w tem niższym położeniu, dopóki przez nadepniecie innego guziczka go nie oswobodzimy z zatrzasku, poczem wysuwa się on z powrotem w położenie górne, wyłączając równocześnie prądnik z sieci.

Przyciągarki słupowe z nastawnicą wewnątrz umieszczoną.

Naciąg (siła przyciągająca)	Prędkość przyciągania	Moc prądnika	Wymiary podług rys. 547-1						Przybliżona waga całej przyciągarki
			A	B	C	D	E	F	
kg	m/min	M							kg
500	80	12	1650	1150	860	400	280	750	2500
1000	60	12	1650	1150	860	400	280	750	2500

Naciąg (siła przyciągająca) kg	Prędkość przyciągania m/min	Moc prądunika MK	Wymiary podług rys. 547-1						Przybliżona waga całej przyciągarki kg
			A	B	C	D	E	F	
1500	50	12	1650	1150	860	400	280	750	2500
2000	30	18	2460	1420	1160	475	320	850	4750
3000	25	18	2460	1420	1160	475	320	850	4750
4000	20	18	2460	1420	1160	550	375	1000	5000
5000	15	18	2460	1420	1160	550	375	1000	5000

III. DŹWIGNICE HYDRAULICZNE, t. j. NAPĘDZANE WODĄ. *)

[Dźwigi (lifty) p. str. 729 i nast.]

A. Napęd ręczny

odbywa się za pośrednictwem małej, ręcznej pompki tłoczącej, stosowanej do prostych dźwigników (lewarów) hydraulicznych, o nośności 25 do 60 ton, przy skoku 20 do 35 cm; $\eta \approx 0,75$.

Niezbędna siła napędna robotnika będzie:

$$P = \frac{b}{a} \frac{d^2}{l^2} \frac{Q}{\eta},$$

jeśli oznaczymy przez:

P siłę, a Q ciężar w kg, η sprawność,

a i b ramiona siły P i nacisku na tłok pompy w cm,

d i l średnice tłoków pompy i dźwignika w cm.

Przy pracy krótkotrwałej bywa P do 50 kg na jednego robotnika; przy znacznych przekładniach stosują np. $d \geq 2$ cm, $a \geq 50$ cm, $b \geq 3$ cm.

Nieszczelność zaworów i uszczeltek powoduje częste przerwy w działaniu, dla tego też do mniejszych ciężarów zalecają się bardziej dźwigniki zębnicowe. Natomiast dźwigniki hydrauliczne nadają się przed innymi do podnoszenia bardzo wielkich ciężarów wspartych na licznych punktach podparcia, a więc np. przy ustawianiu mostów, ciężkich więźb strzechowych, które stopniowo ma się podnosić i podmurowywać. Do równomiernego i jednoczesnego podnoszenia wszystkich dźwignów zrzeszonych (współdziałających) służą specjalne stawidła.

B. Napęd silnikiem.

Dźwignice hydrauliczne napędza się stosunkowo nie często wprost pompą poruszaną silnikiem. Ponajczęściej do napędzania tych dźwignic służy woda ze zbiornika lub akumulatora, przyczem moc silnika

*) Podług Ernst'a, Hebezeuge, 3 wyd. Tom II.

i wydajność pompy przystosowuje się nie do największego, lecz do średniego zapotrzebowania wszystkich dźwignic napędzanych ze wspólnego zbiornika.

a. Zbiorniki otwarte.

Do lekkich dźwigów towarowych i osobowych znajdują zastosowanie otwarte zbiorniki wody na poddaszu, dające 15 do 20 m ciśnienia, a zasilane z wodociągów miejskich. Zbiorniki takie zapobiegają uderzeniom znacznych mas wody, będących w rozpędzie, uderzeniom nieuniknionym przy zasilaniu dźwiga wprost z wodociągu i przy nagłym zamykaniu dopływu. Zbiorniki te powinny być możliwie wielkie, aby znajdujący się w nich zapas wody zapewniał możliwość pędzenia dźwiga bez przerwy, przez czas dłuższy, nawet przy słabym dopływie z wodociągu, albo przy zasilaniu zbiornika tylko w pewnych odstępach czasu.

b. Zbiorniki zamknięte.

α. Powietrzniki zbiornicze.

Są to wielkie powietrzniki w postaci zwykłych, pełnych kotłów walcowatych, szczelnie nitowanych. Przestrzeń powietrzna możliwie wielka w celu osiągnięcia mniejszej zmienności ciśnienia, które bywa dla dźwigów od 4-ch do 12 atm. Wchłanianiu powietrza przez wodę zapobiega w znacznej mierze warstwa gęstopłynnego oleju, grubości 10 cm, pokrywająca powierzchnię wody w powietrzniku. Pojawiającemu się brakowi powietrza zapobiegamy zaś, bądźto otwierając kurek powietrzny na rurze ssącej, a natenczas pompa wtłacza do powietrznika powietrze (wssane wraz z wodą), bądź też wtłaczając je bezpośrednio oddzielną pompką powietrzną. Zalety w porównaniu ze zbiornikami otwartymi: wyższe ciśnienie pozwalające zmniejszyć rozmiary zbiornika, oraz możliwość ustawiania w przyziomiu (parterze), a nawet w piwnicy; wada: zmienność ciśnienia. Napęd pomp bywa często elektryczny, z samoczynnem rozruszaniem i zatrzymywaniem. *)

β. Zbiorniki tłokowe, akumulatory.

Cylindry z obciążonymi nurnikami są podatne na wysokie ciśnienia (bezpiecznie na 40 do 50 atm., lecz wykonywano je i na 70 atm.), umożliwiają zatem małe rozmiary pomp, przewodów i dźwignic, zapewniając nadto małe zużycie wody. Opory hydrauliczne wzrastają bardzo nieznacznie wraz z ciśnieniem, natomiast zwiększają się znacznie opory tarcia w uszczelnieniach części ruchomych (w dławnicach itp.). Trudności związane z temi uszczelnieniami kładą też tamę dalszemu zwiększaniu ciśnienia.

1. Akumulatory

należy ustawiać możliwie blisko pompy tłoczącej. W długie przewody (ponad 4000 m) wstawiają się **akumulatory wtórne**, które ob-

*) Nietnammer, Elektrische Hebezeuge str. 310 i nast.

cięża się słabiej niż akumulator główny, a to w celu, aby się one wcześniej podnosiły i aby zaczynały swe współdziałanie dopiero przy znaczniejszem obniżeniu się ciśnienia.

Zawartość wody: $V \geq$ od sumy napełnień cylindrów tych wszystkich dźwignic, któreby równocześnie pracować miały. Jeżeli podnoszenie i opuszczanie ciężaru odbywa się z jednakową prędkością, a przerwy nawet przy największym ruchu będą większe niż czas pracy, to wystarczy: $V = \frac{1}{3}$ objętości wszystkich, współcześnie pracujących cylindrów. Dla mniejszych urządzeń należy brać V większe, aby zmniejszyć niezbędne wymiary pomp.

Obliczenie: Dane $V =$ objętości wody, oraz p potrzebne ciśnienie wody w atm. Przy wielkich urządzeniach stosują średnice nurników D do 60 cm, a skok $H = 6$ do 9 m. Waga nurnika, a raczej nurnika wraz z naciążeniem, w kg będzie:

$$Q = \frac{\pi D^3}{4} p.$$

Należy starać się o możliwe zmniejszenie tarcia, ponieważ zwiększa ono ciśnienie p podczas wznoszenia się nurnika, zmniejsza je zaś podczas opadania (p. str. 219 i 542). Do uszczelniania dławnic używają sznura szczeliwnego, o przekroju kwadratowym, plecionego z bawełny, a układanego w pierścienie (ponajczęściej 5 pierścieni na sobie) o mijających się zetkniach (p. str. 542).

Wykonanie. Oczep nurnika naciążają albo bezpośrednio płytami żelaznymi lub murem przytwierdzonym przyciągami do płyty oczepu, albo też przywieszonym do oczepu bębniem, który wypełnia się kamieniami (1 m³ kamieni waży 1600 do 2000 kg) lub gęśmi surówki (1 m³ luźno ułożonych waży 4000 kg). Urządzenie z tłokiem stałym, a cylindrem ruchomym, wymaga wprowadzie mniejszej wysokości, nie zaleca się jednakże, a to z powodu niedostępności dławnicy, która natenczas jest ruchoma i odwrócona.

Do urządzeń poważniejszych lepiej zatem stosować tłok ruchomy, a cylinder stały, lecz natenczas, w razie zastosowania naciążenia w bębnie przywieszonym, wypada dławnicę uczynić dostępną przez otwory w oczepie tłoka. Cylinder wodny składają z oddzielnych pierścion łączonych na kołnierze; nurnik zaś z pierścion łączących się nawzajem na wpust z uszczelkami miedzianymi.

Uzbrojenie. Nadmiernemu wzniesieniu się tłoka zapobiega samoczynne zaczepienie o wystający nosek i połączone z tem przestawienie przesuwnika, który wstrzymuje działanie pompy tłoczącej; oprócz tego ustawia się zawór bezpieczeństwa przed każdym akumulatorem, który nadto zaworem wstecznym należy zabezpieczyć od runięcia na wypadek, gdyby ciśnienie w sieci miało nagle opaść skutkiem np. pęknięcia rury. *) Każdy z akumulatorów zrzeszonych trzeba zaopatrzyć w oddzielne ochronniki, pompę przestawia jednakże jeden tyl-

Ad. Ernst, Przyczynek do rozwoju dźwignie hydraulicznych, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891.

ko akumulator, a mianowicie ten, który jest naciążony na największe ciśnienie. Pozostałe zatem akumulatory opadają później, a wznoszą się wcześniej od niego. Skok każdego z nich ogranicza się przez ciężar pierścieniowaty, swobodnie ponad nim wiszący, który naciąga dodatkowo oczep tłoka w najwyższym jego położeniu.

2. Pompy tłoczące.

Jeżeli oznaczymy przez:

η sprawność przewodu tłoczącego,

p nadciśnienie wody przed dźwignicami w atm.,

Q_{\max} największe, ciągłe zużycie wody przez wszystkie dźwignice w m³/godz., to, licząc na stratę 10% ilości wody, otrzymamy potrzebną moc pompy w MK:

$$N = 1,1 \frac{1000 Q_{\max} 10 p}{60 \cdot 60 \cdot 75 \eta} = \frac{11 Q_{\max} p}{270 \eta}.$$

Kotły parowe powinny być dostateczne na tak obliczoną moc silników parowych, a z uwzględnieniem wielce zmiennego zużywania pary, ich powierzchnia parowania powinna być wielka.

Najwłaściwszy **silnik parowy** będzie bliźniaczy, rozruszający się z dowolnego położenia. Nastawiak, przesunięty samoczynnie przez akumulator (dochodzący do swego najwyższego położenia), zamyka dopływ pary do silnika, otwierając jednocześnie kurki odwadniające u cylindrów parowych. Przy opadaniu akumulatora tenże nastawiak rozrzuca z powrotem silnik, a u silników o zmiennem napełnieniu dodaje się oddzielny przyrząd, którym przy rozruszaniu silnika suwak-rozprężak nastawia się samoczynnie na całkowite napełnienie. Przy pracy podlegającej silnym wahaniom zaleca się nastawianie napełnienia przez miarkownik energiczności, (p. str. 646).

Pompy tłoczące łączą się bezpośrednio z tłoczyskami silnika parowego, a najczęściej stosują się pompy różnicowe.

Przy napędzie **silnikami gazowymi** akumulator przesuwa samoczynnie przesuwnik pasa napędnego pompy.

Przy **napędzie elektrycznym** wreszcie akumulator przestawia samoczynnie nastawnicę prądnika, przyczem niekiedy zmieniają i ilość obrotów prądnika w zależności od zużywanej ilości wody.

3. Przewód tłoczący.

Woda napędna powinna być czysta i wolna od kwasów, a bierze się ją zwykle ze zbiornika, zasilanego osobną pompą (z filtrami).

Zamarzaniu zapobiegają przez zakładanie rur i t. p. na głębokości bezpiecznej od mrozu, przez osłonę złymi przewodnikami ciepła, albo przez ogrzewanie; natomiast dodawanie soli kuchennej lub chlorku magnezowego do wody nie jest właściwe. Spirytus i gliceryna zamiast wody wymagają osobnych rur powrotnych, które się też mogą opłacać przy niedostatku wody. Przy większych urządzeniach używają niekiedy do zasilania akumulatorów wody chłodzącej ze skraplaczy powierzchniowych, przy małych zaś urządzeniach, napędzanych silnikiem gazowym, wody chłodzącej tenże silnik. Na czas dłuższych przerw w robocie dźwignic hydraulicznych zaleca się spuszczać wodę z przewodów i dźwignic.

Punkty zamarzania.

Gliceryny rozwodnionej (podł. Bolloy'a)			Alkoholu rozwodnionego. (podł. F. Boilstein'a)			
% gliceryny na wagę	ciężkość właściwa	punkt zamarz.	% alkoholu na wagę	punkt zamarz.	% alkoholu na wagę	punkt zamarz.
10	1,0245	— 1,0	2,58	— 1	21,7	— 12
20	1,0498	— 2,5	5,22	— 2	23,8	— 14
30	1,0771	— 6,2	7,36	— 3	26,0	— 16
40	1,1045	— 17,2	9,58	— 4	28,0	— 18
45	1,1183	— 26,2	11,50	— 5	30,0	— 20
50	1,1320	— 32,0	13,27	— 6	33,5	— 24
		f poniżej	16,53	— 8	37,3	— 28
60	1,1582	— 35,0	19,09	— 10	41,2	— 32

Przewód tłoczący wielkich urządzeń powinien być okrężny, aby woda napędna mogła do poszczególnych dźwignic dopływać z dwóch stron, i aby uniknąć przerw w robocie na wypadek pęknięcia rur w sieci.

Średnicę rur oznacza się podł. str. 247 i nast., zakładając prędkość przepływu wody $v_{max} \leq 3$ m/sek.; prędkość średnia w czasie całodiennej roboty bywa $v_m \leq 0,5$ do 0,1 m/sek.

Rury żeliwne, stojąco lane, kołnierzowe, podług tablicy ze str. 581, wymagają pogrubienia ścianek przy ciśnieniu roboczym ponad 10 atm. (p. uwagi str. 580 i 581). By uniknąć wysadzania uszczelek z pomiędzy kołnierzy, układają też uszczelki gumowe we wpustce wytoczzonej w kołnierzu, w którą wtłacza się wpust natoczony na kołnierzu przynależnym. Gdy podłoże rur jest niepewne, stosują też wyciągane rury żelazne lub stalowe (p. str. 587 do 590).

Obliczając grubość ścian podług 1. na str. 421, należy za p_i podstawić ciśnienie w dźwignicy + 5 atm, a za k_s dla żeliwa 180 kg/cm². Oznaczenie grubości ścianek podł. Bach'a p. str. 587. Poszczególne przewody rurowe należy zaopatrywać w zawory do zamykania dopływu, w przyrządy odwadniające w miejscach najniższych, a odpowietrzające w miejscach najwyższych przewodu.

Powietrze w przewodach powoduje bowiem nieprawidłowości w biegu dźwignic i może stać się przyczyną nieszczelności w złączeniach kołnierzy, oraz w natłoczkach. Zapobiegają temu samoczynne zawory odpowietrzające (na przewodach, zbiornikach i t. p.), które zarazem wpuszczają powietrze również samoczynnie przy spuszczeniu wody z systemu (przywilej niemiecki Nr. 99476).

W przewody takie wstawiają też wydłużki dławnicowe, np. przywilej niemiecki Nr. 57756 (Eilert'a), albo Nr. 94534 (Frahm'a).

4. Uszczelnienia dźwignic.

O natłoczkach skórzanych, oraz o szczeliwie metalowem i bawelnianem patrz str. 542 i 549. Przynależne dławiki powinny być widoczne i dostępne. Dla wymiany natłoczek skórzanych należy pomosty dźwiga, bębny naciążone lub akumulatory podnieść do góry i podeprzeć, aby można było opuścić sam nurnik i nadziać natłoczkę na niego.

Natłoczek o przekroju U zeszywa się zwykle z trzech, zaostzonych w krawędzi pasów skórzanych, p. rys. 365, str. 542.

Wartości tarcia R w natłoczkach podano na str. 219 i 542. Dla szczeliwa bawełnianego, podł. Ad. Ernst'a, jest $\mu = 0,038$ do $0,064$, a dla 50 atm. ciśnienia i 200 mm średn. nurnika bywa $R = 120$ do 200 kg.

C. Żórawie hydrauliczne (napędzane wodą).

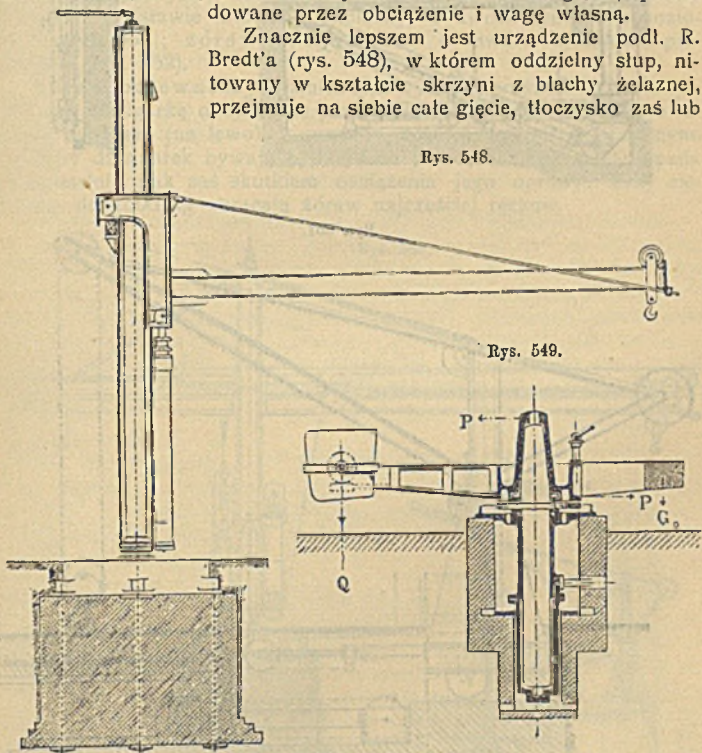
a. Żórawie bez przystawek wielokrążkowych.

Żórawie obrotne dla stalowni i odlewni żelaza (żeliwiarni) z pionowo prowadzonym tłokiem, z wysięgnicą i kotem (rys. 548).

Prowadzenie tłoka podł. Bessemer'a albo tylko w cylindrze wytoczonym, albo też jeszcze zapomocą dodatkowego przewodnika u góry, co zmniejsza wyężenie tłoczyska lub nurnika na gięcie, spowodowane przez obciążenie i wagę własną.

Znacznie lepszym jest urządzenie podł. R. Bredt'a (rys. 548), w którym oddzielny słup, nitowany w kształcie skrzyni z blachy żelaznej, przejmuje na siebie całe gięcie, tłoczysko zaś lub

Rys. 548.

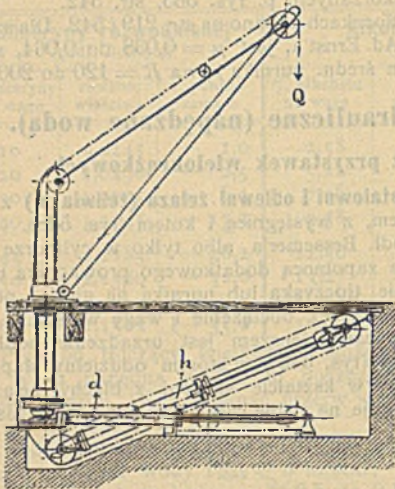


Rys. 549.

nurnik; znosi wyłącznie tylko obciążenie pionowe, odpowiadające podnoszeniu ciężaru i wadze własnej.

Zużycie wody ze względu na małą średnicę nurnika bywa nieznaczne; dławnica nie jest wystawiona ani na działanie nacisków bocznych, ani na zużywanie przez kręcenie się w niej nurnika.

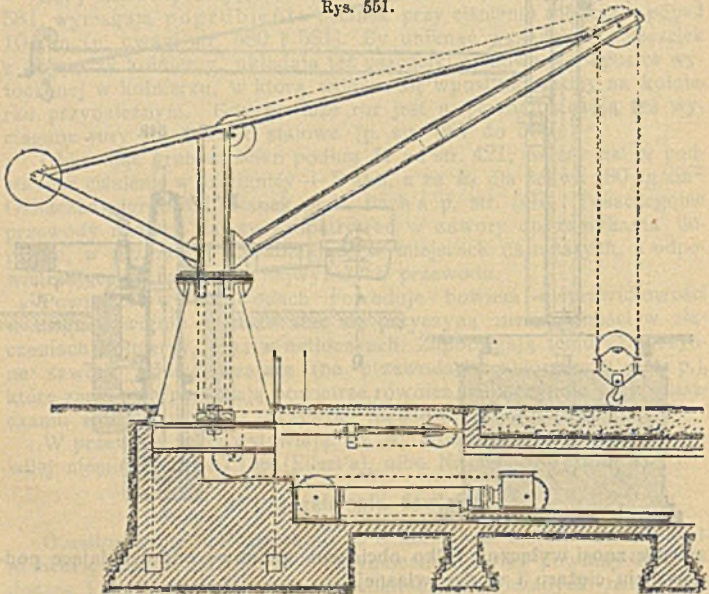
Rys. 550.



Rys. 552.



Rys. 551.



Kota przesuwamy ręcznie, albo też za pośrednictwem obustronnie działającego cylindra hydraulicznego (por. rys. 553), obracamy zaś żórawiem, pociągając ręką za ciężar.

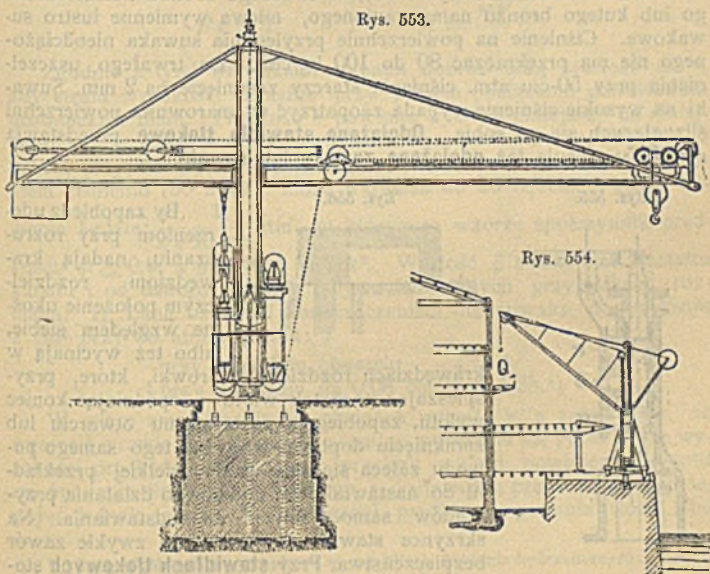
Żórawie odlewnicze w stalowniach (rys. 549) miewają urządzenia dodatkowe, jako to: przechyłarki do przechylania lejnic, suwarki do ich wysuwania i wsuwania i obracarki do obracania samego żórawia.

b. Żórawie z przystawkami wielokrążkowemi.

II. Ustrój żórawi obrotnych,

z przystawkami wielokrążkowemi przedstawiono w rys. 550 do 554 a mianowicie: obrotny żóraw samostój (rys. 550) o pochylonym cylindrze napędym h dźwigarki i poziomym d obracarki; podobny żóraw na podstawie nitowanej z blachy, o dwóch cylindrach poziomych (rys. 551); żóraw przyścienny o dwóch cylindrach pionowych (rys. 552).

Żóraw odlewniczy o zmiennym wysięgu, przedstawiony w rys. 553, ma dźwigarkę o cylindrze pionowym (na prawo), obracarkę o takimże cylindrze (na lewo) i suwarkę kota o cylindrze poziomym. Cylindry dźwigarek bywają o działaniu jednostronnem: ciężar opada samodzielnie, hak zaś skutkiem naciężenia jego oprawy. Przy ciężarach do 1500 kg obracają żóraw najczęściej ręcznie.



Przesuwne żórawie obrotne (rys. 554), albo wysówkowe, o ruchomem złączeniu z siecią wody napędnej (za pośrednictwem rur przegubowych, wysuwnych lub kieszek), powodują stratę czasu na doko-

nanie złączeń, oraz pewne trudności w ich uszczelnieniu. Na sieci umieszczają kołnierze przyłączone w odstępach co 10 m.

2. Stosunki siły i prędkości.

Jeżeli n oznacza ilość krążków odwrotnego wciągu wielokrążkowego, Q zaś ciężar, to będzie siła

$$P = \frac{n Q}{\eta},$$

a droga przebiegana przez ciężar będzie równa n -krotnej drodze tłoka. Sprawność zależy od stosunku przekładni; w 10-cio krążkowym wciągu o linach drucianych bywa jeszcze η do 0,75.

Jeżeli przez d oznaczymy grubość żelaza w ogniwach łańcucha, a przez δ grubość drutu, to stosują zazwyczaj średnice krążków:

$$\begin{aligned} \text{do łańcuchów} & D \geq 40 d, \\ \text{do lin drucianych} & D \geq 500 \delta. \end{aligned}$$

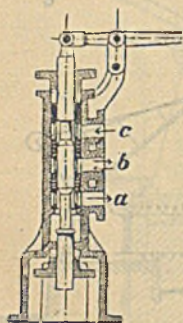
Prędkości w żórawiach na 3 do 5 t. bywają:

przy podnoszeniu ciężaru $v = 0,5$ do $1,5$ m/sek.,
przy hydraulicznem obracaniu żórawia $v = 7$ do 8 m/sek.

3. Stawidla.

Stawidło **suwakowe** (rys. 556), z twardego brązu namosforzonego lub kutego brązu namanganionego, nieważ wymienne lustro suwakowe. Ciśnienie na powierzchni przylegania suwaka nieodciążonego nie ma przekraczać 80 do 100 kg/cm². Do trwałego uszczelnienia przy 50-ciu atm. ciśnienia starczy zasunięcie na 2 mm. Suwaki na wysokie ciśnienie wypada zaopatrzyć w smarownice powierzchni ślizgających się po sobie. **Odciążone stawidło tłokowe** przedstawia rys. 555; stosują też **odciążone zawory** lub **suwaki**.

Rys. 555.



Rys. 556.



By zapobiedz uderzeniom przy rozruszaniu, nadają krawędziom rozdzielczym położenie ukośne względem siebie, albo też wycinają w

krawędziach rozdzielczych rowki, które, przyspieszając początek wlotu i opóźniając koniec wylotu, zapobiegają raptownemu otwarciu lub zamknięciu dopływu wody. Z tego samego powodu zaleca się stosowanie wielkiej przekładni do nastawiaków i powolnego działania przyrządów samoczynnych do odstawiania. Na skrzynce stawidłowej ustawiają zwykle zawór bezpieczeństwa. Przy **stawidłach tłokowych** stosują zazwyczaj wloty i wyloty sitkowate, t. j. podziurkowane, co

dozwala dowoli zwiększać lub zmniejszać czynny przekrój przepływu. **Grzybki zaworów** na wysokie ciśnienie powinny siadać na możliwie wąskiej powierzchni siodła, aby na niej nie osiadały ciała po-

stronne z wody. Jeżeli przekroje przepływu są bardzo znaczne, to do przestawiania nastawia się stosując oddzielny, mały cylinder hydrauliczny, którego stawidło dopiero przestawia się ręcznie.

Obliczenie stawidła.

Oznaczmy przez:

- p ciśnienie wody w skrzynce suwakowej w atm.,
 x ciśnienie wody w cylindrze pod tłokiem w atm.,
 ξ całkowity współczynnik oporu dla ruchu wody w przewodzie pomiędzy skrzynką suwakową a tłokiem (łącznie z wpływem dławienia w samym przekroju wlotu; udział tego wpływu w wartości ξ bywa do 1,5),
 v prędkość przepływu w otworze suwaka (wlocie) w m/sek., określającą się z równania:

$$vf = uF', \text{ w którym znów oznacza:}$$
 f przekrój wlotu w lustrze suwaka w cm^2 ,
 F' przekrój tłoka w cm^2 ,
 u prędkość tłoka w m/sek.,

a otrzymamy równanie warunkujące:

$$x = p - \frac{v^2}{2g} \frac{1 + \xi}{10}.$$

Z danego nacisku (ciężaru) P na tłok określamy:

$$Fx = P \quad \text{i} \quad f = \frac{uF'}{v}.$$

Zgodnie z tymi warunkami wypada dobrać taką wartość na v , aby strata wysokości ciśnienia przy pełnym obciążeniu pozostawała dostatecznie małą. Prędkość v powinna być tem mniejsza, im mniejszem będzie samo p . Przy pełnym obciążeniu bywa: $v = 2$ do $2,5$ m/sek, przy ciśnieniu napędem $p = 2,5$ atm.; natomiast przy wysokim ciśnieniu (50 atm) v może wzrastać do 20 m/sek., a strata ciśnienia będzie: $\frac{v^2}{2g} \frac{1}{10 \varphi^2}$ atm., w którym to wzorze współczynnik prędkości $\varphi \geq 0,6$, a $g = 9,81$ m/sek². Wartość ξ zależy od kształtu kanału i od ustroju stawidła i bywa w różnych przypadkach rozmaita. H. Lang oznaczył doświadczeniem dla suwaka o przekroju 2 cm^2 przy 50 atm ciśnienia:

$$\begin{aligned} \text{przy zupełnym otwarciu} & \quad \xi = 4, \\ \text{przy zwężeniu na } 0,08 \text{ cm}^2 & \quad \xi = 1,25. *) \end{aligned}$$

W miarę zmniejszania się obciążeń wzrasta u , a zatem i v , aż wreszcie prawie całe ciśnienie napędne pochłania się przez stratę wysokości prędkości. Największy przekrój wylotu powinien dozwoić na opadanie tłoka nieobciążonego z dostateczną prędkością, zapobiegając jednak jeszcze niebezpiecznej prędkości opadania tłoka pod

*) Lang, Współczynniki przepływu w stawidłach dźwignic hydraulicznych; Z. d. V. d. Ing. 1893 str. 1281 i nast.

pełnem obciążeniem. Podczas jałowego podnoszenia, przy zaledwie otwartem wlocie i wysokich ciśnieniach, wartość v przekracza nieraz 60, a nawet 80 m/sek.

4. Stopniowanie zużycia wody

dla rozmaitych granic obciążenia osiągamy:

Rys. 557.



1. Stosując tłoki zrzeszone (rys. 557), np. 3 cylindry napędne: wszystkie 3 działają przy podnoszeniu największego ciężaru, 2 zewnętrzne mogą podnieść $\frac{2}{3}$ tego ciężaru, sam zaś środkowy $\frac{1}{3}$ ciężaru. Tłoki różnej średnicy, wsuwające się jeden w drugi (naksztalt teleskopu), stosują się do dźwignów o działaniu bezpośrednim.

Rys. 558.



Rys. 559.

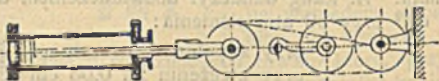


2. Przez tłoki różnicowe (rys. 558 i 559). W ustroju podług rys. 558, przy pełnem obciążeniu, woda napędna dopływa w u pod wielki tłok, a woda bez ciśnienia odpływa swobodnie z o , z przed mniejszego tłoka; przy połowicznym obciążeniu i wlot u i wylot o łączą się ze zbiornikiem wody napędnej. Ustrój przedstawiony w rys. 559 jest zasadniczo taki sam, unika jednak uszczelnienia tłoka wewnątrz cylindra.

Bardzo stosownem do tłoków różnicowych jest stawidło Eilert'a, zwłaszcza do dźwignic w spichrzach; oszczędza ono w stosunku do dźwignic zwykłych do 40% wody.*)

3. Przez włączanie do działania i wyłączanie poszczególnych krążków wciągu odwrotnego (rys. 560). Tłok

Rys. 560.



dokonywa całego skoku z małą liczbą krążków (t. j. z mniejszym stosunkiem przekładni) pod pełnem obciążeniem, przy małym zaś obciążeniu tłok przebiega tylko część skoku, lecz z zastosowaniem wszystkich krążków.

*) Ad. Ernst, Hebezeuge, Tom II str. 566.

4. Przech zmianę ciśnienia wody napędnej.

a) Woda napędna ssie wodę średniego ciśnienia za pośrednictwem smoczka (injektora) i miesza się z nią. Sposób ten stosują w Antwerpii do podnoszenia pustego haka.

b) Stosują dwa zbiorniki wody napędnej o rozmaitych ciśnieniach ustosunkowanych do siebie jak 1 : 2, (np. dźwigi Otis'a).

Sprawność dźwignic stopniowalnych bywa nieraz gorsza niż zwykłych. Im więcej stopniowań tem trudniejsze i droższe wykonanie, zwłaszcza stawideł, tem częstsze bywają nieszczelności i innego rodzaju przerwy w robocie, tem też wreszcie obsługujący musi być bardziej uzdolniony. Dla tego też obecnie robią nie więcej niż trzy stopniowania (dawniej do pięciu), stosując przytem stawidla stopniujące, o ruchach spętanych. Przy dwóch tylko stopniowaniach i niezminiającej się obsłudze można stosować jeszcze stawidla o ruchu niespętanym, gdyż kolejne następstwo przestawiań jest tak proste, że obsługujący może z łatwością dokonywać ich bez pomyłki.

IV. DŹWIGI.

a. Dźwigi ręczne.

Nadają się wyłącznie tylko do małych ciężarów (do 25 kg), a więc do potraw, akt i t. p. Można je stosować i do większych ciężarów nieprzekraczających 600 kg, lecz tylko pod warunkiem, że będą rzadko pracowały.

Średnia sprawność 0,5.

Moc robotnika 8 do 10 kgm/sek.

b. Dźwigi pędniane.

Znajdują przeważnie zastosowanie do samych towarów, z którymi jeździ czasem dźwigowy, t. j. obsługujący, rzadko zaś jako dźwigi osobowe. Dźwigarka powinna być samohamowna, a to w celu uniknięcia nieszczęść przy zerwaniu lub zesunięciu się pasa napędnego.

Sprawność: 0,3 do 0,4. Prędkość dźwiga towarowego 0,1, najwyżej 0,3 m/sek., jeżeli dźwig się samodzielnie zatrzymuje. Jeżeli dźwigowy towarzyszy towarom i sam przestawia przesuwnik, to prędkość może być większa. Nośność zwykła dla fabryk i towarowni 500 do 1000 kg. Jeżeli przystawkę napędza oddzielny prądnik (silnik elektryczny), obracający się stale w jednym kierunku, to dźwigi takie zowią się pośrednio elektrycznymi.

c. Dźwigi elektryczne.

Można stosować do ciężarów dowolnych. Znajdują one szerokie zastosowanie jako dźwigi osobowe lub towarowe, a dźwigowy towarzyszy osobom lub towarom, albo też nastawia dźwigarkę ze swego

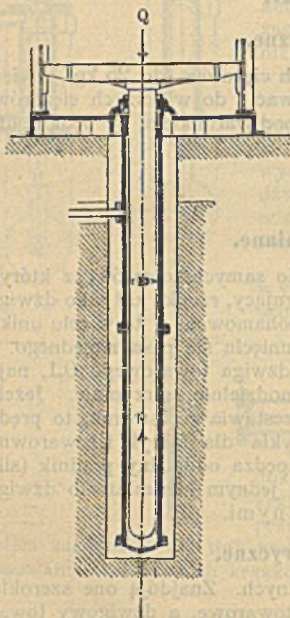
stanowiska stałego, Zaletą ich jest taniość pracy, gdyż prądnik porusza się tylko w czasie ruchu dźwiga.

Dźwigarka powinna być samohamowna, aby nawet, gdy hamulec zawiedzie, nie było wypadku. Dla tego też stosują najczęściej stałe ślimacze jako przystawkę. Sprawność ogólna bywa 0,3 do 0,4. Wał prądnika sprzęga się bezpośrednio z wałem ślimaka, a sam prądnik pracuje nawrotnie. Ślimak bywa stalowy, koło ślimacze z brązu nafasforzonego, obydwa starannie obrobione, aby pracowały bez szmeru. Nacisk wała ślimakowego znosi się w łożysku do czopów grzebieniastych lub kulistych.

Gdy dźwigowy towarzyszy, prędkość może być dowolna, aczkolwiek przepisy policyjne określają często granicę, której przekraczać nie wolno. Prędkość dźwigów osobowych bywa zazwyczaj 0,5 do 1 m/sek., towarowych zaś 0,15 do 0,3 m/sek.; a gdy dźwigowy nie jeździ z towarem lub osobami, przy przestawianiu samoczynnym, prędkość nie powinna przekraczać 0,3 m/sek.

Nastawianie dźwigów odbywa się sposobami następującymi:

Rys. 561.



1. Okrężną liną nastawniczą, opiętą na krążki górą i dołem, której jeden tok przechodzi przez klatkę i łączy się z nastawnicą opornikową dźwigarki. Pociągając za linę w górę lub w dół nastawiamy nastawnicę na jazdę w górę, wzgl. w dół.

2. Kółkiem nastawniczym w klatce, na które się opina lina nastawnicza, działająca w sposób powyżej opisany.

3. Elektrycznym przyciskiem nastawniczym, za którego naciśnięciem elektromagnes lub prądnik dodatkowy przestawia nastawnicę. Na każdym przystanku klatka, samoczynnie przestawiając nastawnicę, wyłącza prądnik z sieci.

d. Dźwigi napędzane wodą (hydrauliczne).

1. Dźwigi bezpośrednio napędzane,

których pomost spoczywa oczepem na nurniku (rys. 561), nadają się zwłaszcza do małych podnoszeń (do 6 m). Nurnik prowadzi się w dławnicy cylindra, zagłębiającego się pod podłogę (ziemię), i w prowadnicach pomostu.

Nacisk na łożek (nurnik) $= \frac{1}{4} \pi D^2 p =$ ciężar użytkowy + waga własna + tarcie + nacisk przyspieszający.

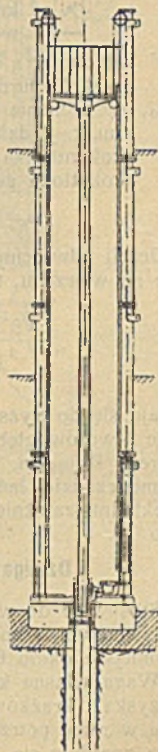
Przy małych skokach, a względnie znacznych ciśnieniach wody napędnej, albo przy nurnikach spodem otwartych można nieuwzględniać wyporu nurnika, licząc po prostu na to, że zwiększy on nacisk przyspieszający. Część wagi własnej zrównoważają po najczęściej dwiema przeciwwagami na łańcuchach, przyczepionych do przeciwległych boków pomostu. Można jednak zrównoważać tylko taką część wagi własnej, aby pozostała waga starczyła jeszcze do przewyciężenia wyporu i do nadania dostatecznego przyspieszenia przy opadaniu dźwiga nicobciążonego. Do takiego zrównoważania stosują też oddzielne nurniki odciążające, których cylindry łączy się bezpośrednio (bez zawora) z przewodem wody napędnej, a woda z nich (przy opuszczaniu dźwiga) powraca do sieci napędnej. Urządzenie takie nie jest tanie, dlatego też stosuje się nie często. Do większych skoków (wysokości podnoszenia) (od 6 do 30 m) stosują dźwigi bezpośrednio działające tylko tam, gdzie grunt pozwala bez trudności na wywiercenie otworu wiertniczego, dostatecznie głębokiego. Nurnik składa się z poszczególnych rur, skręconych ze sobą na gwint wewnętrzny i złączki nagwintowane. Jako zabezpieczenie przeciw rozkręceniu się rur służy śruba, przechodząca po osi nurnika, który należy obliczać na wyobczenie przynajmniej z 10-krotnym bezpieczeństwem. Wybaczania nurników unika się najpewniej, stosując nurniki u spodu otwarte, tak aby ciśnienie wody działało wprost na łeb nurnika, tuż pod pomostem.

Zrównoważenie ciężaru łałowego, oraz zmiennego wyporu:

1. Podług Edoux: Przeciwwagami poruszającymi się w słupach prowadniczych (rys. 562), albo obok dźwigowni, a zawieszonymi na łańcuchach, których łączna waga własna p (kg/mb.) odpowiada wyporowi nurnika o średnicy D w m. Powinno być: $p = 390 D^2$ (dla obydwóch łańcuchów, czyli waga własna na mb. każdego łańcucha $= 0,5 p$). Łańcuchy takie zwiększają opór bezwładności.

2. Podług C. Flohr'a: Przeciwwagami poruszającymi się obok dźwigowni, a przyczepionymi do pałaka kosza za pośrednictwem jednego pasa z drutów stalowych, szerokości około 300 mm: waga na mb. tego pasa równa się wyporowi nurnika przy zanurzeniu na 0,5 m.

Rys. 562.



3. Podług R. Cramer'a: Wagą własną różnicowego tłoka pośrednicy A (rys. 563) i przez zwiększenie stupa wody, tłoczącej na większą powierzchnię tłoka pośrednicy podczas podnoszenia się nurnika, t. j. przy zmniejszającym się wyporze.

Rys. 563.

od stawidła



Wykonanie. Cylindry wodne wpuszcza się w otwory wiercone w ziemi, a osłonięte od naporu ziemi rurami żelaznymi, o grubości ścianek 5 do 10 mm. Dno otworu wiertniczego zamyka się betonem, a przestrzeń swobodna między rurą a cylindrem wodnym wypełnia się piaskiem. Prowadzenie oczepionego na nurniku pomostu lub kosza musi być dokładnie równoległe do osi nurnika i możliwie wysokie ($\geq 2,5$ m). Krążki prowadnicze stosują się rzadko (bieg niespokojny), a powinnyby one mieć obrzeża, średnicę zaś > 200 mm.

Pośrednica (rys. 563) umożliwia dowolność przekroju nurnika dźwigowego dla danego ciśnienia wody; (por. powyżej pod 3.). Oznaczmy przez:

- F całkowity, a przez F_r pierścieniasty przekrój tłoka pośrednicy,
- f przekrój nurnika dźwigowego,
- p_a, p_c ciśnienie wody przed tłokiem pośredniczym, względnie za nim, t. j. działające na nurnik,
- h skok nurnika,
- s skok tłoka pośrednicy, a otrzymamy:

$$p_c > p_a; \quad p_c = p_a \frac{F}{F_r} \quad \text{ i } \quad s = h \frac{f}{F_r}.$$

Jeżeli odwrócimy położenie tłoka w pośrednicy, t. j. jeżeli F_r będzie na wierzchu, to otrzymamy naodwrot:

$$p_c < p_a; \quad p_c = p_a \frac{F_r}{F} \quad \text{ i } \quad s = h \frac{f}{F}.$$

2. Dźwigi pośrednio napędzane

nadają się do wyższych podnoszeń, gdy rodzaj gruntu utrudnia wiercenie otworów głębokich, a najwłaściwsze dla nich są dźwigarki z cylindrem stojącym. Ruch dźwigarki przenosi się na kosz (z klatką) linami (rzadziej łańcuchami) za pośrednictwem krążków, a stosunek przekładni, zależnie od wysokości podnoszenia i nośności, bywa od 2 do 10.

Dźwigarka dźwigowa, o cylindrze stojącym.

Stosownie do warunków miejscowych ustawiamy dźwigarkę albo w dźwigowni, albo też obok niej. Sama dźwigarka zajmuje w planie miejsce około 600 · 900 mm.

Waga własna kosza wraz z klatką zrównoważa się wagą tłoka, tłocyska i krążków, oraz dodatkowymi przeciwwagami, umieszczanymi w razie potrzeby na oprawie krążków przesuwanych. Wierzch tłoka znajduje się zawsze pod ciśnieniem wody napędnej, gdy więc

wypuścimy wodę z pod tłoka, tłok opada, a dźwig się podnosi; gdy zaś wpuścimy wodę napędną pod tłok, to woda ta, działając na większą powierzchnię tłoka, przemaga ciśnienie na mniejszą (o przekrój tłoczyska), wierzchnią powierzchnię tłoka i podnosi go, a dźwig opada. Różnica poziomów pomiędzy najwyższym położeniem tłoka, a wylotem nie powinna przenosić 10 m, a to dlatego, aby uniknąć przerwania się słupa wodnego, który działa ssąco pod tłokiem.

Urządzenie C. Flohr'a. Nastawnica składa się ze stawidła tłokowego (rys. 564), które przez pociągnięcie liny, opiętej na krążku nastawniczym *a*, wprawia się w ruch za pośrednictwem zębniaka i zębniicy. W położeniu przedstawionem w rysunku dźwigarka (*a* więc i dźwig) znajduje się w stanie spokoju, ponieważ obydwa kręgi *b* i *c* odcinają zupełnie połączenia wylotu *d*. Podnosząc tłok stawidłowy, łączymy wylot *d* z odpływem, tłok *K* opada, a klatka dźwiga podnosi się. Opuszczając naodwrot tłok stawidłowy (tak nisko, aby krąg *b* stanął w położeniu narysowanym dla kręgu *c*), łączymy wylot *d* przewodem *h*, *g*, *f*, *e* z przestrzenią ponad tłokiem *K* dźwigarki, przez co ciśnienie nad i pod tłokiem się wyrównywa, tłok *K* się podnosi, a klatka dźwiga opada. Zawór wsteczny *u* zapobiega uderzeniom przy zatrzymywaniu dźwiga.

Cylindry dźwigarki trzeba wytaczać nader starannie i zwłaszcza na złączeniach pierścion zestawiać ze sobą bardzo dokładnie. Pierściona cylindra łączą się na kołnierze zachodzące w siebie nawzajem wpustem i wpustką pierścioniową. Tłok, wiszący u dwóch tłoczysk, uszczelnia się względem cylindra trzema pierścieniami nałożonymi na skórzaną natłoczkę, która wskutek ciśnienia wody przyciska równomiernie owe pierścienie do ściany cylindra. Niezbędne jest należyte smarowanie osi krążków i samego cylindra. Wodę sączącą się z dławnic odprowadzają oddzielne rurki ściękowe do przewodu odpływowego. Tak pokrywę cylindra, jako też i tłok, trzeba zaopatrzyć w przyrządy odpowietrzające.

Sprawność dźwignów bezpośrednio napędzanych 60 do 70%,
pośrednio 55 do 67%,

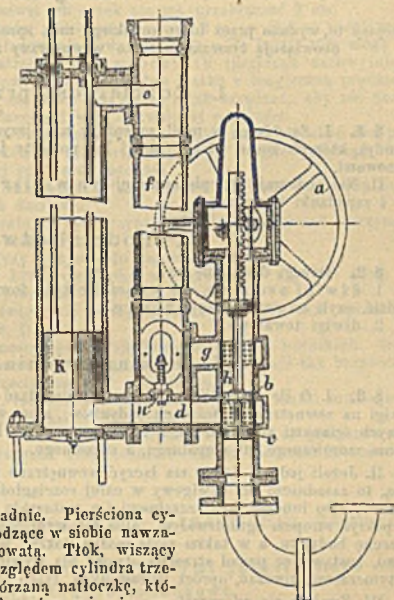
Prędkość dźwignów bezpośrednio napędzanych 0,3 do 0,5 m/sek,
pośrednio do 1,5 m/sek.

c. Uwagi ogólne o dźwigach.

Zawieszenie kosza, dźwigającego klatkę, powinno tak być uśredkowane, aby się nie pojawiały naciski boczne, przyciskające kosz do prowadnic.

Bezpieczniki, ochronniki i ocalniki p. poniżej w przepisach policyjnych.

Rys. 564.



Koszt jazdy. Całkowity przejazd, t. j. wjazd i zjazd dźwiga, o nośności 500 kg i wysokości podnoszenia 20 m, kosztuje:

a) przy napędzie elektrycznym i cenie 15 kop. za kilowat-godzinę, około 1 kop.

b) przy napędzie wodą z wodociągów miejskich, ciśnieniu 3 atm. i cenie 8 kop. za m³ wody, około 5 kop.

Projekt przepisów policyjnych, dotyczących urządzenia i obsługi dźwigów.

Przepisy te, wydane przez biuro pruskiego min. spraw wewn., w dniu 4 września 1890 r., obowiązują tymczasem tylko wewnętrzny zarząd państwa pruskiego.

I. Rozciągłość przepisów.

§ 1. I. Za dźwigi w myśl przepisów niniejszych uważać należy wszelkie dźwigi (windy), których kosze, klatki, budki lub pomosty jeżdżą między stałymi prowadnicami pionowymi.

II. Nie podlegają przepisom niniejszym wyciągi w kopalniach, oraz zapady (trapy) i zapadanki teatralne.

II. Podział dźwigów.

§ 2. Dźwigi dzielą się na:

1. dźwigi osobowe, nie wyłączając tych towarowych, którymi dźwigowy może jeździć, czyli towarowo-osobowych,
2. dźwigi towarowe.

III. Postanowienia ogólne.

§ 3. I. O ile to możliwe, należałoby urządzać dźwigi-samostoje na dworze, albo dźwigi na zewnętrznych ścianach budynków, albo w schodniach lub świetlnikach otoczonych ścianami murowanymi, a natenczas tor dźwigowy nie wymaga oddzielnego ogrodzenia murowanego lub niepalnego, a szczelnego.

II. Jeżeli jednak dźwig ma łączyć wewnętrzne przestrzenie budynku, leżące ponad sobą, to zasadniczo tor dźwigowy w całej rozciągłości należy ogrodzić ścianami murowanymi, albo innymi, lecz szczelnymi i z materiału niepalnego. Dźwigownię taką trzeba pokryć stropem ogniotrwałym, albo też wyprowadzić ją przynajmniej 0,2 m ponad strzechę budynku, a w takim razie można pokryć ją oszkleniem (z siatką ochronną pod niem), zostawiając ponad strzechą otwory dla wywiewu. Jako ściany ogniotrwałe należy tymczasowo uważać, oprócz murowanych, tylko ściany ustroju Monier'a lub Rabitza.

III. Zwalnia się od szczelnego i niepalnego ogrodzenia dźwigi następujące:

1. Dźwigi, które łączą wewnątrz budynku galerie ponad sobą leżące.
2. Dźwigi, które łączą tylko dwa, tuż nad sobą leżące piętra, z warunkiem, aby dźwigownia górą otrzymała pokrycie bezpieczne od ognia, któremu mogą być nawet pokrywy lub klapy.
3. Dźwigi łączące piwnicę z przyziomem, jak pod 2.
4. Małe dźwigi (dźwiżki) por. § 26.
5. Dźwigi do giecht w przemyśle wszelkiego rodzaju.
6. Dźwigi w wiatrakach.

IV. Przebicie stropów poza dźwigownią, w celu przeprowadzenia przeciwwag, lin, łańcuchów, przyrządów nastawniczych i t. p., o ile ich otwory są większe niż 100 cm², trzeba urządzać w sposób przepisany dla samych dźwigowni.

§ 4. I. Otwory dla światła dozwala się i w takich dźwigowniach, których ogrodzenie musi być murowane lub niepalne.

II. Otwory w ścianach, wychodzące na dwór, należy zamykać oknami, którychby niepowołani otwierać nie mogli. Otwory zaś w ścianach lub drzwiach, wychodzące do wnętrza budynku, należy szczelnie i trwale przesłonić szkłem na siatce, przyczem pole otworów tak zaszkłonych na każdym piętrze nie ma przekraczać 0,05 m².

III. Otwory wejściowe do dźwigowni z ogrodzeniem murowanem lub niepalnym mają utrzymać również ogniotrwałe zamknięcia, za jakie można uważać i zamknięcia drewniane, obustronnie blachą żelazną obite.

§ 5. W obrębie przestrzeni, zakreślonej w czasie jazdy obrysem kosza, klatki lub pomostu, nie wolno składać żadnych przedmiotów, z wyjątkiem przyrządów niezbędnych do ruchu lub do sprawdzania dźwiga.

§ 6. I. O ile dźwigowni, zgodnie z § 3, nie ogradzają ściany szczelne, należy ją z wżech stron tak ogrodzić, aby ludzie nie mogli się przechylać w obręb dźwigowni, ani też wpaść do niej przez nieochronione otwory drzwiowe.

II. Drzwi do dźwigowni prowadzące nie powinny otwierać się w stronę dźwigowni, podobnie też drzwi klatki lub drzwiczki kosza nie mają otwierać się na dźwigownię.

III. Ogrodzenia dźwigowni powinny być w zasadzie niepalne; jeśli się je zaś wytworza z siatek drucianych, to prześwit ich oczek nie ma przekraczać 2 cm.

§ 7. I. Każdy dźwig o wysokości podnoszenia ponad 2 m, o ile na niego można wchodzić w celu ładowania lub wyładowania towarów, albo o ile ludzie nim mogą jeździć (por. § 2, 1), musi być zaopatrzony albo w ocalnik (przyrząd zachwytyjący), albo w hamulec samodiałający, opuszczający kosz lub klatkę z bezpieczną prędkością. Przyrządy te należy przytwierdzać na koszu lub klatce i tak urządzić, aby nie pozwalały przekraczać największej, dla danego dźwiga dozwolonej prędkości.

II. Kosze i klatki spoczywające bezpośrednio na nurniku mogą się obyć bez przyrządów powyżej wspomnianych, jeżeli na cylindrze napędnym będzie przyrząd, który zapobiega przekroczeniu dozwolonej prędkości opadania.

III. Ocalniki i hamulce trzeba tak urządzić, aby towary ładowane lub osoby niepowołane nie mogły przeszkadzać ich działaniu.

§ 8. I. W każdym dźwigu powinien być przynajmniej jeden przyrząd zatrzymujący go samoczynnie w położeniach krańcowych.

II. Dla dźwigów ręcznych starczy w tym celu zagroda na torze.

§ 9. I. Przeciwwagi powinny być prowadzone w ten sposób, aby ani górą, ani dołem nie mogły zejść ze swych prowadnic.

II. Przeciwwagi leżące poza dźwigownią należy ogradzać w taki sam sposób jak samą dźwigownię (p. § 3, IV i § 6, I).

III. W dźwigach, których pomosty spoczywają bezpośrednio na nurnikach, trzeba połączenie między nurnikiem a pomostem, klatką lub koszem urządzić tak bezpiecznie, aby ich oderwanie przez naciąg przeciwwag było wykluczone.

IV. Przymocowanie lin, pasów, luźnych i t. p. do kosza lub klatki można uskutecznić li tylko za pośrednictwem wieszaków zaufanych.

§ 10. Przedsiönki dźwigowni, oraz klatki lub kosze, używane do przejazdu osób, należy podczas ich użytkowania oświetlać dostatecznie światłem dziennym lub oświetleniem sztucznym.

IV. Postanowienia szczegółowe o urządzeniu dźwigów.

A. Dźwigi osobowe, oraz te towarowe, którymi jeździć może dźwigowy, czyli towarowo-osobowe.

§ 11. Klatka powinna chronić osoby w niej się znajdujące od mogących spaść części napędnych. O ile tej ochrony nad klatką lub koszem nie ma, to trzeba dźwigownię pod częściami napędzonymi przekryć bezpiecznie.

§ 12. I. Klatkę należy osłonić ze wszystkich stron i górą, z wyjątkiem otworu wejściowego, ścianami szczelnymi, albo siatką drucianą o oczkach nie ponad 2 cm prześwitu.

II. Drzwi zamykające otwór wejściowy klatki nie są niezbędne, jeżeli ściany dźwigowni po stronie wejść są pełno i gładko przeprowadzone przez całe wysokości pięter, w oddaleniu nie większem niż 5 cm od klatki. Ściany z siatki drucianej, o oczkach nie przekraczających 2 cm, uważają się za gładkie.

§ 13. I. Każdy otwór wejściowy do dźwigowni należy zaopatrzyć w drzwi zamknięte, łączące równo z powierzchnią wewnętrzną ścian dźwigowni.

II. Każde z tych drzwi powinny dać się otworzyć tylko wtenczas, gdy klatka za nimi się zatrzymała; a naodwrot możliwość ruszenia z miejsca klatką powinna się pojawiać dopiero wtenczas, gdy wszystkie drzwi wejściowe do dźwigowni będą już zamknięte.

III. Otwarcie drzwi jednoskrzydłowych, mniejszych niż 2,5 m², prowadzących do dźwigowni, nie potrzebuje ryglować nastawnicy, pod warunkiem że się drzwi te od zewnątrz dają otwierać tylko zapomocą oddzielnego klucza i tylko wtenczas, gdy klatka się za nimi zatrzymała, i że one same się zatrzasną, gdy się je luźno puści.

§ 14. I. Nastawiak ruchu klatki powinien się znajdować w niej samej, a obsługiwać go wolno wyłącznie tylko z wnętrza samej klatki, z wyjątkiem przypadków określonych ustępami II i III § 20.

II. Przy każdym dźwigu powinny być 2, od siebie nawzajem niezależnie przyrządy, któreby klatkę samoczynnie zatrzymywały w położeniach krańcowych, wyłączając jednocześnie się napędną. Jeden z tych przyrządów ma działać niezależnie od linki nastawniczej dźwiga.

III. Stosując bębny w dźwigaree, trzeba do niej dodać przyrząd, któryby zapobiegał opadaniu klatki po przesunięciu nastawnicy na bezruch.

§ 15. I. Jeżeli pomost nie wspiera się bezpośrednio na części, która go napędza, to trzeba go zawieszać przynajmniej na dwóch ciężnach nośnych (linach, łańcuchach itp.), tak złączonych z ocalnikiem, aby, przy zerwaniu się lub niebezpiecznym wydłużeniu chociaż jednego ciężna, ocalnik niezwłocznie rozpoczynał swe działanie.

II. Ciężna te należy tak obliczać, aby, po zerwaniu się jednego z nich, pozostało były obciążone nie więcej niż na $\frac{1}{3}$ swej nośności.

III. Naprężenie w przekrojach lin oblicza się jako złożone z ciągnięcia i gięcia powstającego w punkcie wchodzenia liny na krążek.

§ 16. Dźwig napędzany bębniem powinien posiadać ochronnik od uderzeń spadającego ciężna nośnego (liny, łańcucha i t. p.).

§ 17. Klatkę, która jeździ w dźwigowni otoczonej szczelnymi ścianami, należy zaopatrzyć w sygnał dający się słyszeć na zewnątrz, a dostępny dla każdego jeżdżącego dźwigiem, oraz w zrozumiałe objaśnienie, jak korzystać z tego sygnału.

§ 18. I. Na każdym drzwiach prowadzących do dźwigowni, oraz w samej klatce trzeba przytworzyć tabliczkę z czytelnym napisem „dźwig osobowy” i z oznaczeniem bezpiecznej nośności w kg i w liczbie osób, włączając w to już dźwigowego, oraz z przestroga, że jeździć dźwigiem wolno tylko w towarzystwie dźwigowego.

II. Wagę osoby liczy się po 75 kg.

§ 19. Dźwigi na hamulcu w młynach, oraz dźwigi gichtowe, którymi dźwigowy może też jeździć, nie podlegają przepisom §§ 11-go do 18-go. Jednakże przynajmniej najniższe drzwi dźwigowni i najwyższy otwór do ładowania powinny pozostawać w zależności od ruchu kosza. Drzwi zaś na piętrach pośrednich powinny przynajmniej same się zatrzymkiwać, gdy się je puści, a dać się otwierać z zewnątrz tylko kluczem oddzielnym. Liny, łańcuchy i t. p. należy obliczać: przy zastosowaniu kilku ciężni nośnych podług § 15 ustępu II i III, w przeciwnym zaś razie podług § 23.

B. Dźwigi towarowe.

§ 20. Jeżeli tor dźwiga nie jest z wszystkich stron otoczony ścianami lub wykrutowaniem, to kosz dźwiga trzeba tak urządzić, aby towary nie mogły z niego wypaść.

§ 21. I. Każdy otwór do ładowania ma być tak zamykany, aby ludzie nie mogli wpaść lub przechylać się do dźwigowni.

II. Zamknięcia te powinny zasadniczo być tego rodzaju, aby się dały otwierać lub aby się same otwierały tylko wtedy, gdy kosz nadszedł do ich otworu, oraz aby wszystkie musiały być zamknięte, a przynajmniej zaczynały się już zamykać, zanim kosz może ruszyć z miejsca.

III. Gdy dźwig nie posiada dźwigowni, ze wszystkich stron szczelnie ograniczonej materjałem niepalnym i gdy dla ładowania nie wchodzi się do kosza, a również przy dźwigach budowlanych starczy takie zamknięcie otworu do ładowania, którego by nie można na bok odstawić, a które zabezpiecza ludzi od wpadania i przechylania się w przestrzeń toru dźwiga.

§ 22. Nastawiaki należy umieszczać poza dźwigownią, a przyrządu nastawniczego nie powinno się nawet móżdź dosięgnąć z kosza.

§ 23. I. Liny, pasy lub łańcuchy trzeba tak obliczać, aby się nie wycęgały poza $\frac{1}{3}$ swej nośności.

II. Liny oblicza się na wytrzymałość złożoną, t. j. na ciągnięcie i gięcie w punkcie, w którym lina wchodzi na krążek.

§ 24. Jeżeli nie można z zewnątrz widzieć, w jakim, dowolnym położeniu kosz się znajduje, to trzeba na każdym piętrze ładunkowem umieścić przyrząd, któryby wskazywał to położenie.

§ 25. I. Przy każdym otworze ładunkowym umieszcza się tabliczka z czytelnym napisem „dźwig”^{*)}, z oznaczeniem dozwolonej nośności, oraz z przestroga, że ludziom tym dźwigiem jeździć nie wolno.

*) Lepszym będzie napis: „dźwig towarowy”

II. Przy otworach stale zagrodzonych trzeba nadto umieścić przestrożę, zakazującą się wychylać otworem.

§ 26. Do małych dźwigów (dźwiżków) niedostępnych dla ludzi, o nośności do 100 kg i przekroju dźwigowni do 0, m².7 a przeznaczonych do podnoszenia potraw, akt, mniejszych wyrobów i t. p., z powyższych przepisów stosują się tylko §§ 3, 6, 8, 9 i 10 rozdziału III-go, oraz § 23 i 25 rozdziału IV.

V. Użytkowanie dźwigów.

§ 27. I. Właściciel dźwigów, wzgl. jego zastępca, oraz osoby, którym poruczono obsługę dźwigów, nie powinni pozwalać na użytkowanie dźwiga znajdującego się w stanie nie zupełnie bezpiecznym.

II. Osoby, którym poruczono obsługę dźwigów, obowiązane w czasie pracy prawidłowo używać przyrządów bezpieczeństwa i nastawniczych, a zauważywszy jakakolwiek nieprawidłowość, powinny niezwłocznie powiadomić o tem właściciela lub jego zastępcę.

III. Smarowania prowadnic, oraz części prowadniczych i nastawniczych, należy dokonywać z kosza lub klatki, które w tym celu mają posiadać stosowne urządzenia.

§ 28. Dopiero gdy wszystkie drzewki, prowadzące do dźwigowni, oraz drzwi klatki będą zamknięte, dozwala się ruszyć z miejsca dźwigiem. Drzwi klatek dla ruchu osobowego wolno otwierać dopiero wtenczas, gdy klatka przystanie na przystanku, a nastawnica już odstawiła (na bezruch).

§ 29. I. Dźwiga osobowego lub towarowo-osobowego można używać wyłącznie tylko, gdy dźwigowy towarzyszy w przejeździe. Dźwigowi powinni się dokładnie zapoznać z urządzeniem i obsługą dźwiga, co znawca (§ 31, ustęp I) zaświadcza w książce sprawdzania dźwiga (§ 31, ustęp V), w której też sami dźwigowi muszą zapisać oświadczenie, że podjęli się obsługi dźwiga z pełną odpowiedzialnością.

II. Towarzystwo dźwigowe podczas jazdy staje się zbyt czynnem, a starczy sam jego nadzór, jeżeli dźwigiem jeżdżą zawsze te same, nie zmieniające się osoby, albo jeżeli dźwig łączy wyłącznie tylko 2 piętra nawzajem ze sobą.

III. Jeżeli dźwigi osobowe w mieszkaniach prywatnych obsługują wyłącznie tylko jedno mieszkanie, a zajmujący to mieszkanie wykaże, że jest zupełnie obznajmiony z prowadzeniem, urządzeniem i nadzorem dźwiga, i oświadczy nadto, że przyjmuje na siebie odpowiedzialność za prawidłowe używanie przyrządów bezpieczeństwa i urządzeń nastawniczych przez to osoby, którym pozwoli jeździć samodzielnie, to nawet nadzór dźwigowego nad takimi dźwigami staje się niewymagalnym. Dźwigi te jednakże, oprócz sprawdzania we właściwych odstępach czasu przez znawcę (§ 31), należy poddawać nadto stalemu nadzorowi zaufanego fabrykanta dźwigów i jego sprawdzaniu w okresach nie dłuższych niż roczne.

§ 30. I. Prędkość jazdy dźwigów osobowych i towarowo-osobowych nie ma przekraczać 1,5 m/sek. Przy dźwigarce powinno znajdować się urządzenie, któreby zapobiegało powiększeniu prędkości opadania poza tę granicę.

II. Dźwigi osobowe i towarowe, zaopatrzone w hamulce samoczynne przy spadaniu, po odłączeniu klatki lub kosza od lin nośnych, powinny przy spadaniu nie przekroczyć prędkości 1,5 m/sek.

VI. Odbiór dźwigów i nadzór nad nimi.

§ 31. I. Upřednie zatwierdzenie mechanicznego ustroju dźwiga nie jest wymagalne, natomiast przed oddaniem do użytkowania nowego dźwiga należy go poddać sprawdzeniu przez znawcę pod tym względem, czy ustrój mechaniczny dźwiga czyni zadość wymaganiom niniejszych przepisów. Podanie o odbiór przedstawia właściciel dźwiga właściwemu znawcy.

II. W czasie odbioru należy sprawdzać każdy przepisany przyrząd bezpieczeństwa oddzielnie, a mianowicie przy jazdach próbnych z największym dozwolonym obciążeniem. Niezawodność ocalników i hamulców doświadcza się i z największym dozwolonym obciążeniem i z klatką pustą, lecz zawsze przy największej, dozwolonej prędkości opadania. Przy tych sprawdzaniach ciężna nośna należy odczepić od klatki, a przynajmniej na tyle zluźować, aby były zupełnie zwisłe. Dźwigi z ocalnikami powinny się, po zluźowaniu lub odziesięciu ciężna nośnego, zakleszczyć, przebiegłszy nie więcej niż 0,25 m spadu.

III. O wyniku sprawdzania znawca wystawia piśmienne świadectwo i wszywa je do dostarczonej przez wykonawcę książki sprawdzania, wraz z poświadczonym, jednym egzemplarzem rysunku i opisu dźwiga, które wykonawca dźwiga powinien dostarczyć w dwóch egzemplarzach.

IV. Znacwa przesyła miejscowej władzy policyjnej te dokumenty dźwigowe do wiadomości, a jeżeli i odbiór policyjno-budowlany również wypadnie zadawalniająco, to policyja wydaje wykonawcy dźwiga piśmiennie pozwolenie na oddanie dźwiga do użytkowania, dołączając do tego pozwolenia dokumenty dźwigowe.

V. Świadcstwo odbioru części mechanicznej dźwiga, wystawione przez znacwę, dostarczony przez wykonawcę opis ustroju, poświadczenie uzdolnienia dźwigowych, oraz książka sprawdzeń powinny dostosowywać się do wzorów dołączonych do niniejszych przepisów, które należy też wydrukować w książce sprawozdań.

VI. Właściciel dźwiga, na każde żądanie urzędników nadzorczych lub znacwy, obowiązany przedstawić dokumenty dźwigowe.

§ 32. 1. W odstępach czasu, nie dłuższych niż dwuletnie, należy poddawać dźwigi osobowe i towarowo-osobowe ponownym, powtarzającym się sprawdzaniom przez znacwę. Dźwigi o napędzie ciernym w młynach nie podlegają temu przepisowi, nawet jeżeli niemi jeździć mogą i ludzie.

II. Przy powtarzających się sprawdzaniach należy dźwig doświadczać w ten sam sposób jak przy odbiorze, a wyniki zapisuje znacwa do książki sprawdzeń.

III. Urządzenia i przysposobienia niezbędne do sprawdzania powinien wykonać właściciel dźwiga na swój koszt i na termin, jaki mu uprzednio naznaczy znacwa.

IV. Zauważone przez znacwę nieprawidłowości należy usunąć w terminie przez niego naznaczonym, co gdy się nie stanie, znacwa obowiązany zawiadomić policyję miejscową o istniejących nieprawidłowościach.

V. Jeżeli znacwa zauważy, że stan, w jakim się dźwig znajduje, grozi wprost niebezpieczeństwem, to powinien on za pośrednictwem policyi zarządzić niezwłoczne zaprzestanie użytkowania, zapisując zarazem do książki sprawdzeń, iż to zarządził.

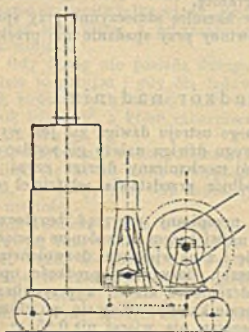
§ 33. Za znacwów w myśl niniejszych przepisów uważają się te osoby, które miejscowa policyja na znacwów naznaczy.

V. WYCIĄGI (KOPALNIANE).

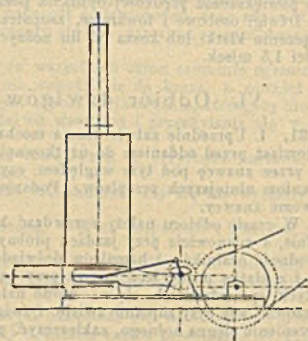
a. Kołowroty i kieraty.

Dźwigarki obrotowe p. str. 675. W kołowrotach napędzanych ludźmi ramię siły bywa $a = 1,5$ do 2 m. Dane o możliwej pracy dziennej człowieka silnego przy korbie lub w kołowrocie przez 8 go-

Rys. 505.



Rys. 506.



dzin rzeczywiście pracującego p. Dział VII, Silniki, rozdz. I, silniki żywe. Pracę istotną jednego człowieka przy kołowrocie liczy się podl.

Rzihy *) na 15000 do 12000 kgm/godz. przy dzionce ośmio-względnie dwunastogodzinnej i dozywaniu z głębizn **) nie przekraczających 100 m.

Do większych ciężarów, albo przy szybszem dozywaniu używa się **kieratów konnych** o ramieniu siły 5 do 6 m. Rzeczywisty, średni, dzienny wydatek pracy konia przy ośmiogodzinnej dzionce i głębiznie do 100 m wynosi 700000 do 800000 kgm.

Kołowroty parowe do szybów, kamieniołomów i większych budowli. Kocioł parowy 4 do 12 atm nadciśnienia, wraz z silnikiem i dźwigarką, ustawia się na wspólnej, mocnej płycie żeliwnej (albo z belek żelaznych) (rys. 565 i 566). Silnik parowy ze stawidłem nawrotnem, najczęściej z jarzmem Stephenson'a, albo z suwakiem nawrotnym.

W górnictwie stosują najczęściej kołowrót parowy (rys. 567) bez własnego kotła parowego: Silnik bliźniaczy, ze stawidłem suwakowem w jarzmie, z hamulcem ręcznym lub nożnym w postaci hamulca taśmowego na wale głównym, albo na przystawce z przepustnicą. Używa się do spuszczenia ciężkich

Rys. 567.



części maszyn lub obudowy szybowej przy pogłębianiu.

Kołowroty parowe

Jednej z fabryk niemieckich.

Średnica cylindra mm	Skok mm	Bęben		Ilość obrotów na min.	Siła wyciągająca przy 4 atm. nadciś. pary kg
		Średnica mm	Długość mm		
175	250	500	1200	160	10000
200	300	500	1300	135	15000
235	400	600	1400	110	20000
260	400	600	1500	110	25000
275	460	700	1600	100	30000
300	500	700	1700	90	40000

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1894. str. 642 i nast.

**) Głębokość szybów kopalnianych i t. p. urządzeń górniczych, zwaną po niemiecku „die Teufe“ zwać będziemy „głębizną.“

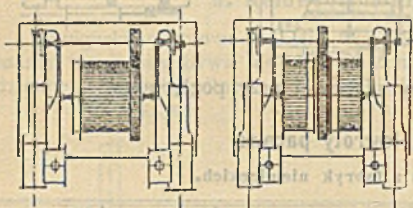
Kołowroty parowe lub napędzane powietrzem jednej z fabryk niemieckich.

Średnica cylindra mm	Skok mm	Bęban		Ilość obrotów/min	Siła wyciągająca przy 4 atm. nadciśnienia pary kg	Prędkość wyciągnięcia 1,5 do 2 m/sek.
		Średnica mm	Szerokość			
150	200	700	Z jednym lub dwoma bębniami 500 do 1000 mm szerokości.	200	850	
175	250	800		160	1150	
200	300	1000		135	1525	
235	400	1200		110	2000	
260	400	1400		110	2550	
275	460	1500		100	2850	
300	500	1650		90	3350	
325	500	1800		90	3750	
350	500	1900		90	4600	

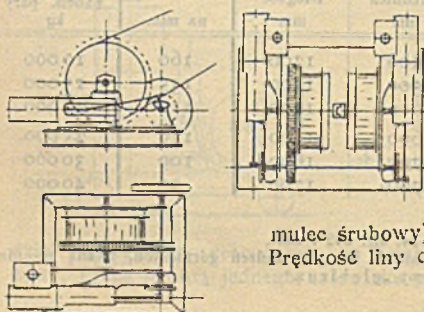
b. Mniejsze wyciągi parowe.

Stosują się w kopalniach węgla brunatnego, mniejszych kopalniach węgla kamiennego, w kopalniach rudy o małej głębokości, a wielkich każdorazowych ładunkach, w kopalniach srebra i złota, jak

Rys. 508.



Rys. 509.



również w kopalniach drogiej kamieni, o znacznej głębokości, a małych każdorazowych ładunkach.

Silnik jednocylindrowy lub bliźniaczy, o stawidle suwakowym w jarzmie, napędza wprost lub przez przystawkę jeden albo dwa bębny do lin, osadzone na wspólnej osi lub też oddzielnie, a napędzane niezależnie od siebie, ponajczęściej za pośrednictwem sprzęgieł (rys. 568 do 574).

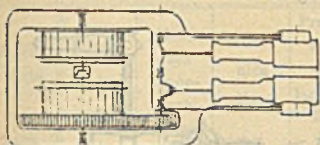
Hamulce ich bywają taśmowe lub klockowe (rys. 574), a dociągają się pedałem lub śrubą (hamulec śrubowy), rzadziej naciskiem pary. Prędkość liny do 5 m/sek.

c. Wyciągi parowe napędzane silnikiem bez przystawki.

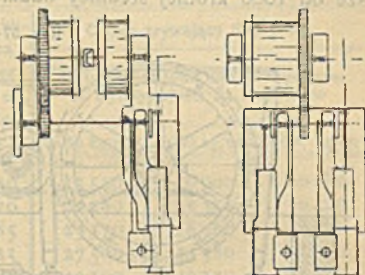
(Na wielkie ciężary i znaczne prędkości).

Jazda bez prowadnic w szybie stosuje się jedynie wyjątkowo i to z prędkością tylko od 0,5 do 1 m/sek.

Rys. 570.



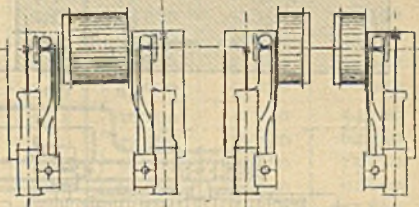
Rys. 571.



1. Klatki (kosze) wyciągowe.

Klatki piętrowe, o pomostach leżących ponad sobą, a na każdym z nich po dwa wózki obok siebie, w nowszych zaś czasach ponajczęściej za sobą. Pomostów bywa 1, 2, 3, 4, z ilością wózków 2, 4, 6, 8. W wyciągach bliźniaczych stawiają często tylko po jednym wózku na każdym piętrze, a natenczas ilość pięter bywa 6 do 8.

Rys. 572.



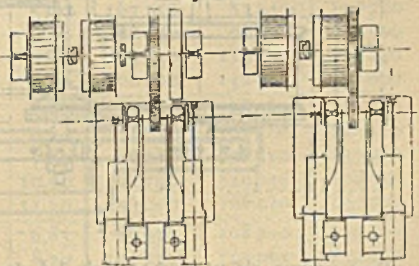
Waga klatek wraz z wieszakami:

na 2	4	6	8 wózków
1500 do 2500	2200 do 3500	3200 do 4200	4000 do 4500 kg.

Waga własna wózków 300 do 350 kg.
przy ładowności węglem od 600 do 650 kg.

Do prowadzenia klatek (koszy, kubłów) służą liny prowadnicze (wyprężone naciążeniem), listwy drewniane lub szyny żelazne (syst. Briart'a).

Rys. 573.



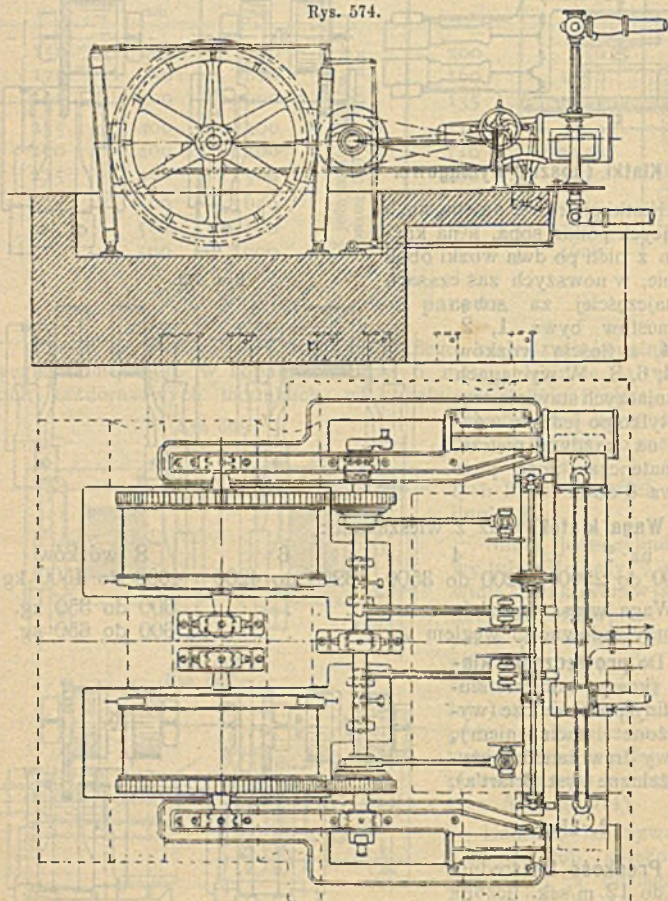
2. Liny.

Prędkość lin średnia 10 do 12 m/sek. liczona na całą głębiznę; największa zaś 15 do 25 m, zależnie od stanu szybu i jego głębizny.

Liny wyciągowe, okrągłe lub płaskie (konopne, aloesowe, z druku stalowego) obliczają się na największy naciąg, z doliczeniem

własnej wagi samej liny, a dla wyciągów osobowych, zależnie od przepisów policyjno-górnichych, z bezpieczeństwem 6 do 8-mio krotnem. Wytrzymałość ich należy sprawdzać co kwartał, odcinając kawałek liny, 1 m długości, tuż ponad pętlą, jako próbkę do prób na zerwanie i gięcie. Średnice bębnow i kół do lin nie mają być mniejsze od 1000 krotnej średnicy oddzielnych drutów.

Rys. 574.



Drut używa się w grubościach 1,4 do 2,8 mm, rzadko większej, liny zaś w średnicach 22 do 52 mm, nawet do 70 mm.

Bliższe szczegóły o linach konopnych i drucianych p. str. 520.

(Ciąg dalszy na str. 745).

Liny druciane

jednej z większych fabryk niemieckich.

Ciężary rozrywające, podane w tablicach poniższych, są sumami ciężarów rozrywających poszczególnie druty liny. Próby na rozerwanie lin w całości dawały wyniki do 10% mniejsze.

1. Okrągłe liny wyciągowe.

Grubość drutu mm	Ilość drutów w linie	Ilość dusz konop- nych w linio	Śred- nica liny mm	Przybli- żona waga 1-go mb. liny kg	Ciężar zrywający linę w kg,		
					druty lanostalowo, uprzywilejowane, o wytrzymałości na rozerwanie		
					12 000 kg/cm ²	15 000 kg/cm ²	18 000 kg/cm ²
1,6	56	8	20	1,20	13 520	16 900	20 280
	84	1	22	1,70	20 280	25 350	30 420
	96	7	24	1,85	23 170	28 960	34 760
	114	1	26	2,25	27 500	34 380	41 250
	133	1	28	2,60	32 100	40 120	48 150
1,8	56	8	23	1,50	17 100	21 370	25 650
	84	1	25	2,10	25 660	32 100	38 490
	96	7	27	2,30	29 320	36 650	43 980
	114	1	29	2,75	34 800	43 500	52 200
	133	1	31	3,25	40 600	50 750	60 900
2,0	96	7	30	2,85	36 200	45 250	54 300
	114	1	32	3,40	42 990	53 730	64 480
	133	1	35	4,00	50 150	62 690	75 220
	162	1	38	5,00	61 070	76 340	91 600
	180	1	41	5,70	67 860	84 830	101 800
2,2	96	7	33	3,45	43 780	54 730	65 670
	114	1	35	4,10	52 000	65 000	78 000
	133	1	38	4,80	60 660	75 830	90 990
	162	1	42	5,90	73 900	92 380	110 850
	180	1	45	7,00	82 100	102 630	123 150
2,5	96	7	37	4,45	56 520	70 650	84 780
	114	1	40	5,30	67 150	83 940	100 780
	133	1	44	6,20	78 340	97 930	117 500
	162	1	48	7,50	95 430	119 290	143 150
	180	1	52	9,00	106 000	132 500	159 000
2,8	96	7	42	5,60	70 930	88 660	106 400
	114	1	45	6,70	84 240	105 300	126 360
	133	1	49	7,80	98 280	122 850	147 420
	162	1	53	10,60	119 700	149 630	179 550
	180	1	58	11,30	133 000	166 250	199 500
3,1	96	7	47	6,85	86 970	108 710	130 460
	114	1	50	8,20	103 250	129 060	154 880
	133	1	55	9,60	120 560	150 700	180 840
	162	1	59	13,00	146 730	183 410	220 100
	180	1	64	13,80	163 060	203 830	244 590

2. Liny płaskie.

Grubość drutu mm	Ilość drutów w linie	Szerokość liny mm	Grubość liny mm	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający linę w kg			
					druty żelazne lub ze stali besemerskiej		druty lanostalowe, uprzywilejowane	
					o wytrzymałości na rozzerwanie			
					5500 kg/cm ²	12000 kg/cm ²	15000 kg/cm ²	18000 kg/cm ²
1,8	120	68	16	3,10	16 800	36 600	45 750	54 900
	144	77	18	3,70	20 150	43 920	54 900	65 880
	168	82	19	4,30	23 510	51 240	64 050	76 860
	192	93	20	5,15	26 870	58 560	73 200	87 840
	224	110	19	5,70	31 350	68 320	85 400	102 480
	256	124	20	6,90	35 830	78 080	97 600	117 120
	288	135	24	7,70	40 300	87 840	109 800	131 760
	320	150	25	8,50	44 780	97 600	122 000	146 400
2,0	120	76	18	3,80	20 730	45 240	56 500	67 860
	144	85	20	4,55	24 880	54 300	67 800	81 450
	168	91	22	5,30	29 020	63 350	79 100	95 000
	192	104	23	6,35	33 170	72 400	90 500	108 600
	224	120	22	7,10	38 700	84 460	105 600	126 700
	256	138	23	8,50	44 230	96 520	120 650	144 800
	288	150	26	9,50	49 760	108 520	135 700	162 870
	320	165	28	10,60	55 300	120 640	150 800	180 960

3. Liny wielolinkowe (kable).

Grubość drutu mm	Średnica liny mm	Ilość drutów w linie	Przybli- żona waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający linę w kg			
				druty żelazne lub ze stali besemerskiej		druty lanostalowe, uprzywile- jowane, o wytrzymałości na rozerwanie	
				9000 kg/cm ²			12000 kg/cm ²
1,6	32	120	2,50	9 650		21 700	28 950
	36	144	3,40	11 600		26 100	34 800
	41	210	4,60	16 900		38 000	50 700
	46	252	5,75	20 300		45 650	60 700
	51	294	7,00	23 650		53 200	70 950
1,8	36	120	3,20	12 200		27 450	36 600
	40	144	4,10	14 640		32 940	43 920
	46	210	5,80	21 350		48 040	64 050
	51	252	7,30	25 620		57 650	76 960
	57	294	9,00	29 890		67 250	89 670
2,0	40	120	3,90	15 080		33 930	45 240
	45	144	4,80	18 100		40 720	54 300
	51	210	7,00	26 400		59 400	79 200
	57	252	8,70	31 700		71 300	95 000
	63	294	11,50	36 950		83 140	110 850

4. Uprzywilejowane liny wyciągowe z drutów lanostalowych
na bębny wielkich średnic. na bębny małych średnic.

Średnica bębna.	na bębny wielkich średnic.						na bębny małych średnic.								
	Średnica liny	Ilość drutów w linie		Grubość drutów mm	Przybl. waga stu metr. liny kg	Ciężar zrywający linę		Średnica bębna	Średnica liny	Ilość drutów w linie		Grubość drutów mm	Przybl. waga stu metr. liny kg	Ciężar zrywający linę	
		sztuk	mm			niecynkowaną kg	cynkowaną kg			mm	mm			sztuk	mm
500	9	42	1,0	32	3990	3610	250	9	96	0,5	18	2300	1830		
	10	49	"	37	4655	4210		10	120	"	23	2880	2290		
	12	72	"	54	6840	6190		11	144	"	27	3460	2750		
	13	84	"	63	7980	7220		12	168	"	32	4030	3200		
	15	96	"	72	9120	8250		13	210	"	39	5040	4000		
	16	114	"	86	10830	9800		14	252	"	48	6050	4800		
550 do 600	10	42	1,1	38	4790	4320	250 do 300	10	96	0,6	25	3260	2780		
	11	49	"	44	5590	5040		12	120	"	32	4080	3480		
	13	72	"	65	8210	7410		13	144	"	39	4900	4170		
	14	84	"	76	9580	8650		14,5	168	"	45	5710	4870		
	16	96	"	87	10940	9880		16	210	"	58	7140	6090		
17	114	"	103	13000	11740	17,5	252	"	68	8570	7300				
650 do 700	11	42	1,2	45	5710	5250	300 do 350	13	96	0,7	34	4410	3840		
	13	49	"	53	6660	6120		15	120	"	44	5520	4800		
	15	72	"	78	9790	9000		16	144	"	53	6620	5700		
	16	84	"	91	11420	10500		17	168	"	62	7730	6700		
	18	96	"	104	13050	12000		18	210	"	77	9660	8400		
19	114	"	113	15500	14250	20	252	"	93	11590	10080				
750 do 800	12	42	1,3	52	6720	5710	350 do 400	14	96	0,8	44	5760	5080		
	14	49	"	62	7840	6660		16	120	"	58	7200	6300		
	16	72	"	91	11520	9790		17,5	144	"	69	8640	7600		
	17	84	"	107	13440	11420		19	168	"	81	10080	8900		
	19	96	"	122	15360	13050		20,5	210	"	101	12600	11100		
	20	114	"	145	18240	15500		22	252	"	121	15120	13300		
900 do 1000	13	42	1,4	62	7770	6720	400 do 450	16	96	0,9	56	7390	6570		
	15	49	"	72	9060	7840		18	120	"	73	9240	8200		
	17	72	"	106	13320	11520		19	144	"	87	11090	9800		
	19	84	"	123	15540	13440		21	168	"	102	12930	11500		
	21	96	"	141	17760	15360		23	210	"	128	16170	14300		
	22	114	"	168	21090	18240		25	252	"	153	19400	17200		
1000 do 1250	14	42	1,5	71	8900	7770	450 do 500	18	96	1,0	70	9120	8250		
	16	49	"	83	10390	9060		20	120	"	90	11400	10300		
	19	72	"	122	15260	13320		22	144	"	108	13680	12300		
	20	84	"	142	17810	15540		24	168	"	126	15960	14400		
	22	96	"	162	20350	17760		26	210	"	158	19950	18000		
23	114	"	192	24170	21090	28	252	"	189	23940	21600				
1250 do 1500	15	42	1,6	81	10120	8900	500 do 600	20	96	1,2	100	13050	10940		
	17	49	"	94	11810	10390		24	120	"	125	16320	13680		
	20	72	"	138	17350	15260		27	144	"	150	19580	16410		
	21	84	"	161	20245	17810		29	168	"	175	22840	19150		
	23	96	"	184	23140	20350		31	210	"	218	28560	23940		
25	114	"	210	27470	24170	35	252	"	262	34270	28720				

5. Liny druciane ze skrętek płaskich.

Druty o przekroju owalnym mają $K_1 = 8500 \text{ kg/cm}^2$, okrągłe zaś $K_2 = 12000 \text{ kg/cm}^2$; na zamówienie wartości te można powiększyć o 10%.

45 drutów i 1 dusza konopna.

Przekrój drutów owalnych = 25 do 26% przekroju drutów okrągłych.

Średnica liny mm	Grubość drutów okrągłych			Przebieg rozrywający linę kg	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Średnica liny mm	Grubość drutów okrągłych		
	mm	mm ²	mm				mm	mm ²	kg
11	1,00	32,0	4 540	0,39	24	2,35	173,4	24 520	2,09
12	1,15	41,6	5 830	0,50	25	2,45	188,6	26 640	2,27
13	1,23	47,6	6 620	0,56	26	2,55	204,4	28 920	2,47
14	1,35	57,2	8 240	0,71	27	2,65	220,8	31 260	2,67
15	1,44	65,2	9 210	0,78	28	2,75	237,8	33 610	2,87
16	1,52	72,7	10 330	0,88	29	2,85	255,4	36 170	3,10
17	1,62	82,4	11 720	1,00	30	2,97	277,2	39 140	3,30
18	1,74	95,1	13 430	1,14	31	3,07	296,2	41 860	3,58
19	1,85	107,4	15 190	1,29	32	3,20	321,6	45 370	3,90
20	1,95	119,4	17 210	1,47	33	3,27	335,8	47 540	4,15
21	2,05	132,0	18 620	1,58	34	3,39	361,0	50 970	4,40
22	2,15	145,2	20 490	1,74	35	3,50	384,8	54 330	4,70
23	2,26	160,4	22 680	1,93					

115 drutów i 1 dusza konopna.

Przekrój drutów owalnych = 0,5% przekroju drutów okrągłych.

13	0,95 do 0,55	52,5	6 720	0,56	27	2,08 do 1,19	247,9	31 750	2,62
14	1,05 " 0,60	63,2	8 100	0,67	28	2,17 " 1,23	268,8	34 470	2,85
15	1,12 " 0,64	71,8	9 200	0,77	29	2,25 " 1,27	288,4	36 930	3,05
16	1,20 " 0,68	81,9	10 520	0,87	30	2,33 " 1,32	309,8	39 670	3,30
17	1,29 " 0,73	94,9	12 160	1,00	31	2,41 " 1,37	331,9	42 510	3,50
18	1,37 " 0,76	106,1	13 580	1,12	32	2,49 " 1,41	353,8	45 510	3,75
19	1,45 " 0,82	120,0	15 370	1,27	33	2,56 " 1,44	373,0	47 680	3,95
20	1,52 " 0,85	131,3	16 810	1,39	34	2,65 " 1,50	402,9	51 340	4,25
21	1,60 " 0,91	146,4	18 760	1,55	35	2,74 " 1,54	427,2	54 700	4,55
22	1,69 " 0,96	164,1	20 940	1,75	36	2,82 " 1,60	454,3	58 130	4,80
23	1,77 " 1,00	178,7	22 890	1,90	37	2,90 " 1,64	479,8	61 410	5,15
24	1,85 " 1,00	191,1	24 500	2,05	38	2,98 " 1,69	507,2	64 910	5,45
25	1,93 " 1,09	212,1	27 110	2,25	39	3,06 " 1,73	534,0	68 380	5,75
26	2,00 " 1,14	228,9	29 290	2,42	40	3,14 " 1,78	562,7	72 070	6,05

140 drutów i 1 dusza konopna.

Przekrój drutów owalnych = 12,3 do 14,5% przekroju drutów okrągłych.

13	0,72 do 0,66	51,0	6 750	0,57	27	1,57 do 1,42	242,2	31 740	2,65
14	0,78 " 0,71	59,6	7 800	0,65	28	1,62 " 1,49	261,0	34 200	2,85
15	0,83 " 0,76	68,2	8 900	0,74	29	1,69 " 1,54	282,1	36 850	3,08
16	0,90 " 0,83	81,0	10 600	0,88	30	1,75 " 1,60	302,9	39 630	3,30
17	0,95 " 0,88	90,8	11 990	1,00	31	1,80 " 1,65	320,9	42 070	3,50
18	1,02 " 0,93	103,4	13 560	1,14	32	1,87 " 1,70	344,3	45 090	3,80
19	1,08 " 0,99	116,0	15 190	1,26	33	1,93 " 1,77	369,0	48 280	4,03
20	1,15 " 1,05	131,0	17 140	1,42	34	1,99 " 1,82	391,6	51 340	4,28
21	1,21 " 1,10	144,2	18 870	1,58	35	2,05 " 1,85	411,6	54 100	4,55
22	1,27 " 1,10	153,8	20 150	1,68	36	2,10 " 1,93	437,5	57 280	4,80
23	1,33 " 1,21	174,7	22 810	1,90	37	2,18 " 1,99	469,5	61 410	5,15
24	1,40 " 1,27	193,0	25 170	2,10	38	2,25 " 2,05	499,5	65 420	5,50
25	1,44 " 1,32	206,0	26 980	2,25	39	2,30 " 2,10	522,3	68 310	5,70
26	1,51 " 1,38	225,9	29 550	2,45	40	2,36 " 2,15	549,4	71 980	6,10

6. Liny z drutu kształtowego.

a) Ustrój cienko-drutowy.

Średnica liny mm	Średnica koła powinny być nie mniejsza niż m	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający przy drutach lano-stalowych $K_z = 12000$ kg	Średnica liny mm	Średnica koła powinny być nie mniejsza niż m	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający przy drutach lano-stalowych $K_z = 12000$ kg
13	1,50	0,95	13 100	28	3,50	4,30	62 500
14	2,00	1,10	15 200	29	3,50	4,65	66 400
15	2,00	1,25	17 300	30	3,75	5,10	73 500
16	2,00	1,40	20 400	31	3,75	5,46	79 400
17	2,25	1,60	23 300	32	4,00	5,81	85 300
18	2,25	1,85	26 200	33	4,00	6,17	88 300
19	2,25	2,00	27 400	34	4,25	6,55	92 200
20	2,50	2,20	31 100	35	4,25	6,75	98 500
21	2,50	2,40	35 000	36	4,50	7,00	104 800
22	2,75	2,74	38 800	37	4,50	7,60	116 200
23	2,75	2,85	42 000	38	4,75	8,15	120 700
24	3,00	3,10	45 200	39	4,75	8,70	125 200
25	3,00	3,40	48 300	40	5,00	9,30	129 700
26	3,25	3,70	54 900				

b) Ustrój grubo-drutowy.

Średnica liny mm	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający w kg			Średnica liny mm	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający w kg		
		drut z miękkiej stali o $K_z = 5500$ do 8000 kg/cm ²	upryw. drut lano-stalowy o $K_z =$				drut z miękkiej stali o $K_z = 5500$ do 8000 kg/cm ²	upryw. drut lano-stalowy o $K_z =$	
			9000 do 10000 kg/cm ²	12000 kg/cm ²				9000 do 10000 kg/cm ²	12000 kg/cm ²
20	2,45	16 430	27 150	34 300	33	6,25	41 340	68 300	86 280
21	2,65	17 630	29 120	36 780	34	6,95	46 300	76 500	96 600
22	2,85	18 800	31 050	39 230	35	7,10	50 000	82 650	104 400
23	3,15	20 790	34 340	43 380	36	7,80	51 690	85 400	107 880
24	3,50	23 160	38 260	48 330	37	8,25	52 840	87 300	110 300
25	3,75	24 950	41 230	52 080	38	8,50	56 240	92 300	117 360
26	3,85	25 430	42 180	53 280	39	8,80	60 120	99 360	125 500
27	4,25	28 000	46 260	58 450	40	9,20	61 630	101 820	128 610
28	4,76	31 600	52 250	66 000	41	9,45	63 140	104 310	131 760
29	5,10	32 300	53 360	67 400	42	10,15	68 070	112 460	142 050
30	5,42	36 000	59 470	75 100	43	10,70	71 350	117 900	147 000
31	5,55	37 860	60 600	79 000	44	11,00	73 970	112 220	154 380
32	6,00	39 730	65 640	82 920	45	11,70	78 200	129 200	163 200

Zwykle średnice bębnow, cew i t. p.

Skok silnika . . .	1	1,2	1,6	1,8	2	2,2	m
Bębny walcowate. . .	3	4	6	7	8	8 do 10	m
Stożki i \ średnie . . .	3	4 do 5	5 do 5,5	6,5	7,5	8 do 12	m
cewy / najmniejsze	2	3	3,5	4	4,5	5	m
Koła napędne, linowe			4 do 7	6 do 8	7 do 9	8 do 10	m.

3. Zrównoważanie wagi liny.

Liny należy zrównoważać szczególnie przy wielkich głębiznach, przy których nieraz waga liny znacznie przewyższa ciężar dobywany. Dla tego też ujawnia się dążność do stosowania lin lekkich, o wytrzymałości na rozzerwanie do 20000 kg/cm², aby tym sposobem ułatwić sobie otrzymanie bardziej równomiernego obciążenia wyciągarek, a zarazem aby zmniejszyć największy moment ich obciążenia.

Wyciągarki o bębnach walcowatych wyrównoważa się przywieszonym do klatki ogonem, t. j. zwieszającą się u klatki liną, której waga bywa ponajczęściej taka, aby w górnym końcu skoku moment ciężaru nie stawał się jeszcze ujemnym, nawet w razie gdy waga liny wyciągowej jest większa od ciężaru dobywanego. Waga tego ogona równałaby się natenczas wadze liny wyciągowej z potrąceniem wagi ciężaru dobywanego.

Wyciągarki o napędnych kołach linowych miewają ogon równej wagi jak sama lina wyciągowa: Moment statyczny ciężaru w czasie wyciągania pozostaje zatem niezmiennym.

Wagę liny, zamiast ogonem, można też wyrównoważyć zupełnie skutecznie przez zastosowanie:

1. **Cew (bobin)**, t. j. bębnow z wysokimi obrzeżami bocznymi, dla prowadzenia układających się na sobie zwojów liny płaskiej (z kopni, aloesu lub drutu stalowego), zastępującej zwykłą linę wyciągową.

Cewy oblicza się, uwzględniając przedewszystkiem właściwą średnicę bębna, w przystosowaniu do grubości drutów w linie.

Oznaczmy przez:

d grubość liny w cm,

r najmniejszą, R największą średnicę nawoju w cm,

S wagę liny nawiniętej na cewę w kg,

G ciężar dobywany (ładunek wózków) w kg,

Q wagę klatki z wieszakiem i pustymi wózkami w kg,

T głębiznę w cm,

a otrzymamy równanie na jednakowe momenty ciężaru w początku i w końcu jazdy:

$$r(S + Q + G) - RQ = R(Q + G) - r(Q + S),$$

a z niego:
$$R = r \left(1 + \frac{2S}{Q + G} \right) = \psi r.$$

Z wzoru na przybliżoną wartość długości łuku spirali Archimedesesa (p. str. 116) mamy nadto warunek:

$$r = \sqrt{\frac{Td}{\pi \left(\frac{R^2}{r^2} - 1 \right)}}.$$

2. Bębny stożkowe, których promień wzrasta z wartości r do R , stosownie do zmieniających się momentów obustronnych ciężarów, w sposób podobny jak w cewach. Warunek stałości momentu ciężaru będzie podobnie:

$$R = r \left(1 + \frac{2S}{2Q + G} \right) = \psi r.$$

Jeżeli α oznacza kąt pochyłości stożka, l długość bębna owiniętego w cm, i jeśli zwoje liny przylegają do siebie, to będzie:

$$\sin \alpha = \frac{R - r}{l}, \quad \text{a} \quad l = \frac{Td}{\pi(r + R)}.$$

Przy wielkiej głębinie szybów i znacznej wadze liny, stożek będzie bardzo tępy (t. j. α wielkie); a natenczas można dogodnie wykonać taki bęben, zwijając śrubowo, w postaci stożka, swoisty kształtownik rowkowany, przyczem zmniejszają jeszcze odstęp między sąsiednimi zwojami kształtownika, w miarę wzrastania średnicy. Należy też uwzględnić kąt odchylenia liny, zwiększającego się wskutek grubości ramion sąsiedniego, wyżej położonego kształtownika rowkowego; l staje się bowiem większem, α natomiast mniejszem.

Dokładne, statyczne wyrównowanie liny określa jako tworzącą bębna pewną krzywą słabo zakrzywioną.*)

Tego rodzaju wyrównowanie lin nie nadaje się do dobywania z różnych chodników (poziomów), a to z powodu niejednostajnej prędkości, z jaką nawija się lina.

Inne sposoby zrównoważenia stosują się rzadko: Wspomnimy jeszcze o przeciwwagach, których moment zmienia się za pośrednictwem pośredniczych bębnow równoważących, ustawionych obok walcowych bębnow wyciągowych.

Liny o przekroju zmniejszającym się ku dołowi, w miarę zmniejszającego się naciągu przez własny ciężar liny, nadawałyby się do wyciągania z rozmaitych chodników na wielkiej głębinie (ponad 1000 do 2000 m), lepiej jednak w takim razie cały skok wyciągania podzielić na części obsługiwane oddzielnymi wyciągami.

4. Obliczenie wyciągarek.

Wymiary bębna wypada dobrać z uwzględnieniem grubości liny i niezbędnej ilości zwojów (kąt odchylenia liny możliwie mały; krańcowe położenia lin mają tworzyć ze sobą kąt nie ponad 2 do 3°), z uwzględnieniem najmniejszej, początkowej średnicy cewy lub bębna stożkowego, wreszcie bezpieczeństwa przeciw ślizganiu się liny na kołach napędnych ($\mu = 0,3$ do 0,4 przy ciśnieniu na obwód 8 do 12 kg/cm², por. hamulce taśmowe str. 538).

Skok silnika i średnica cylindra zależą od wartości największego, mającego się przewyciężyć momentu: każdy cylinder z osobna, przy najkorzystniejszym położeniu swej korby, powinienby być w możno-

J. v. Hauer, die Fördermaschinen der Bergwerke, 3-cie wyd. 1885; dalej czasopismo „Glückauf“, 1895, Nr. 23 do 26.

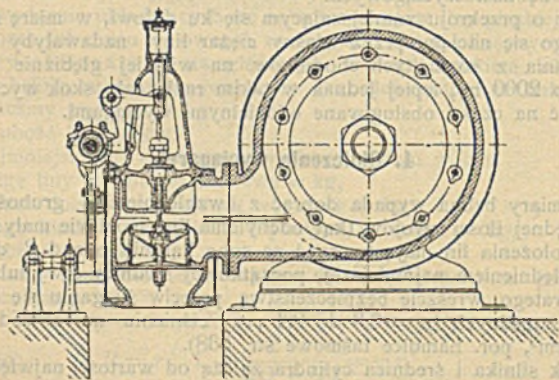
ści przewyciężenia momentu największego, jakiby się mógł pojawić, przynajmniej zaś momentów przy ruszaniu z najniższego chodnika, w czasie jazdy, oraz przy wznoszeniu klatki ponad podchwyty; (wznoszenie w końcu wspomniane staje się zbyt ciężkie, jeżeli podchwyty, t. zw. kapsów, wcale nie ma, albo gdy są one przegibne, np. ustroju „Stauss'a“). Na wszystkie straty powodowane tarciami, począwszy od tłoka, a skończywszy na klatce (łącznie ze stratami powstającymi na obwodzie korbowym, przy przekształcaniu się nacisku tłoka na siłę w obwodzie) liczą 30 do 40%. Z im większym zapasem się tu liczy, tem bezpieczniej można albo zupełnie zaniedbywać w obliczeniach przyspieszenie mas po ruszeniu z miejsca, oraz nieokreślone jeszcze straty podczas jazdy w stanie jej ustalenia, albo też przekazywać je drugiemu cylindrowi silnika.

Dobrem ruszaniem z miejsca (rozruszaniem) odznaczają się obliczone zgodnie z powyższymi warunkami silniki bliźniacze, oraz silniki sprzężone, których mały cylinder, przy średniej (z całego przejazdu) prędkości jazdy i przy zrównoważeniu liny, nie wymaga ponad 40% napelnienia. W braku wyrównoważenia liny można połowę jej wagi (dla jednej z klatek) doliczyć do ładunku i w sposób podobny sprawdzić napelnienie cylindra dla tak zwiększonego ładunku. Średnia prędkość tłoka v_m , obliczona podług średniej prędkości liny v_s , powinnyby pozostawać w granicach od 1,5 do 2,5 m/sek, co wyrazi się wzorem:

$$v_m = \frac{2s}{\pi D} v_s = 1,5 \text{ do } 2,5 \text{ m/sek,}$$

w którym D oznacza średnicę bębna, a s skok tłoka w m.

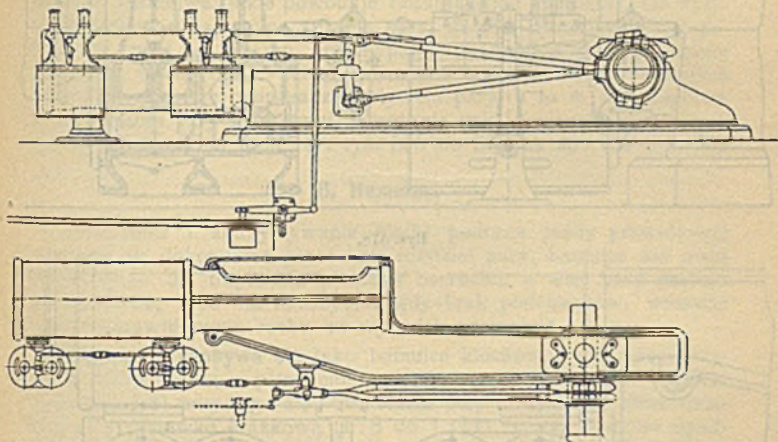
Rys. 575.



Dobre stosunki są np. w silnikach bliźniaczych: średnica cylindrów = połowie skoku, w silnikach sprzężonych: średnica małego cylindra = połowie skoku. Ciśnienie pary: 8 do 12 atm, dawniej stosowano 4 do 7 atm.

Gdy wydatek wyciągu podczas ściśle określonego czasu jest zawarunkowany, to podstawę obliczenia wyciągarek powinien stanowić wykres prędkości jazdy. Licząc na tarcie wewnętrzne (własne) silnika 20 do 25%, na tarcie kół linowych, na sztywność lin, opory klatek w prowadnicach i na opór powietrza ogółem 3%, a mianowicie + 3% dla klatki wyciąganej, a — 3% dla opuszczanej, wypada przede wszystkim oznaczyć naciski przyspieszeń wszystkich mas wirujących i suwających się, (bębny z wałem, udział korb i korbowodów, koła linowe, liny, klatki z ładunkiem i ogonami), sprowadzając poszczególne naciski do średniej średnicy bębna. Wreszcie z potrzebnego nacisku po stycznej w obwodzie korbowym określa się nacisk tłoka za pomocą wykresu nacisków po stycznej.

Rys. 576.



Przytem wszystkim trzeba jednak uczynić zadość warunkowi zasadniczemu, aby każdy cylinder silnika z osobna zdołał przewyciężyć największy z momentów statycznych naciągu liny.

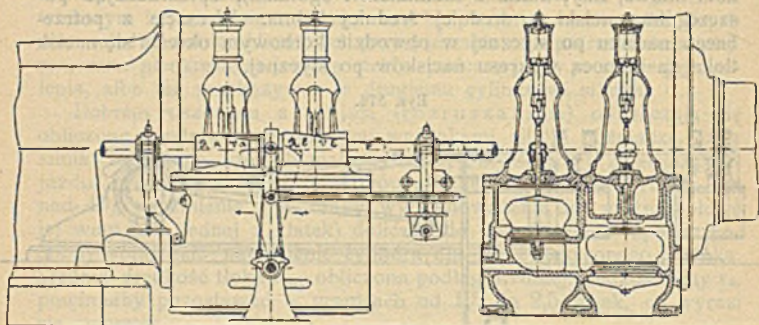
Na pierwszych 50 do 70% drogi nadają wykresowi prędkości wyciągania (jazdy w górę) kształt linii prostolinijnie lub parabolicznie zwolna się wznoszącej, a mianowicie aż do 1½ lub 2-krotnej wartości tej prędkości, jaka średnio jest niezbędna dla przebieżenia całej drogi; dalej zaś kształt linii prostolinijnie spadającej ku końcowi drogi, gdzie wyciąg zatrzymuje się albo przeciwparą, albo też, tracąc rozpęd, samoczynnie.

5. Stawidla.

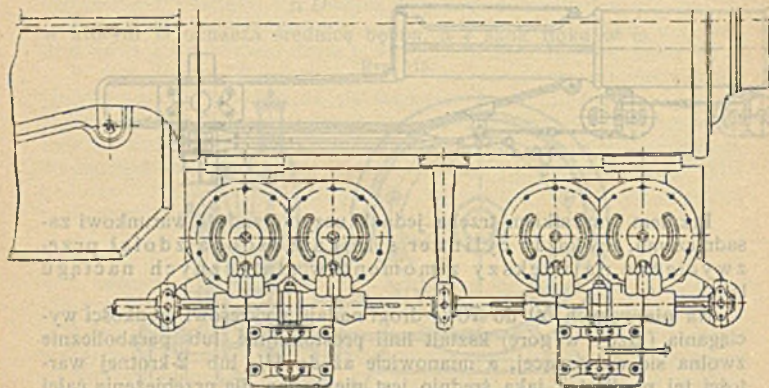
Do mniejszych silników (poniżej 1000 mm skoku) stosują zazwyczaj suwaki w jarzmie, do większych zaś wyłącznie zawory na-

stawiane jarzmem, albo też kulakami, w ustrójach przeróżnych. Przy podźwignięciu (ruszaniu z miejsca) i przy wznoszeniu klatki ponad podchwyty (kapsy) powinno stawidło umożliwiać napelnienia do 98%, przyczem sprężanie i wlot przedzwrotowy będą równe prawie zeru, lepiej zaś przewidzieć nawet wlot nieco pozwrotowy. Korby i korbowody trzeba statycznie wyważyć, w celu umożliwienia dokładnej jazdy podczas oględzin szybu.

Rys. 577.



Rys. 578.



W miarę wzrastającego rozprężania, wskutek zmniejszania się pracy na jeden obrót przy wzrastającej prędkości, i niezależnie od wyłuszczonej powyżej właściwości przy pełnym napelnieniu, rozdział pary powinien się zbliżać do warunków, w jakich pracuje silnik normalny, a więc posiadać i sprężanie pary i przedzwrotowy wlot jej i wylot. Przymioty te można łatwo osiągnąć, stosując stawidła kształtówkowe (tarcze niekoliste), przy stawidłach w jarz-

mie natomiast jedynie bądźto zapomocą osobnego jarzma rozprężającego, (rzadko jednak stosowanego z powodu trudnej obsługi), bądź też przez dodanie wymykadeł zaworowych, które przedstawia albo miarkownik (regulator), albo też stały ksiuk (wyskok) w skrajnem położeniu stawidła.

Dobre stawidła powinien móż obsługiwać jeden człowiek, a w razie potrzeby dodają w tym celu stawidła pomocnicze *) (silnik pomocniczy Goffint'a, Beer'a).

Układ zaworów. Najczęściej zawór wlotowy i wylotowy osadzają we wspólnej skrzyni zaworowej, mieszczącej się obok cylindra, rzadko zaś, jak u zwyczajnych silników zaworowych, nad i pod cylindrem. Boczny układ zaworów ułatwia obsługę i dozór, ułatwia on również i samo wykonanie i ustawienie. Większe przeszczenie szkodliwe, jakie powoduje boczny układ zaworów, nie wpływają dotkliwie na ogólne zużycie pary, są one natomiast nader pożyteczne przy puszczeniu przeciwpary, mianowicie pod względem sprężania (kompresji). Mimo zaworów bezpieczeństwa, łączących zazwyczaj wnętrze cylindra z dopływem pary, a to w celu zapobieżenia stratom pary i świstowi, sprężanie pary dosięga niejednokrotnie 17-tu do 20-tu atm. (P. rys. 575 do 578 na str. 750 do 752).

6. Hamulce.

Zwalnianie i zatrzymywanie klatki podczas jazdy prawidłowej powinno się dokonywać przez sam rozdział pary, hamulce zaś mają służyć tylko do trzymania w czasie bezruchu, a więc przy postoju wśród szybu, albo na nadszybiu, gdy brak podchwyków, wreszcie przy nieprawidłowym ruchu na wypadek przeszkód i t. p.

Hamulce wykonywa się jako hamulce klockowe, wyłożone drzewem, które się trą o pierścienie żelazne, rzadziej żeliwne. Klocki (najczęściej 4) przyciąga się i ciśnieniem pary i ciężarami, które działają na przystawkę drążkową (1:8 do 1:14) (t. zw. hamulce opadnikowe), albo ślimaczą; często zaś stosują wszystkie 3 rodzaje łącznie, ale tak urządzone, aby każdy mógł działać z osobna.

Luzuje się hamulce przez cofnięcie tłoka parowego parą, albo przeciwcieżarami. Podniesienie ciężarów zapomocą dźwigarki linowej lub też łańcuchowej, zaopatrzonej w wechwyty, które się łatwo i wygodnie dają wymykać.

Wielkość potrzebnej siły hamującej P w kg, działającej na obwodzie, zależy od tego, czy hamulec ma wchłonąć w siebie tylko pracę naciągu liny, czy też ma on zatrzymywać i całą wyciągarke.

Najmniejsza, niezbędna siła hamująca w wyciągach bliźniaczych, przy oznaczeniu S , G i Q podł. str. 748, będzie:

$$P = \frac{R}{r} (S + G + Q),$$

*) V. Hauer, Fördermaschinen 1885, dalej Ritterhaus, Civilingenieur 1879, tom XXV str. 323.

jeśli R jest promieniem bębna do środka liny w cm,
 r — promieniem pierścienia hamulcowego w cm.

Dobre ustroje przy ciśnieniu w cylindrze hamulcowym 5 atm. (a nawet przy wyższym ciśnieniu pary) zachowują przeważnie stosunek:

$$\frac{B}{S + Q} = 2,5 \text{ do } 3,$$

w którym to wzorze B oznacza normalny nacisk wywierany na każdy klocek hamulcowy.

Przy wartości $\mu = 0,5$ (drzewo na żeliwie, na sucho, p. str. 217) otrzymamy dla 4-ch klocków:

$$P = 5(S + Q) \frac{R}{r} \text{ do } 6(S + Q) \frac{R}{r}.$$

Siła ta bywa zawsze większa od określonej powyżej, niezbędnej, najmniejszej wartości

$$P = \frac{R}{r} (S + G + Q),$$

zwalnia ona zatem podczas hamowania i rozpęd mas.

Jeżeli l_1 oznacza drogę w cm, jaką klatka przebiega jeszcze po zapadnięciu hamulców, L pracę rozpędu mas będących w ruchu w kgcm, i to w chwili zapadnięcia hamulców, to

$$Pl_1 \frac{r}{R} = (S + G + Q) l_1 + L,$$

czyli

$$P = (S + G + Q) \frac{R}{r} + L \frac{R}{r} \frac{1}{l}.$$

Ponajczęściej wymagają, aby l_1 pozostawało w granicach wartości $4\pi R$ i $8\pi R$, a natenczas w celu należytego hamowania rozpędu mas należy powiększyć wartość siły

$$P = (S + G + Q) \frac{R}{r} \text{ o } 0,08 \frac{L}{r} \text{ do } 0,04 \frac{L}{r},$$

obliczając przytem wartość na L dla prędkości liny 15 m/sek.

Nacisk statyczny B_0 , jaki powinien wywierać na klocki opadnik w hamulcu opadnikowym, wypada liczyć około $0,7 B$ do B .

7. Bezpieczniki.

Każdą wyciągarke należy zaopatrzyć w jeden lub dwa wskaźy (wskaźniki głębinny), któreby wskazywały każdoczesne położenie klatki w szybie. Wskaźy te napędza się albo oddzielną korbką z czopa korbowego, albo też z oddzielnych wałów pomocniczych łańcuchami, stałami ślimaczemi i t. p. Ustrój bywa stojący ze wskazówką (klateczką) dla jednej lub dla obydwóch klatek, albo też z obracającą się wskazówką tylko dla jednej klatki, ze wskaźnicą (cyferblatem) kołową lub łukową.

Ze wskazem łączy **dzwonek ostrzegawczy**, który dzwoni przez ostatnie $1\frac{1}{2}$ obrotu bębna, gdy klatka dobiega do nadszybia. Jeżeli

klatka przejeżdża ponad nadszybie, to wyłącza ona samoczynnie **wymykadło**, którego wymyk odzepia ciężar, a ten znów przestawia suwak cylindra hamulcowego, wymyka wechwył opadnika w hamulcu opadnikowym, zamyka wreszcie i zawory lub przepustnice na przewodach pary do wyciągarki.

Nieraz wydanie pozwolenia na urządzenie wyciągu czynią zależnym od zastosowania takiego **bezpiecznika**, któryby również samoczynnie wprowadzał hamulce w działanie i odcinał parę i t. p., lecz któryby rozpoczynał swe działanie pod wpływem miarkownika (regulatora) bardzo statecznego nawet wtedy, gdy wczasie jazdy, w dowolnym punkcie szybu, klatka przekroczy określoną granicę prędkości, albo gdy klatka dojeżdża do nadszymbia z prędkością nadmierną, któraby niedozwoiliła drugiej, opuszczającej się klatce osieść spokojnie na podchwytach.

VI. PRZENOŚNIKI I PODNOŚNIKI. **)

[Do ciał sypkich i bryłowych, zboża, mąki, węgla i t. p.]

a. Przenośniki poziome.

1. Przenośniki ślimakowe (ślimaki). Oznaczmy przez:

- D średnicę, a S skok ślimaka w m,
 n jego ilość obrotów na min.,
 l długość ślimaka w m,
 L wydajność rzeczywistą w l/sek.,
 L_1 wydajność największą w l/sek.,
 γ ciężar towaru w kg/l,
 E moc potrzebną w kgm/sek.,
 a otrzymamy dane praktyczne:

$$D \approx 0,42 \text{ m}, \quad S \approx 0,7 D, \quad n = \frac{45}{\sqrt{D}}$$

Jeśli przekrój strumienia towaru jest $0,42 \frac{\pi D^2}{4}$, to

$$L_1 = 1000 \cdot 0,42 \frac{\pi D^2}{4} \cdot 0,7 D \frac{n}{60} = 171 \sqrt{D^3}, \text{ albo } D = 0,128 \sqrt[3]{L_1^2}.$$

$$\text{Moc } E = (1,35 \text{ do } 1,8) l L \gamma \text{ kgm/sek.}, \\ = (0,018 \text{ do } 0,024) l L \gamma \text{ MK.}$$

2. Przenośniki taśmowe są to taśmy (gumowe z przekładką tkany konopnej) okrężne (bez końcy), naciągnięte na poziome wałki

*) H. Fischer, Z. d. V. d. Ing. 1891, str. 934 i nast.; M. Buhle, Urządzenia składowe i przenośnicze towarów lurnych (masowych), Z. d. V. d. Ing. 1899, str. 85 i nast.; tenże. O zabiernicach przedmuchowych do zboża, Z. d. V. d. Ing. 1898, str. 921, 953.

i na nich się wspierające, od 0,2 do 1,25 m szerokości. Wałki drewniane lub żelazne, średnicy 0,08 do 0,1 m, rozstawia się: obciążone na 2 do 4 m, nieobciążone na 4 do 6 m. Towar wpada z leja na taśmę w jednym jej końcu, a spada w drugim końcu w rynnę zrzutową, o ile nie zastosowano zrzutnicy, która w dowolnym punkcie taśmy zgarnia towar i zrzuca go w rynnę zrzutową.

Zrzutnica taka składa się najczęściej z wózka na szynach, z dwoma wałkami ponad sobą ułożonymi:

Taśmę prowadzi się górą po górnym wałku, dalej w dół poza dolny wałek i spodem pod nim przeprowadza się ją dalej do wałka wyprężającego, napiętego ciężarem lub śrubą. Wózek można przesuwac, przyczem taśma suwa się po wałkach, i można go też zatrzymać i przyczepić w dowolnym punkcie do toru. W miejscu, gdzie taśma przegina się z górnego wałka ku dolnemu, towar spada w lej na wózku umieszczony i zaopatrzony w prawy i lewy wysypnik, które zamyka się zasuwą lub klapą, aby można było towar zesypywać dowoli w prawe lub lewe przegrody.

Prędkość taśmy bywa:

dla zboża lekkiego, otrębów, mąki $v = 2,0$ m/sek.,

dla zboża ciężkiego $v = 2,5$ m/sek.;

i stosownie też do tego dobierają średnicę **wałka wyprężającego**:

$d \geq 0,8$ m, względnie $d \geq 1,2$ m.

Z równania krzywej zrzutu $y = \frac{g}{2} \frac{x^2}{v^2}$ (początek spólrzędnych w punkcie przecięcia się obwodu wałka zrzucającego z pionem przez jego środek przełożonym) otrzymujemy wysokość a krawędzi przewalowej (przewału) rynny zrzutowej, a mianowicie dla oddalenia $x = 0,6 d$ będzie $a = 0,3 d$.

Odległość wzajemna obydwóch wałków w wózku powinna się równać w przybliżeniu 0,68-krotnej szerokości B taśmy, jeżeli chcemy mieć możność pochylenia dna rynny zrzutowej pod kątem 45° .

Taśmę prowadzi się na wałkach: albo płasko, po wałkach walcowatych, albo też nadaje się jej kształt żłobowaty, wytaczając górne wałki wklęsło, lepiej zaś zastępując każdy taki wałek parą wałków o osiach ku sobie pochyłonych. Przekrój strumienia (towaru) bywa:

w pierwszym przypadku $\propto 0,03 B^2$ w m^2 ,

w drugim „ „ $\propto 0,07 B^2$ w m^2 ,

przyczem obydwie brzozy taśmy na szerokości $0,1 B$ powinny pozostawać niezajęte towarem.

Największa wydajność bywa:

taśmy płaskiej $L_1 = 30 B^2 v$ l/sek.,

taśmy żłobowatej $L_1 = 70 B^2 v$ l/sek.

Jeżeli oznaczymy przez:

T naciąg w taśmie w kg,

q całkowite obciążenie taśmy w kg/m,

h ugięcie (strzałkę) taśmy pomiędzy wałkami w m,

w odstępy między osiami wałków w m, to

$$T \propto q \frac{w}{8} \frac{w}{h};$$

a z wzoru tego dla najczęściej stosowanych wymiarów ($w = 25$ h, $w = 4$ m) otrzymamy:

$$T \propto 12,5 q.$$

Licząc grubość taśmy $0,01 B$, przekrój strumienia towaru na taśmie żłobowatej, jak wyżej podano, $0,07 B^2$, a ciężkość właściwą towaru 800 kg/m^3 , taśmy zaś 1400 kg/m^3 , otrzymamy obciążenie pasa:

$$q = B \cdot 0,01 B \cdot 1400 + 0,07 B^2 \cdot 800 = 70 B^2,$$

$$\text{a więc } T = 12,5 q = 875 B^2.$$

Wartości te podstawimy we wzory poniższe na **moc potrzebną** do napędzania przenośnika, a składającą się z części składowych niezbędnych do przezwyciężenia oporów:

tarcia przy górnym wałku:

$$E_0 = 2 T \cdot 0,07 \mu v = 122,5 \mu v B^2,$$

tarcia przy dolnym wałku:

$$E_1 = 1,765 T \cdot 0,2 \mu v = 308,9 \mu v B^2,$$

tarcia przy wałkach napędzonym i wyprężającym:

$$E_2 = 4 T \cdot 0,1 \mu v = 350 \mu v B^2,$$

tarcia przy wałkach wspierających, przy drodze przenoszenia l m:

$$E_3 = 2 \cdot 28 l B^2 \cdot 0,1 \mu v = 5,6 l \mu v B^2.$$

A zatem **moc zużyta na bieg jałowy** będzie:

$$E_l = (780 + 5,6 l) \mu v B^2.$$

Na poruszanie ilości przenoszonej L w 1/sek po drodze l m potrzeba mocy:

$$E_4 = \frac{l L \gamma}{v} \cdot 0,1 \mu v = \frac{l L \gamma}{10} \mu.$$

A że towar trzeba do wałka zrzutowego podnosić na wysokość $1,5 B$, więc moc potrzebna na wykonanie tej pracy będzie:

$$E_5 = \gamma L \cdot 1,5 B.$$

Moc pożyteczna jest zatem:

$$E_n = \left(1,5 B + \frac{l \mu}{10} \right) L \gamma.$$

A całkowita **moc zużyta**, przy założeniu $\mu = 0,05$, będzie więc: $E = E_l + E_n = (39 + 0,28 l) v B^2 + (1,5 B + 0,005 l) L \gamma$ w kgm/sek .

3. Przenośniki drgawkowe (podł. przywileju E. Kreiss'a w Hamburgu) są to żelazne rynny poziome lub lekko pochylone, ustawione na wahakach, a otrzymujące od napędu korbowego ruch drgawkowo wahający, skutkiem którego towar rzuca się za każdym drgnięciem naprzód, zawsze w tym samym kierunku, nie narażając się na uszkodzenia. Zrzut towaru następuje przez otwór w dnie rynny.

b. Podnośniki (pionowe).

1. Rynny zsuwowe używają się do przenoszenia towaru z góry na dół, pionowo lub też w kierunku pochylonym. Rury drewniane o równym przekroju, wymagają przynajmniej **spadków** następujących:

dla zboża	25	do 30°
„ śrutu wysokiego przemiału	40	„ 50°
„ „ płaskiego „	50	„ 60°
„ drobnego mlewa z pod kamienia	60	„ 65°
„ kaszki grubej	45	„ 50°
„ „ cienkiej	50	„ 55°
„ mialu	55	„ 60°
„ otręb	60	„ 65°
„ mąki	70	„ 80°.

Jeżeli rylna wyrzuca towar bezwzględnie, to można spadki te zmniejszyć o 10° do 20°.

2. Podnośniki kbelkowe służą do podnoszenia z dołu do góry. Składają się one z taśmy konopnej z umocowanymi na niej kbelkami, a przeprowadzonej przez 2 wałki ponad sobą ustawione, o średnicy 0,5 do 0,6 m, z których górny jest napędny. Całość osłania się obudową, która dla taśm rozczepia się na dwie rury, łączące się górą i dołem. Górą jest rozszerzony łeb z otworem wyrzutowym i czapką zdejmowaną, dołem zaś pudło z lejem dopływowym i drzwiczkami bocznymi, przez które można wsadzać wałek. Podnośniki kbelkowe bywają najczęściej pionowe, rzadziej zaś nieco pochyłe.

Jeżeli oznaczymy przez:

D średnicę wałków w m, (zwykle 0,5 do 0,6 m),

n ilość obrotów na min.,

v prędkość obwodową wałków w m/sek,

a wyskok kbelkową w m (mierzony prostopadle do taśmy),

b szerokość kbelków w m,

t głębokość kbelków przy taśmie w m,

M ilość towaru podnoszonego w m³/sek, a więc $M = 0,001 L$ (L p. str. 755),

h głębokość przewatu pod osią wałka w m, (t. j. krawędzi, poprzez którą wyrzucony towar ma się zesuwać),

w prześwit między ściankami obudowy w m, to należy zakładać:

$$a = 0,14 D, \quad n = \frac{36}{\sqrt{D}} \text{ do } \frac{60}{\sqrt{D}},$$

$$w = D + 2 \cdot 0,02 D + 2 \cdot 0,14 D + 2 \text{ luzy} = 1,4 D.$$

$$\text{Dla } n = \frac{36}{\sqrt{D}} \text{ będzie } h \geq 0,17 D, \quad t = 1,16 a;$$

odstęp dwóch kbelków od siebie = 1,2 a ,

użyteczna pojemność kbelka $\approx 0,45 a^2 b$.

Przy kącie zesypu *) $\varrho = 45^\circ$ będzie:

$$M = 0,45 a^2 b \frac{\pi D n}{60} \frac{1}{1,2 a} = 0,1 b \sqrt{D^3};$$

*) Według H. Fischer'a materiały poniżej wyszczególnione, przy luźnym nasypianiu, posiadają podane tu naturalne kąty zesypu ϱ :

jagły 23°	zboże 30°	czysty, suchy czarnoziem 37°
wilgotny piasek czysty 24°	piasek suchy 32°	czysta glina sucha 40°
wilgotny czarnoziem 27°	żwir drobny i gruby . 36°	sucha mąka wapienna . . . 50°

Jeżeli nasyp ubić lub ścisnąć, to ϱ zwiększy się znacznie (porównaj też Dział XV, rozdz. III).

$$v = 1,29 \pi \sqrt[3]{\frac{M}{b}}; \quad b = 0,5 D.$$

Dla wartości $\varrho = 30^\circ$, będzie:

$$M = 0,05 b \sqrt{D^3}.$$

Moc pożyteczna, przy zaniedbaniu tarcia, wyraża się wzorem:

$$E_n = \gamma_0 M H \text{ kgm/sek.},$$

w którym H oznacza podnios (wysokość podnoszenia) w m, γ_0 ciężkość właściwą towaru w kg/m^3 , a więc $\gamma_0 M$ będzie wagą towaru podnoszonego w kg/sek . Rzeczywista moc zużyta będzie:

$$E \approx 1,35 \gamma_0 M (H + 1) \text{ kgm/sek.}$$

3. Zabiernica przedmuchowa Duckham'a zdoła podnosić zboże do 22 m wysokości, przenosząc je zarazem do 200 m w kierunku poziomym.

VII. SILNICE DO PODNOSZENIA CIECZY.*)

A. Podnośnice i przelewnice.

1. Podnośnica kbelkowa nadaje się zwłaszcza do cieczy brudnych. Prędkość łańcucha do 1 m/sek. Sprawność 0,6 do 0,7.

Podnośnica śrubowa stosuje się przeważnie do odwadniania i buduje w znacznych wymiarach. Prześwit bębna (ułożonego nieruchomo, zazwyczaj pod 30°) do 1,75 m; długość obracającej się śruby do 10,5 m. Podnios do 4,5 m. Ilość obrotów śruby $n < 21 : R$, jeżeli przez R wyrazimy promień śruby w metrach. Sprawność mała.

Uwaga. Jeżeli śruba złączona stałe z bębniem, tworząc w nim kanał śrubowaty, obraca się wraz z bębniem, to otrzymamy przelewnicę ślimakową, o sprawności $\eta = 0,75$ do 0,90.

3. Podnośnica paciorkowa (paternoster) używa się do cieczy gęstopylnych. Podnios do 3 m; rura podnośnicza 12 do 15 cm prześwitu; odstęp między paciorkami 0,8 do 1 m; prędkość łańcucha 0,9 do 1,2 m/sek; $\eta = 0,65$ do 0,75.

4. Przelewnica kbelkowa. Na obwodzie bębna zamkniętego, z większymi tarczami bocznymi, stawia się łopatki zakrzywione lub załamane, wytwarzając w ten sposób szereg przegródek o postaci kbelkowej. Wodę można przelewać ponad osł kół. Podnios do 5 m; średnica koła 5 do 10 m; prędkość obwodowa 1 do 3 m/sek;

*) Podług: Konrad Hartmann und J. O. Knoke, Die Pumpen, 2 wydanie: Berlin 1897, u J. Springer'a.

ilość obrotów 2 do 5/min; skuteczność objętościowa $\lambda = 0,8$ do 0,85; sprawność $\eta = 0,7$ do 0,8.

U w a g a. Jeżeli łopatki sięgają aż do samego wała, t. j. gdy średnica bębna skurczy się do średnicy wała, a łopatki spiralnie zakrzywione lub podobnie załamane wytwarzają szereg głębokich przedziałek (w zasadzie trójkąciastych) to przelewnicę taką zwiemy przedziałkową.

5. Rzutnica, czyli przelewnica łopatkowa, jest kołem łopatkowym, o znacznej prędkości obwodowej, obracającym się w podkolinie, która kończy się przewalem. Przez ten przewal rzutnica, nadając wodzie znaczną prędkość, przerzuca wodę siłą jej rozpędu. Sprawność bardzo mała.

Wydaźność podnośnic i przelewnic. Oznaczmy przez

Q ilość cieczy podnoszoną w $m^3/\text{sek.}$,

q ilość cieczy w m^3 , podnoszoną przez jedną przegródkę,

γ ciężkość właściwą cieczy w kg/m^3 ,

H podnios (wysokość podnoszenia) w m,

n ilość obrotów na min.,

N moc potrzebną w MK,

η sprawność mechaniczną,

λ stopień wydaźności (dobrze wykonane kubałki wykazują $\lambda \approx 1$; w podnośnicach i przelewnicach o ściankach, popychających przed sobą ciecz, bywa $\lambda = 0,8$ do 0,9), a otrzymamy:

w podnośnicach kubałkowych i paciorkowych $Q = \frac{\lambda v q}{a}$,

jeżeli v oznacza prędkość łańcucha w m/sek., a zaś odstęp wzajemny kubałków lub paciorków,

w przelewnicy przedziałkowej $Q = \lambda \frac{n z}{60} q$,

jeżeli z oznacza ilość przedziałek,

w rzutnicach $Q = \lambda \frac{\pi (D^2 - D_1^2)}{4} B \frac{n}{60}$,

jeżeli B oznacza szerokość koła w m, D średnicę zewnętrzną, a D_1 średnicę wewnętrzną łopatek w m,

w podnośnicy śrubowej i przelewnicy ślimakowej $Q = \lambda \frac{n z}{60} q$,

jeżeli z oznacza ilość zwojów śruby.

Moc potrzebną w MK otrzymamy z wzoru:

$$N = \frac{1}{\eta} \frac{\gamma Q H}{75}$$

B. Pompy.

Ciecz podnosimy:

- ciśnieniem powietrza lub pary [przesysaki i ssawy (lewary), przetłoczki parowe (monte-jus), tętniki (pulsometry) i t. p.];
- strumieniem wody napędnej [strumiennice wodne (smoczki wodne), tarany wodne], albo powietrza lub pary [smoczki parowe];

- c) szybkowirującymi kołami łopatkowymi (wirnikami), np. w pompach odśrodkowych;
 d) tłokami [pompy tłokowe].

W rozdziale niniejszym oznaczać będziemy przez:

- H_s wysokość ssania w m,
 l_s długość przewodu ssawnego w m,
 F_s przekrój przewodu ssawnego w m^2 ,
 H_d wysokość tłoczenia w m,
 l_d długość przewodu tłocznego w m,
 F_d przekrój przewodu tłocznego w m^2 ,
 A wysokość słupa cieczy, równoważącego ciśnienie atmosferyczne, w m, np. dla wody $A = 10,333$ m (por. str. 275 i 276),
 g przyspieszenie ciężkości $9,81$ m/sek².

a. Podnoszenie ciśnieniem powietrza lub pary.

1. Przesysaki (lewary).

Dla nich oznaczamy dodatkowo przez:

- H_s podnios od wlotu aż do wierzchołka przesysaka w m,
 H_f spad od wierzchołka przesysaka do wylotu w m,
 v i v_a prędkość cieczy w przewodzie przesysaka i przy wylocie w m/sek,
 h_s i h_f wysokości prędkości, odpowiadające oporom ruchu w przewodzie przed i za wierzchołkiem przesysaka.

Możliwość działania zależy od trzech warunków poniższych:

$$H_s + \frac{v^2}{2g} + h_s \leq A; \quad H_f - H_s > h_s + h_f;$$

$$H_s + (H_f - H_s) \frac{\frac{v^2}{2g} + h_s}{\frac{v_a^2}{2g} + h_s + h_f} \leq A.$$

Gdy $H_f > A$, można jeszcze zapewnić działanie, zwięzając przekrój wylotu ($v_a > v$).

Powietrze zbierające się u wierzchołka przesysaka należy od czasu do czasu usuwać, do czego stosują też przyrządy samoczynnie odpowietrzające.

W celu doprowadzenia przesysaka do działania należy napęłnić go cieczą od wlotu aż do wierzchołka i dalej jeszcze, np. zapomocą dyszaka parowego (inżektora ssącego powietrze parą).

2. Przetłocznice działające ciśnieniem pary (przetłoczki parowe, tętniki).

Tętniki (pulsometry) mogą ssąć do 8 m, a tłoczyć do 50 m, przy większych podnoszeniach stawia się kilka tętników w szereg ponad sobą.

Zwyczajnie, dobrze zbudowane tętniki wydają z 1 kg pary od 3000 do 5000 kgm pracy pożytecznej, t. j. mierzonej ilością wody

podniesionej na dany podnios. W podwójnie działających tętnikach, (z ograniczeniem wstrzykiwania) wydajność pracy wzrasta do 8000 kgm/kg pary.

Wydajność ta przy małych podniosach bywa mniejsza niż przy dużych. Zgodnie z danymi powyższymi zagrzanie się wody bywa około 2° C przy podnosie do 10 m, a po 1,5° C na każde dodatkowe 10 m podnosu. Tętniki o działaniu podwójnem zagrzewają wodę tylko o 1° C na każde 10 m podnosu.

b. Strumiennice. *)

1. Strumiennice do wody.

Smoczki wodne, w których strumień wodny, równomiernie płynący ssie wodę z niższego poziomu i zabiera ją ze sobą. Wydajność do 150 m³/godz. Spad wody napędnej 3 do 800 m. Sprawność zależy od stosunku wysokości napędnej do podnosu i waha się od $\eta = 0,15$ do 0,40, a bywa ona tem lepsza, im bardziej ów stosunek zbliża się do jedności.

Smoczki wodne budują się w różnych wielkościach, a znajdują one zastosowanie w górnictwie (do wywadniania), przy posadawianiu budowli, odwadnianiu piwnic i t. p. Nie posiadając części ruchomych, i wobec prostoty swego ustroju, smoczki te nadają się szczególnie do podnoszenia wody brudnej lub zaszlamionej.

Tarany wodne. Strumień wody płynie w nich z przerwami, a praca rozpędu masy płynącego i nagle zaworem zatrzymanego strumienia powoduje uderzenie masy wodnej, które wywołuje ciśnienie niezbędne do przetłoczenia pewnej części tej wody na większą wysokość. Ilość wody napędnej 0,003 do 0,1 m³/min; sprawność $\eta = 0,7$. Nadają się one tam, gdzie mamy dostatek wody napędnej, o małym ciśnieniu, a chcemy podnieść małe ilości wody na wielkie wysokości.

2. Smoczki parowe (strumiennice parowe do cieczy).

Smoczki parowe przetriskowe, albo też krócej przetryskacze parowe, służą do podnoszenia strumieniem pary przeróżnych cieczy, które mogą się bez szkody mieszać z wodą skraplającą się z pary, a więc wody studziennej, wody ze statków (jako pompy odnurne), cieczy szlamiastych, kwasów, ługów i t. p. przy swoistym zaś ustroju używają ich też za sikawki pożarne, zwłaszcza w zakładach fabrycznych.

Zużycie pary znaczne; ciecz zagrzewa się tem bardziej, im wyżej ją musimy podnieść. Wobec nikłej sprawności nie nadają się one do stałego odwadniania lub do większych ilości wody. Jeżeli jednak zagrzanie cieczy podnoszonej jest celowo pożyteczne, to przetryskacz parowy, z powodu prostoty ustroju i zaufności roboty, celuje nad innego rodzaju silnicami do podnoszenia wody.

*) Strumiennice są to przyrządy, w których strumień płynu (cieczy lub gazu) ssie lub przetłacza inny płyn (ciecz lub gaz); należą one zatem do gatunku zabiernic. Rozróżniamy smoczki, którymi ssimy ciecz, oraz dyszaki, którymi ssimy gazy, np. smoczek parowy (do wody, Giffard'a), dyszak parowy (do powietrza, t. j. exhaustor parowy).

Smoczkami parowymi, wtryskującymi, albo wprost wtryskaczami, nazywamy smoczki służące wyłącznie do zasilania kotłów parowych. Zwłaszcza nadają się one do parowozów, lecz i przy kotłach stałych pracują korzystnie, gdyż zużyte ciepło pary pozostaje w wodzie zasilającej.

Wtryskacze (smoczki) bywają **ssące**, albo też **niessące**. Woda napędzana wtryskaczem zdolna jest przemóc ciśnienie znacznie większe od ciśnienia pary napędnej. Wtryskacze na parę odlotową zasilają jeszcze kotły do 7 atm. ciśnienia samą parą odlotową. We wtryskaczach zagrzewa się woda do 70° — 90° .

Nadto wypada rozróżniać wtryskacze **pojedyncze** i **podwójne** (uniwersalne Körtling'a) z podwójnym zespołem dysz za sobą. Wtryskacze podwójne, prawidłowo zbudowane, zasilają zupełnie zaufnie kotły o 11 do 12 atm. nadciśnienia wodą dopływającą, zagrzaną do 65° , bez ssania; urządzone zaś na ssanie mogą ssać wodę zagrzaną do 60° na 2 m wysokości, wodę zimną zaś na zgórą 6 m wysokości, wtłaczając ją również zaufnie. Budują je na wydajność od 0,6 do 40 m³/godz.

Nastawienie ich jest znacznie prostsze niż wielu wtryskaczy pojedynczych.

Stosują też **wtryskacze samochwytne** (restarting), które, w razie zachłyśnięcia się (wskutek drgań parowozu, lub parowca) albo też po przerwie (np. wskutek nieszczelności rury ssawnej) samoczynnie na nowo rozpoczynają ssać wodę i ją wtryskiwać. Dobre wtryskacze samochwytne zasilają jeszcze zaufnie, ssąc wodę 42° C. na 2 m wysokości, zimną zaś do 4 m.

Ważnem jest, aby przewody łączące się z wtryskaczami wszelakiego rodzaju były zawsze dostatecznie, a para aby do nich dochodziła możliwie z pełną prężnością. Pożądanem jest doprowadzać parę do wtryskacza wprost z najwyższego punktu kotła, nie zaś z przewodu idącego do silnika parowego, w tym bowiem przewodzie prężność z konieczności podlega ustawicznym wahaniom.

c. Pompy odśrodkowe.

(Oznaczenie wykreślne pomp łopatkowych (p. str. 765).

Przydatne osobiście do podnoszenia większych ilości cieczy na mniejsze podniosy; wysokość ssania dla wody $H_s = 5$ do 8 m, tłoczenia H_d do 40 m (lecz natenczas korzystniej już będzie sprządnąć dwie pompy za sobą, dzieląc między nie dany podnios). Włot obustronny jest najwłaściwszy, a łopatki powinny się zwięzać ku obwodowi.

Oznaczamy przez:

r_e i r_a promień wewnętrzny i zewnętrzny wirnika, t. j. koła łopatkowego, w m,

v_e i v_a prędkość obwodową wewnętrzną i zewnętrzną koła łopatkowego w m/sek.

c_e i c_a bezwzględna prędkość wlotową i wylotową w m/sek.,

w_e i w_a względną prędkość wlotową i wylotową w m/sek.,

b_e i b_a wewnętrzną i zewnętrzną szerokość wirnika w prześwi-
cie w m,

n ilość obrotów wirnika na min,

$H_w = h_s + h_r + h_d$ wysokości oporów w m, odpowiadające opo-
rom ruchu w rurze ssawnej, w wirniku i rurze tłocznej,

H_s i H_d wysokości ssania i tłoczenia w m,

$H = H_s + H_d$ całkowity podnios hydrostatyczny w m,

v_s i v_d prędkość ssania i tłoczenia w m/sek.,

Q ilość cieczy podnoszonej w m³/sek.,

A wysokość słupa cieczy, równoważącego ciśnienie powietrza
(p. str. 275 i 276).

γ ciężkość właściwą płynu w kg/m².

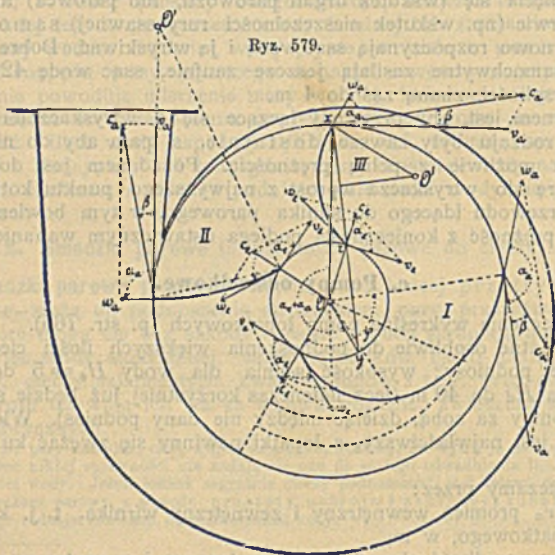
Największa, możliwa wysokość ssania wynika z warunku:

$$A - \left(H_s + h_s + \frac{v_s^2}{2g} \right) > 0,$$

a prędkość obwodowa wirnika będzie:

$$v_a = \sqrt{\frac{2g(H + H_w) + v_d^2}{1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}}},$$

Ryz. 579.



w którym to wzorze α i β są kątami oznaczonymi w rys. 579. Aby zatem dany podnios przezwyciężyć możliwie najmniejszą prędkością obwodową, stosunek $\sin(\alpha_a + \beta) : \sin(\alpha_a - \beta)$ powinien być możliwie wielkim. Dla łopatki często używanej, t. j. wstecz zakrzywionej (kształt I w rys. 579), otrzymamy wartość tego stosun-

ku < 1 ; przy łopacie wskazanej przez Rittinger'a $= 1$, (kształt II rys. 579 z $\alpha_a = 90$), a przy łopacie wykrzywionej ku przodowi (kształt III) będzie ona > 1 . Do znacznych więc podniosów najlepiej będzie stosować łopatki naprzód zakrzywione, lecz mają one tę wadę, że dla doprowadzenia ich do działania koniecznym jest nadanie im większej ilości obrotów niż podczas pracy normalnej.

Prędkości v_s i v_d bywają 1,0 do 2,5 m/sek.

Ilość obrotów na min będzie:

$$n = \frac{30 v_a}{\pi r_a} = 9,55 \frac{v_a}{r_a}.$$

Zazwyczaj bywa $r_a = 2 r_e$, lecz do wielkich podniosów lepiej $r_a > 2 r_e$.

Wartość r_e bywa $= 0,5$ do $0,6 d_s$, t. j. średnicy rury ssawnej, którą znów oznacza się z Q i v_s .

Uwzględniając grubość e łopatek, przy ilości łopatek z_e na obwodzie wewnętrznym, a z_a na zewnętrznym, otrzymamy wzór:

$$Q = \left(2 \pi r_a - z_a \frac{c}{\sin \alpha_a} \right) b_a c_a \sin \beta = \left(2 \pi r_e - z_e \frac{e}{\sin \sigma_e} \right) b_e c_e.$$

Ilość łopatek z_e stosuje się do wielkości wirnika i bywa zwykle $= 6$ do 12 ; z_a zwykle $= z_e$, u wielkich pomp bywa jednakże $z_a > z_e$; $c_e = v_s$, lecz nieraz $= c_a \sin \beta$.

Gdy $c_e = c_a \sin \beta$, upraszcza się równanie powyżej podane, jeśli chodzi o określenie z niego stosunku $b_a : b_e$, t. j. zwięźania się łopatek. Wartość α_e określamy wzorem:

$$\operatorname{tg} (180^\circ - \sigma_e) = \frac{c_e}{v_e}.$$

Kształt łopatek, podług C. Fink'a, ma być spiralą Archimedesesa (kształt I rys. 579); wszystkie łopatki, szczególnie Rittinger'a, oraz łopatki naprzód zakrzywione (kształt II i III rys. 579) można bardzo dobrze zastąpić łukami koła, robiąc kąt

$$x O y = 360^\circ - (\alpha_e + \alpha_a),$$

poczem kreślimy xy , połowimy xz i stawiamy na niej prostopadłą w punkcie podziału, która przecina się w O' z prostopadłą do w_a , wyprowadzoną z punktu x : Punkt O' jest środkiem krzywości szukanego łuku xz .

Moc potrzebna E_e w kgm/sek. określa się wzorem:

$$\begin{aligned} E_e &= \gamma Q \left(H + H_w + \frac{v_d^2}{2g} \right) + E_w, \\ &= \gamma Q \frac{v_a^2}{2g} \left(1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)} \right) + E_w = \frac{\gamma Q H}{\eta}. \end{aligned}$$

E_e przybiera wartość najmniejszą dla $\alpha_a = 90 + \frac{1}{2} \beta$, a więc przy słabo wstecz zakrzywionych łopatkach. Podług Hartig'a moc zużyta na opory E_w jest $\propto 1,2 v_a^2$ w kgm/sek.

Sprawność pomp odśrodkowych, najlepszej konstrukcyi: $\eta \approx 0,8$.

Przed rozruszaniem pompy trzeba ją napelnić cieczą, którą najdogodniej wssać, np. dyszakiem wodnym lub parowym.

Pompy te napędza się w sposób przeróżny, a więc kołami zębatymi lub ciernymi, pasami (prędkość pasów $v < 10$ m), linami konopnymi lub bawełnianymi; do napędu bezpośredniego nadają się zwłaszcza też prądniki (elektromotory), oraz turbiny parowe. Wał poza pompą należy wesprzeć dwoma łożyskami; czopy powinny mieć długość dostateczną (p. wzór IV str. 491). Przy próbie wodnej, na 2 atm. nadciśnienia, pompy gotowe mają wykazywać zupełną szczelność.

Pompy odśrodkowe budują obecnie na wydajność do 300 m³/min.

Pompy odśrodkowe jednej z fabryk niemieckich:

Nr. pompy	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Wydajność m ³ /min.	0,11	0,27	0,70	1,20	2,00	2,90	4,00	6,00	8,50	11,5
Średnica wewn. rury ssawnej i tłocz. mm	40	60	90	120	150	180	210	250	300	350
Średnica kołnierzy mm	135	175	215	260	290	320	365	400	450	520
Średnica koła pasowego mm	80	100	120	150	200	250	300	350	400	450
Szerokość koła pasowego mm	75	85	100	120	135	200	200	250	250	300
Moc potrzebna na podnios 1 m . . . MK	0,06	0,15	0,35	0,53	0,84	1,22	1,60	2,40	3,40	4,60
Waga przybliżona pompy kg	50	85	165	275	450	650	850	1200	1750	2100
Waga przybliżona zawora ssawnego . . kg	8	14	30	50	85	120	150	250	370	430
Waga przybliżona zawora w smoku . . kg	18	25	50	76	115	180	260	380	520	630
Prędkość obrotów/min. dla $H_d = \begin{cases} 6 \text{ m} & \dots \\ 9 \text{ m} & \dots \\ 12 \text{ m} & \dots \end{cases}$	1340	1000	905	815	620	500	475	445	430	375
	1610	2000	1080	980	740	600	575	535	510	450
	1840	1375	1245	1115	850	685	650	610	585	515

d. Pompy tłokowe.

1. Działanie ssące pomp tłokowych.

Słup wody ssanej utrzymuje się w ruchu wskutek ciśnienia powietrza A (normalny stan barometryczny: 76 cm wysokości słupa rtęciowego, odpowiada słupowi wody $A = 10,333$ m). Ciśnienie to musi przewyższać wysokość ssania H_s (w m), liczoną od najniższego poziomu wody, aż do najwyższego punktu właściwego wnętrza pompy (p. rys. 580 str. 767), oraz wysokość oporu h_w (w m), odpowiadającą oporom tarcia i zaworów, wraz z oporem przyspieszenia mas. Nadmiar słupa wodnego, który powinien być > 0 , będzie zatem:

$$A - H_s - h_w.$$

Dla innych cieczy trzeba wysokość ssania pomnożyć przez ich ciężkość właściwą, aby otrzymać H_s wyrażone w m słupa wodnego. Dla cieczy gorących należy od A odjąć właściwą danej cieplejce prężność pary. Wysokość ssania dla cieczy ciepłych trzeba zatem stosownie zmniejszyć, przy wyższej cieplejce czynić ją równą zero, a nawet ujemną, bo prężność pary z danej cieczy może unicestwić ssanie.

*) Podług A. Riedlera.

Opory ruchu h_w składają się:

1. ze straty wysokości ciśnienia, zużytego na wytworzenie prędkości wody v_s w rurze ssawnej, $= v_s^2 : 2g$. Przekrój rury ssawnej wypada przystosować do warunków miejscowych z uwzględnieniem kosztu. Prędkość wody bywa zwykle $v_s \approx 1$ m/sek w przewodach krótkich, w dłuższych zaś, ponad 50 m, zazwyczaj $v_s < 0,75$ m.

2. Z oporu tarcia w rurze ssawnej (p. str. 247 i nast.).

3. Z oporów powstających wskutek zmian kierunku i prędkości (p. str. 251 i nast.), zwłaszcza w siatce i zaworze smoka, oraz w zasuwie. W celu zmniejszenia tych oporów robią swobodny przekrój wlotowy w siatce smoka 2 do 3 razy większy od przekroju rury ssawnej. Siatki lub t. p. robią łatwo dostępne dla ich oczyszczania, a często zaopatrują je też w przyrząd do przepłókiwania. Zawory smoków powinny być z czystej gumy, pływającej w wodzie, o swobodnym przekroju $= 1,5$ do 2-krotnemu przekrojowi rury ssawnej. Zawiera dła na rurze ssawnej mają posiadać pełny przełot rury.

4. Z oporu zawora ssawnego, t. j. z różnicy ciśnień pod i nad nim. Różnica ta przemaga opory przepływu przez zawór, a działając na jego powierzchnię od spodu, równoważy ona zarazem jego wagę (i ewentualne jego naciążenie), którą określa się właśnie zgodnie z tą różnicą.

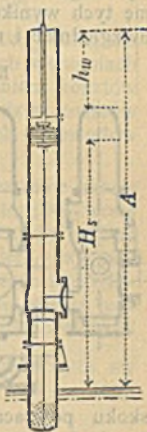
5. Z oporu przyspieszania masy wody ssanej, która podczas każdego skoku pompy musi znów dojść do bezruchu.

Opory wymienione pod 1, 2 i 3 na początku każdego skoku równają się zeru; w środku skoku stają się największymi, o ile nie zastosowano powietrznika ssawnego, który ustala te opory na cały okres skoku. Opór z pod 4 jest prawie stały, a z pod 5 jest na początku skoku największy, w środku zaś $= 0$ (p. str. 553 i nast.).

Przebieg obliczeń. Wysokość ssania H_s określamy zgodnie z warunkami miejscowymi, potem, obrawszy pewien przekrój rury ssawnej, obliczamy h_w i sprawdzamy, czy spełniliśmy z dostatecznym bezpieczeństwem warunek $A - H_s - h_w > 0$. Ponajczęściej starczą tu obliczenia szacunkowe. Przy dokładniejszym obliczaniu trzeba oznaczyć h_w tak dla początku skoku, jako też dla jego środka, oraz dla pośrednich położeń tłoka, uwzględniając potem największy z otrzymanych wyników.

Część wielkości h_w , zużywająca się na wytworzenie prędkości wody v (opór z pod 1), równa się $v_s^2 : 2g$. Przyspieszenie słupa wody ssanej (opór z pod 5) równa się przyspieszeniu tłoka, pomnożonemu przez stosunek $F : F_s$, t. j. przekroju tłoka F do przekroju rury ssawnej F_s . Przy ruchu korbowym, o stałej prędkości kątowej, największe przyspieszenie tłoka $= v^2 : r$ (v = prędkości czopa korbowe-

Rys. 580.

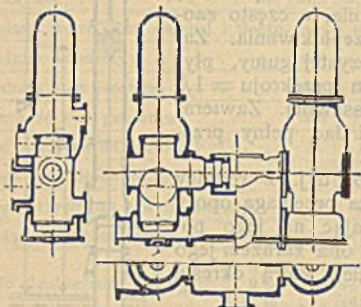


go, a r = promieniowi korby w m). A zatem część wielkości h_w , zużywająca się na przyspieszanie słupa wody ssanej, na początku skoku będzie:

$$= \frac{v^2}{r} \frac{F}{F_s} \frac{l_s}{9,81},$$

jeśli l_s oznacza długość słupa wody w m, powracającego każdorazowo do bezruchu. Gdy zaś słup wody ssanej ma rozmaite przekroje, to albo bierze się wartość średnią, albo też oblicza się (podług powyższego wzoru) straty dla każdego przekroju z osobna i bierze sumę tych wyników. Przy dokładnem obliczaniu przyspieszeń trzeba uwzględnić i masę zawora, podlegającą również przyspieszeniu.

Rys. 581.



skoku powraca do stanu bezruchu i wymaga ponownego przyspieszenia (opór pod 5), podczas gdy we właściwej rurze ssawej przez cały okres skoku panuje prędkość w przybliżeniu niezmienna. Z tego też powodu wypada powietrznik ssawny stawiać możliwie jak najbliżej zaworów ssawnych (p. rys. 581 i 582 str. 772). Przestrzeń powietrzna w powietrzniku równa się 5 do 10-krotnej objętości skoku tłoka pompowego.

Inne środki, by uniknąć rozrywania się słupa wodnego, są: zmniejszenie prędkości tłoka, więc i jego przyspieszenia, a gdy skok i ilość skoków muszą pozostać bez zmiany, to powiększenie przekroju rury ssawnej, wreszcie ustawienie kilku pomp ze sobą sprzęgniętych, o wspólnej rurze ssawnej, lecz o korbach wzajemnie względem siebie przedstawionych, co znakomicie wyrównywa nierówno nierności w prędkościach, a zatem zmniejsza też nieodzowne przyspieszenia, wzgl. zwalniania ruchu.

2. Działanie tłoczące pomp tłokowych.

Wysokość tłoczenia składa się z hydrostatycznej wysokości ciśnienia H_d w m i ze summy wszystkich oporów ruchu h_w' (liczonych w m słupa wody).

Te opory ruchu są następujące:

1. Strata wysokości ciśnienia na wytworzenie prędkości wody v_d w rurze tłocznej równa $v_d^2 : 2g$.
2. Opór tarcia w rurach tłocznych (p. str. 247 i nast.).
3. Opory wskutek zmian kierunku i prędkości w pompie i rurze tłocznej (p. str. 251 i nast.).
4. Opór zawora tłoczego (p. 4. str. 767).
5. Opór przyspieszania masy wody tłocznej (znajdującej się czasowo w bezruchu), oraz zawora tłoczego.

Do zmian, zachodzących w tych oporach w okresie skoku, stosuje się to, co opisano przy działaniu ssącym, (p. str. 767).

Prędkość wody w małych pompach i przy niewielkiej długości rur tłocznych bywa $v_d = 1,5$ do 2 m/sek., przy wielkich ciśnieniach stosują większe prędkości, określając je z uwzględnieniem kosztów urządzenia i wzrastających wraz z oporami w przewodzie kosztów ruchu (p. str. 578 i nast.). Do wielkich pomp i długich przewodów stosują średnio $v_d = 1$ m/sek.

Przebieg obliczenia. Nacisk tłoka nadaje przyspieszenie masie wody tłocznej, ciśnienie powietrza zaś, wysokość, na którą się wodę tłoczy, oraz opory zwalniają ruch tej masy. Obrawszy zatem pewne wymiary dla rur tłocznych, wypada sprawdzić obliczeniem, czy pod koniec skoku wspomniane siły zwalniające są dostatecznie wielkie, aby zdołały niezawodnie spowodować to zwolnienie ruchu mas wodnych, jakie odpowiada ruchowi korby, a które (dla przekroju

rury tłocznej $= F_d$) równa się: $\frac{v^2}{r} \frac{F}{F_d}$. Warunek ten określa się wzorem:

$$A + H_d + h_{w'} > \frac{v^2}{r} \frac{F}{F_d} \frac{l_d}{9,81},$$

w którym, l_d oznacza w m długość słupa wody tłocznej, doprowadzanej każdorazowo do bezruchu. (Przy nierównomiernych przekrojach tego słupa wody oblicza się prawy wyraz wzoru dla każdej części z osobna i dodaje wyniki, por. str. 768). Wysokość oporu $h_{w'}$ składa się z oporów wyszczególnionych powyżej pod 1 do 4. Dla pomp bez powietrznika tłoczego wypada podstawić $h_{w'} = 0$, ponieważ przy końcu skoku prędkość wody staje się $= 0$. Warunku powyżej określonego powinna dopełniać i dowolna część masy tłocznej, od dowolnego przekroju począwszy, aż do końca przewodu, i od tego też przekroju począwszy liczy się natenczas H_d i l_d (np. $H_d = 0$ dla poziomej części przewodu w samym jego końcu). Jeśli zwalnianie ruchu wody jest niedostateczne, to słup wody tłocznej rozrywa się (co następuje zwłaszcza na zagięciach przewodu), a niechybnym skutkiem tego są uderzenia wody przy powrotnem łączeniu się słupa.

Dlatego też dodają najczęściej **powietrznik tłoczny**, który ujednostajnia prawie zupełnie prędkość ruchu słupa tłoczego.

Niebezpieczeństwo rozerwania się słupa wody zmniejsza się natenczas znacznie, gdyż tylko część wody, znajdująca się między tło-

kiem a powietrznikiem, podlega zwalnianiu. Powietrznik tłoczny stawia się jak najbliższej zaworów tłocznych, w przeciwnym zaś razie nad samymi zaworami należałoby dodać oddzielny kołpak powietrznicy. Objętość powietrza w powietrzniku tłoczonym ma być możliwie wielka, w każdym zaś razie nie mniejsza niż 6 do 8-mio krot-na objętość skoku.

Im dłuższy jest przewód tłoczny, tem też większą powinna być przestrzeń powietrzna w powietrzniku.

Objętość powietrznika należy obliczać z uwzględnieniem wahań ciśnienia, jakie się w nim pojawiają przy równomiernym odpływie wody, a które to wahania nie mają przekraczać pewnego, zgóry określonego procentu, w stosunku do całego ciśnienia w powietrzniku. Procent ten zakłada się tem mniejszy, im dłuższy ma być przewód tłoczny. I tak dla pompy o podwójnem działaniu i przy wahanich ciśnienia nie mających przekraczać 1%, objętość powietrza w powietrzniku powinna równać się 20-to - krotnej objętości skoku pojedynczego. Wahania $x\%$ wymagają ($20 : x$)-krotnej objętości skoku, wszystko w założeniu, że korbówód jest nieskończenie długi. Jeżeli natomiast długość korbowodu równa się 5, 4, wzgl. 3-krotnemu promieniowi korby, to liczbę 20 wypada zastąpić liczbami 25, 27, wzgl. 30.

Przy pompach bliźniaczych można skuteczność każdej pary powietrzników ssących (wzgl. tłoczących) powiększyć, łącząc ich przestrzenie powietrzne ze sobą rurami.

Warunkowi powyżej wyluszczonemu można też uczynić zadość, (pomijając zmniejszenie przyspieszania i zwalniania tłoka), przez zwiększenie przekroju przewodu tłoczego, albo też przez sprzęgnięcie na jedną rurę tłoczną kilku pomp pracujących równolegle, których korby jednakże muszą względem siebie być przestawione.

3. Wymiary pomp tłokowych i moc przez nie zużywana.

Podstawą obliczeń jest wydajność Q (w $m^3/\text{sek.}$). Dane bywają nadto wysokości ssania i tłoczenia H_s i H_d , oraz długości przewodów ssawnego i tłoczego L_s i L_d . Dobracz trzeba stosowną ilość obrotów n i skok s (w m). Ilość obrotów n określa się z uwzględnieniem ruchu mas wody i ustroju zaworów, oraz ich zamykania się w czasie właściwym. Skok s tłoka ustanawia się natomiast z uwzględnieniem prędkości tłoka, jego nacisku (napędnego) i kosztów budowy pompy. Naogół pompa wypadnie tem taniej, im mniejszy będzie jej skok s . Pompy znajdujące się w handlu, osobiwie stojące, miewają $s = D$, a nawet $s < D$. Do obliczenia bierze się tylko **skuteczny przekrój tłoka** (uwzględniając przekroje tłoczynek przechodzących). We wzorze:

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{60 Q}{i s \lambda n} \text{ w } m^2,$$

liczy się $i = 1$ dla pomp o pojedynczem, a $i = 2$ przy podwójnem działaniu; skuteczność objętościowa $\lambda = 0,95$ do $0,97$ dla dobrego, a $\lambda = 0,90$ dla mniej prawidłowego wykonania. Nieszczelności tłoka i zaworów,

opóźnione przymykanie się zaworów, dosawanie powietrza, wydzielanie się gazów lub par z cieczy, wszystko to wpływa na zmniejszenie się skuteczności objętościowej λ .

Jeżeli podstawimy $H_s + H_d = H$ (w m), to otrzymamy poniższy wzór na **moc potrzebną** dla napędzania pompy w MK:

$$N = \frac{\gamma Q (H + h_w + h_w')}{75} = \frac{1000 Q H}{75 \eta}$$

Nie uwzględniając oporów bardzo długich przewodów, (które wypada obliczać oddzielnie), można liczyć, że **sprawność** dobrze wykonanych pomp tłokowych będzie $\eta = 0,90$ do $0,93$, zwykłych zaś $\eta = 0,80$ do $0,85$.

4. Części pomp tłokowych.

Grubość ścianek w częściach walcowatych kadłuba pompowego, oraz w skrzynkach zaworowych, oblicza się według wskazówek podanych na str. 576 i nast.

Wszelkie miejsca wzajemnego przenikania się brył (geometrycznych), jako też przyłącza na większych otworach, należałoby albo obliczać oddzielnie, albo też pogrubiać należyście i wyokrąglać.

W **kadłubie pompowym** nie powinno być jam powietrznych (t. j. takich miejsc, w którychby się mogło zbierać powietrze), zwłaszcza zaś pod pokrywą ssawnej skrzynki zaworowej i w najwyższych punktach samego cylindra pompowego, a całość należy tak urządzić, aby wszystko wssane powietrze uchodziło z wnętrza pompy przez zawory tłoczne. Powietrze bowiem znajdujące się we wnętrzu pompy, nie tylko że zmniejsza jej skuteczność objętościową λ , lecz powoduje nadto jeszcze uderzenia przy otwieraniu się zaworów tłocznych.

Większe **nurniki** (p. str. 542) oblicza się podług 2. str. 421, biorąc dla żeliwa $k_z = 300$ kg/cm² jako ciągnięcie bezpieczne.

Grubość ścianek powietznika tłoczego obliczamy podług 1. str. 421, biorąc ciągnięcie bezpieczne dla żeliwa $k_z = 150$ kg/cm², a dla żelaza kowalnego $k_z = 600$ do 700 kg/cm².

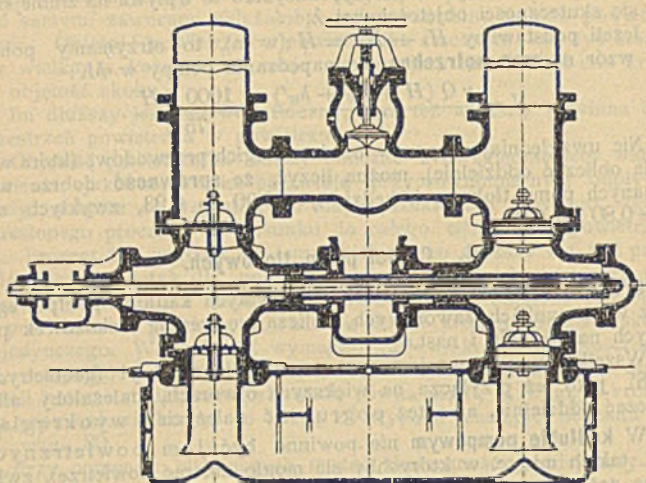
Przybory powietznika tłoczego: Manometr, zawór bezpieczeństwa, wodoskaz lub zawory dozorcze (próbne) i pompka napowietrzająca, albo też zawór na kadłubie pompy do wssawania powietrza.

Przybory powietznika ssawnego: Wakometr (wskaźnik rozprężenia), wodoskaz, zawór dopowietrzający, urządzenie do odssawania nadmiaru powietrza oddzielną pompką odpowietrzającą, albo też przez skraplacz silnika parowego. Przy większej wysokości ssania potrzeba nadto przyrządu do napełniania rury ssawnej wodą pod ciśnieniem, przyczem niezbędnym jest zawór w smoku, oraz zawór bezpieczeństwa na rurze ssawnej. Do odpowietrzenia dłuższych przewodów ssawnych nadaje się jeszcze lepiej dyszak parowy.

Nadto do napełniania wodą wnętrza pompy, przed jej rozruszeniem, potrzebny jest zawór łączący przestrzeń tłoczną z wnętrzem pompy; dalej zawieradło (t. j. zasawa lub zawór) do odcięcia prze-

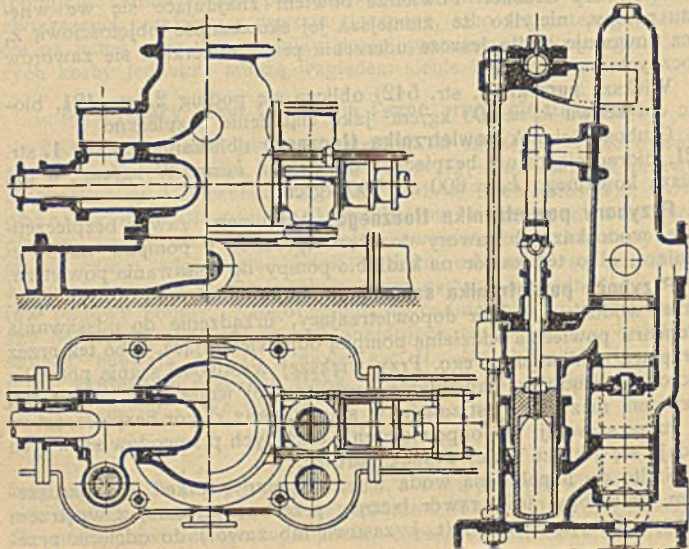
(Ciąg dalszy na str. 773).

Rys. 582.



Rys. 583.

Rys. 584.



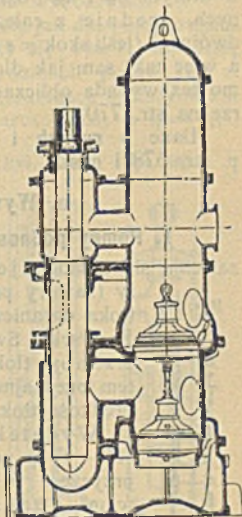
wodu tłocznego od pompy przy oględzinach jej wnętrza (por. przyłącza odnośne w rys. 582 str. 772). O zaworach p. str. 608 i nast.

5. Ustrój pomp tłokowych.

Pompy tłoczące budują się przeważnie w ustroju pomp nurnikowych, a na większe wydajności zazwyczaj jako pompy zdwojone (rys. 582), a to w celu osiągnięcia równości sił przy ruchu naprzód i wstecz.

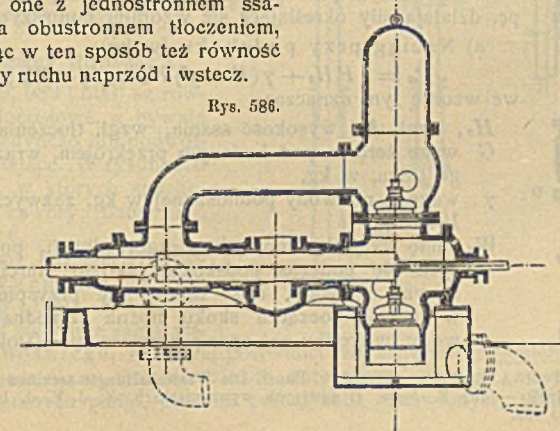
Rys. 585.

Gdy pompa tłoczy pod wysokie ciśnienie (np. podziemne wywadniarki w kopalniach), natenczas względnie grube tłoczyisko staje się przyczyną dotkliwego zmniejszenia przekroju skutecznego jednego z tłoków (rys. 582), powodując zarazem znaczną nierówność siły przy ruchu naprzód, względnie do wstecznego. W takich warunkach korzystnym będzie odwrócić dławnice na zewnątrz i złączyć oczepy nurników zespórkami zewnętrznymi (rys. 583), przyczem równocześnie trudno dostępne dławnice, w rys. 582 ku środkowi skierowane, znajdą się od stron zewnętrznych, będą zatem dostępnejsze.



Układ pionowy, t. j. pompę stojącą, napędzaną z pasa, przedstawiono w rys. 589, a zastąpiono w niej dwie dławnice jedną. W celu zaoszczędzenia jednego zawora ssawnego i jednego tłocznego, zastępują też pompy zdwojone **pompami różnicowemi**, przedstawionemi w rys. 585 w układzie stojącym, a w rys. 586 w układzie leżącym. Pracują one z jednostronnem ssaniem, a obustronnem tłoczeniem, osiągając w ten sposób też równość siły przy ruchu naprzód i wstecz.

Rys. 586.



Jeżeli przez F m² oznaczymy przekrój tłoka tarczowego, wzgl. większego nurnika, to przekrój f m² mniejszego nurnika określmy z warunku jednakowego wydatku przy skoku naprzód i wstecz, czyli z równania $F - f = f'$ na:

$$f = \frac{1}{2} F.$$

A jeżeli siła działająca ma być jednakowa przy ruchu naprzód i wstecz, to przekrój f' określamy z warunku:

$$F(H_s + h_w) + (F - f')(H_d + h_w') = f'(H_d + h_w'),$$

w którym h_w i h_w' oznaczają wysokości oporów ssawnych i tłocznych, średnie z całego skoku. W tym razie w czasie skoku podwójnego (jeśli skok = s m) wydatek wody będzie: $(F - f)s + f's = F's$, a więc taki sam jak dla pompy o pojedynczym działaniu, i tak samo też wypada obliczać wymiary pompy, zakładając $i = 1$ we wzorze na str. 770.

[Dane o rurach i kształtkach na przewody ssawne i tłoczne p. str. 578 i nast.].

e. Wywadniarki (kopalniane).*)

1. Pompy podnoszące o tłokach tarczowych. (rys. 587)

zalecają się układem jednoosiowym; w tłoku znajdują się zawory (zawory przy v i v rys. 587). Trudność uszczelnienia tłoka ogranicza podnios do 50 m. Prędkość tłoka poniżej 1 m/sek. Swobodny przelot zawora bywa zaledwie $\frac{1}{3}$ przekroju tłoka, prędkość wody w zaworze równa się zatem przynajmniej trzykrotnej prędkości tłoka, dla tego też prędkość tłoka musi być względnie nie wielka.

Wydatek wody w m³ jest: podczas podskoku $(F - f)s$, podczas opadania tłoka $f's$, razem więc $F's$, przyczem F' oznacza przekrój tłoka, f' przekrój żerdzin w m², s zaś skok tłoka w m.

W dowolnym przekroju żerdzin, które napędzają pompę, działają siły określające się wzorami poniższymi:

a) Naciąg przy podskoku (w kg):

$$P_a = \gamma F' H_s + \gamma (F' - f') H_d + G + W_a;$$

we wzorze tym oznacza:

H_s , wzgl. H_d wysokość ssania, wzgl. tłoczenia, w m,
 G wagę żerdzin pod badanym przekrojem, wraz z wagą tłoka, w kg,

γ wagę 1 m³ wody podnoszonej w kg, zazwyczaj $\gamma = 1000$ kg,

W_a sumę wszystkich oporów drugorzędnych, pojawiających się podczas podskoku, jako to: tarcia tłoka, dławnic i wody, oraz oporu siły przyspieszającej w kg. W początku skoku można zaniedbać tarcie wody, w środku zaś opór przyspieszania. (Dokładniej-

Rys. 587.



*) Podł. A. Riedler'a, p. też J. v. Hauer. Die Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke, 1889: — oraz E. Josse, O nowszych wywadniarkach, Z. d. V. d. Ing. 18 str. 364 i 403.

sze obliczenie oporu przyspieszania dla pomp tłoczących wskazano poniżej, str. 777).

b) Nacisk przy opadaniu tłoka w kg:

$$P_n = \gamma f H_d - G + W_n,$$

w którym to wzorze oznaczamy nadto przez W_n w kg sumę oporów drugorzędnych, pojawiających się podczas opadania tłoka (por. powyżej W_a).

Gdy długość żerdzin jest znaczna, P_n powinno być < 0 , ponieważ trudno prowadzić żerdziny bezpiecznie od wyboczenia.

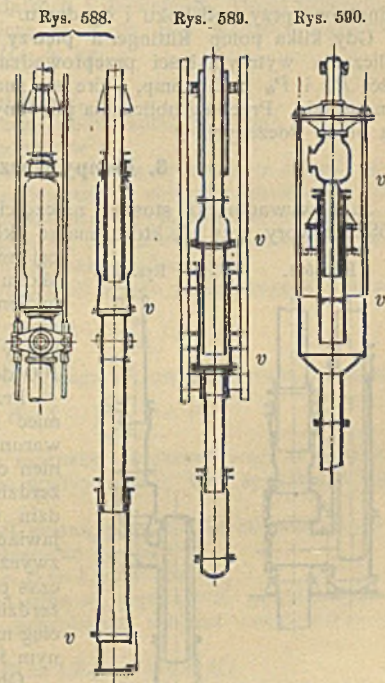
Wymiary i moc potrzebna obliczają się jak dla pomp o działaniu pojedynczym (str. 770), przy czym liczy się $i = 1$; $\lambda = 0,9$; $n = 10$ do 20 podskoków na min. przy żerdzinach ponad 100 m długich, a $n =$ do 30 podskoków/min. przy żerdzinach krótszych niż 50 m; η bywa ok. 0,80 do 0,85 przy tłokach tarczowych, a $\eta = 0,90$ przy nurnikach.

Pompy pogłębiarskie są to zwykłe pompy podnoszące, lecz z urządzeniem do ich stopniowego zagłębiania; wieszają je zazwyczaj na linach drucianych, a wznoszą i opuszczają za pośrednictwem dźwigarki parowej, ustawionej na powierzchni ziemi. Tłoczyśko napędzają często żerdzinami z lin drucianych. Przy znacznych długościach i większych obciążeniach żerdzin linowych wypada uwzględnić nie dokończenie (stratę na skoku) wskutek rozciągania się lin.

2. Pompy Rittinger'a

(rys. 588, 589 i 590) są również jednoosiowe, a bywają one pojedynczo lub podwójnie działające. W rysunkach miejsca, w których znajdują się zawory, oznaczono literami *v*.

Pompy Rittinger'a o pojedynczym działaniu (rys. 588 i 590). W rys. 590 żerdziny zastępuje sama rura podnośnicza, za której pośrednictwem poruszamy tłokiem. Siły pojawiające się w tych żerdzinach rurowatych wskutek napędzania poszczególnych pomp, piętami ponad sobą ustawionych, obliczamy



podług wzorów na P_a i P_n , podanych na str. 774 i 775 dla pomp podnoszących o tłokach tarczowych, podstawiając za F przekrój zewnętrzny (całkowity) tłoka rurowatego, a za f przekrój jego ścianek. W rys. 589 przedstawiono pompę, której kadłub dokonywa skoku, poruszany oddzielnymi żerdzinami zdwojonymi, a której tłok jest nieruchomo osadzony.

Pompę Rittinger'a o podwójnem działaniu, w układzie różnicowym, przedstawia rys. 588. Dwa nurniki, większy o przekroju F i mniejszy o przekroju f , działają równocześnie, a oddzielne żerdziny zdwojone poruszają kadłub pompy. Zatrzymując oznaczenia poprzednie, ze str. 774, otrzymamy:

$$P_a = \gamma F H_s + \gamma f H_d + G + W_a,$$

$$P_n = \gamma (F - f) H_d - G + W_n.$$

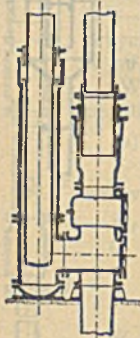
Dobierając należyte stosunek f do F , możemy otrzymać siły jednakowe przy podskoku i opadaniu.

Gdy kilka pomp Rittinger'a piętrzy się ponad sobą, to wypada obliczenia wytrzymałości przeprowadzać, uwzględniając sumy wartości P_a i P_n tych pomp, które się znajdują pod badanym przekrojem żerdzin. Przebieg obliczenia podobny jak podano poniżej pod 3. dla pomp tłoczących.

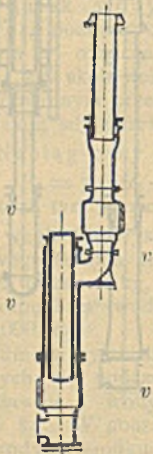
3. Pompy tłoczące.

Jako wywadniarki stosują najczęściej pompy tłoczące (rys. 591 i 592, zawory przy v), które, mając układ dwuosiowy, zajmują więcej miejsca. Pompa tłoczy podczas skoku w dół, a napędza się ją rozwidleniem żerdzin. Większe podniosy dzielą na części, licząc na każdy scał (komplet) pompowy po 100 do 150 m podniosu.

Rys. 591.



Rys. 592.



Przy obliczaniu żerdzin należy mieć na względzie poniższe dwa warunki zasadnicze, którym powinien czynić zadość każdy przekrój żerdzin: 1) podczas opadania żerdzin nie powinno się w nich pojawiać ciśnienie, co osiąga się zazwyczaj przez naciążanie i 2) podczas podskoku, t. j. wznoszenia się żerdzin, pojawiający się w nich naciąg nie ma stawać się niebezpiecznym ich wytrzymałości.

Obliczenie rozpoczyna się od najniższego scału pompowego i przeprowadza dla każdej poszczególnej żerdziny, a mianowicie dla początku podskoku, gdyż wtenczas siły na przyspieszenie są największe (tarcia wody nie trzeba zatem uwzględniać).

Naciąg niezbędny do opadania obliczamy, równając potrzebny do opadania nacisk P_n (na tłok danego scału tłoczącego) z wagą tu działającą mającą, a w takim razie żerdziny nie potrzebują już przenosić żadnego nacisku. Z uwzględnieniem sił na przyspieszenie mas wody i żerdzin, otrzymamy wzór:

$$(G + B) \left(2 - \frac{q_n}{9,81} \right) = P_n = \gamma F H_d \left(1 + \frac{F'}{F_d} \frac{q_n}{9,81} \right) + R,$$

w którym oznacza:

G wagę żerdzin (z tłokiem i okrakiem) między danym scałem tłoczącym, a najbliższym, poniżej leżącym, którą to wagę oznacza się z warunków wytrzymałości dla scału poprzedzającego (niższego), w kg,

B szukaną wagę naciągu, którym należy naciążyć dany scał tłoczący, w kg,

R opór tarcia w przewodnikach i dławnicach, który, stosownie do warunków ustroju, liczą na 5 do 10% wartości statycznego nacisku na tłok $\gamma F' H_d$, w kg,

F przekrój tłoka w m^2 ,

F_d przekrój rury tłocznej w m^2 ,

γ ciężkość właściwą cieczy podnoszonej w kg/m^3 ,

H_d wysokość tłoczenia pompy w m,

q_n największe przyspieszenie podczas opadania w m/sek^2 (w silnikach z kołami rozpędowymi, o stosunku promienia korbowego do długości korbowodu = 1:5, zależnie od ustroju bywa wartość $q_n = 0,8 v^2 : r$ do $1,2 v^2 : r$, pomnożone jeszcze przez stosunek ramion wahaka (balansiera).

Jeżeli z obliczenia prawej części wzoru powyższego wypadnie:

$$P_n > G \left(1 - \frac{q_n}{9,81} \right),$$

to trzeba naciążyć jeszcze tłok wagą B , owarunkowaną wzorem:

$$(G + B) \left(1 - \frac{q_n}{9,81} \right) = P_n.$$

Zamiast tego naciążenia możnaby zwiększyć wagę G żerdzin ponad potrzebną ze względów wytrzymałości, lecz sposób ten stosują rzadziej.

Do oceniania wartości B można przy zwykłych warunkach zamiast wzoru powyższego stosować poniższy:

$$G + B = 1,3 \gamma F' H_d,$$

podług którego dla z ponad sobą się piętrzących, jednakowych scałów tłoczących otrzymamy przybliżoną wartość całkowitej wagi żerdzin (wraz z naciągami)

$$\Sigma (G + B) = 1,3 (z + 1) \gamma F' H_d.$$

W szybach bardzo głębokich waga $\Sigma (G + B)$ będzie jeszcze większa, a to ze względu na wytrzymałość żerdzin.

Wytrzymałość żerdzin przy podskoku należy obliczać dla najwyższego i najniższego przekroju każdej żerdziny, t. j. działki żerdzin leżącej między sąsiednimi pompami. Przekroje żerdzin zwięk-

szają się ku górze, zgodnie z prawami o prętach równej wytrzymałości na ciągnięcie (p. str. 342 i 343). Jako naciąg P_a liczy się sumę wag i sił wszystkich, pod badanym przekrojem znajdujących się żerdzin (Σu), co wyrażamy wzorem:

$$10000 f k_z = P_a = \Sigma u \left[(G + B) \left(1 - \frac{q_a}{9,81} \right) + \gamma F H_s + R \right],$$

w którym oznacza:

H_s wysokość ssania oddzielnego scału tłoczącego, w m,

q_a największe przyspieszenie podczas podskoku w m/sek² (w silnikach o kole rozpędowem wypada je oznaczyć w sposób podobny jak powyżej podany dla q_n).

f przekrój żerdzin w m²,

k_z bezpieczne ciągnięcie w żerdzinach w kg/cm² [dla drzewa $k_z = 60$ do 70 kg/cm², dla żelaza (kowalnego) $k_z = 500$ do 600 kg/cm²; w złączach ześrubowanych lub znitowanych można liczyć 0,8 wartości powyższych].

Wagę poszczególnej żerdziny obliczamy z jej długości l (w m), przekroju f (w m²), podług wzoru: $f l \gamma g \beta$, w którym oznacza:

γg wagę 1-go m³ żerdzin w kg [dla drzewa $\gamma g \approx 800$ kg/m³, dla żelaza spawalnego 7800 kg/m³, dla żelaza zlewnego 7850 kg/m³, dla stali 7860 kg/m³],

β liczbę większą niż 1, uwzględniającą zwiększenie wagi żerdzin skutkiem złączeń (dla żelaznych żerdzin okrągłych $\beta = 1,25$, dla żerdzin z kształtowników żelaznych i z drzewa $\beta = 1,35$).

Przy znaczniejszych głębiznach szybu względy wytrzymałości wymagają tak znacznych przekrojów żerdzin w górnej części szybu, że warunek dla skoku w dół:

$$P_n < G \left(1 - \frac{q_n}{9,81} \right),$$

dopelnia się z nadmiarem, bo waga ciężkich żerdzin przewyższa znacznie siłę P_n potrzebną do przewyciężenia oporów. Jeżeli, zgodnie z warunkiem zasadniczym, powyżej już wyluszczone, ciśnienie w żerdzinach ma istotnie być wykluczone, to do wykonywania pracy pomp nie można posiłkować się wagą najwyższej żerdziny, ani też suwającymi się częściami silnika, złączonemi wprost (nie za pośrednictwem wahaka) z żerdzinami.

Ten nadmiar wagi (jeszcze bardziej się pojawiający w pompach podnoszących i Rittinger'a, p. str. 774 i 775), należy odciążyć przeciwwagami, o ile nie chcemy tego uczynić przez dławienie pary podczas opadania żerdzin i przez nadmierne ciśnienie pary podczas ich podnoszenia.

Przy silnikach parowych o podwójnem działaniu wypada nadto odciążyć i nacisk pary podczas opadania żerdzin, jeżeli istotnie uniknąć w nich chcemy ciśnienia. Przy takim odciążeniu silnik potrzebuje tak podczas opadania, jak i podczas podnoszenia żerdzin wywierać tylko połowę tej siły, z jakąby musiał podnosić żerdziny bez tego odciążenia; ono bowiem równa się sile, z jaką sam silnik pod-

nosi żerdziny, a dwie te siły współdziałają sobie przy podnoszeniu żerdzin.

Sposoby odciążania są następujące:

1. Wahak z przeciwwagą (rys. 593).
2. Przeciwcisnienie wody (rys. 594). Żerdziny pompowe napędzają równocześnie tłok, na który z dołu działa ciśnienie wody z akumulatora, ustawionego na powierzchni ziemi.
3. Stałe przeciwcisnienie pary, np. cylinder odciążający ponad lub pod cylindrem silnika.
4. Odciążający słup wodny, np. dodane scąły pompowe, bezzaworowe, za pośrednictwem których niezmienny słup wodny odciąża żerdziny.

Rys. 593.

Rys. 594.



Przykład obliczenia żerdzin wywadniarki o podwójnym działaniu, z warunkiem uniknięcia ciśnienia w żerdzinach i odciążenia ich przeciwwagą.

Pięć jednakowych scągów tłocznych, każdy z nich na podnies 100 m; $Q = 3,5 \text{ m}^3/\text{min}$; $n = 7$ skoków podwójnych/min. Dobieramy skok 2,4 m, a natenczas średnica nurnika wypada 530 mm.

Z obliczenia siły niezbędnej dla opadania (podt. str. 777) otrzymujemy wagę czynną dla każdego scągu: $G + B = 28000 \text{ kg}$; waga nurnika = 2200, a więc u najniższego scągu wypada dowiesić naciąg $28000 - 2200 = 25800 \text{ kg}$.

Dolny przekrój najniższej żerdziny obliczamy podług wzoru na wytrzymałość przy podskoku, podanego na str. 778, wprowadzając wartości sił. oraz wagi tłoka i naciągu, a otrzymamy średnicę $d = 85 \text{ mm}$.

Następnie obliczamy górny przekrój tej najniższej żerdziny, a więc tuż pod drugim scągiem (od dołu), szacując tymczasowo dla określenia wagi samej żerdziny jej przekrój średni (co należy potem sprawdzić) i dodając tę wagę do naciągu żerdziny w jej dolnym końcu, a otrzymamy górną średnicę tej żerdziny 95 mm, średnicę zaś prętów jej okraka (tworzącego ramę wokół drugiego scągu) = 80 mm.

Z danych tych obliczamy wagę tej żerdziny na 5800 kg, wagę ramy z rozwidleniem = 1600 kg; waga nurnika drugiego scągu (licząc kolejno od dołu) = 2200 kg, a zatem u tego scągu trzeba dowiesić do żerdziny naciąg: $28000 - (5800 + 1600 + 2200) = 18400 \text{ kg}$.

Żerdzinę między drugim a trzecim scągiem obliczamy w sposób podobny, uwzględniając siły i wagi dla obydwóch dolnych pomp i dla żerdziny między niemi.

Po całkowitemu przeprowadzeniu takiego obliczenia, otrzymamy wreszcie ciężar działający u wahaka silnika parowego, a więc wagę ogólną wszystkich 5-ciu żerdzin, nurników, okraków i naciągów, w sumie 181000 kg. Średni nacisk niezbędny do przewyciężenia oporu w czasie opadania nurników określamy z obliczenia na 121000 kg. A więc niezbędna do odciążenia żerdzin przeciwwaga na przeciwległym (równodługiem) ramieniu wahaka silnikowego byłaby $181000 - 121000 = 60000 \text{ kg}$. Chcąc przy silniku parowym, o podwójnym działaniu, odciążyć jeszcze i naciąg pary podczas opadania żerdzin, w celu należytego wyzyskania podwójnego działania silnika, trzeba do obliczonej przeciwwagi dodać jeszcze $\frac{1}{2} \cdot 121000 \text{ kg}$, a natenczas cała przeciwwaga byłaby 120500 kg.

Wywadniarki bezżerdzinowe (podziemne) należy projektować tak jak zwykle pompy parowe, uwzględniając jednakże zacieśnione miejsce i zapewniając dogodny dostęp do poszczególnych części, w których ustroju wypada unikać wszelkiej nieprzejrzystości. W ostatnich latach coraz to więcej stosują napęd elektryczny (prądnikami) do podziemnych wywadniarek. *)

*) O. Lasche, Napęd elektryczny wywadniarki podziemnej, Z. d. V. d. Ing. 1898, str. 1341 i nast.; B. Gerda, Nowsze wywadniarki podziemne w kopalniach, Z. d. V. d. Ing. 1899, str. 29 i nast.

VIII. DMUCHAWY I KOMPRESORY.

A. Uwagi ogólne.

Ilość powietrza, jaką ma dostarczać dmuchawa, bywa zwykle dana zgóry, a mianowicie w kg, albo m^3 , i sprowadza się do 0° i prężności 760 mm sł. rt. (słupa rtęciowego).

1 m^3 powietrza suchego (podl. str. 279) waży:

$$\gamma = 0,4645 \frac{b}{273 + t} = 353,04 \frac{p'}{273 + t} = 341,66 \frac{p}{273 + t},$$

jeżeli oznaczymy temperaturę w stopniach przez t , a prężność bezwzględną powietrza: w mm sł. rt. przez b ; w starych atmosferach (760 mm. sł. rt.) przez p' ; wreszcie w nowych, t. j. metrycznych atmosferach (kg/cm^2), przez p .

1 m^3 powietrza średnio wilgotnego (o stałej $R = 29,4$ kgm/m) waży:

$$\gamma = 0,4625 \frac{b}{273 + t}.$$

Objętość właściwa powietrza jest: $v = 1 : \gamma$. Dalsze szczegóły patrz str. 279 i nast.

Dmuchawie trzeba nadać takie rozmiary, aby przy najmniejszej gęstości powietrza, jaka w danej miejscowości wydarzyć się może, dmuchawa jeszcze zdolną była wydawać potrzebną ilość powietrza. Oblicza się zatem dmuchawy na najwyższą temperaturę i najmniejsze ciśnienie barometryczne danej miejscowości, wypada więc uwzględniać i wysokość położenia danej dmuchawy kuźniczej ponad poziomem morza.

W celu możliwego zmniejszenia rozmiarów dmuchawy zaleca się czerpać powietrze z miejsca, gdzie ono bywa względnie najchłodniejsze i najsuchsze, a zatem wedle możliwości nie z silniczni (sali silników) ani z kotłowni.

Pożyteczna praca dmuchawy składa się: 1) z pracy na sprężanie (kompresję), 2) z pracy na przetłaczanie powietrza, 3) z pracy nadającej powietrzu w kanałach potrzebną prędkość.

W dmuchawach pracujących na wyższe sprężę (ściśnienia) miarodajnymi są tylko dwie pierwsze części składowe pracy, przy małej różnicy ciśnień, czyli małym sprężu (przewietrzniki, czyli wentylatory i t. p.) uwzględnia się zazwyczaj tylko drugą część składową pracy, aczkolwiek część trzecia bywa nieraz bardzo znaczna nawet w dmuchawach o nader małym sprężu.

Zaniedbane części pracy pożytecznej uwzględniamy w ten sposób, że dorzucamy je do oporów szkodliwych, przez co zmniejszamy pozornie sprawność dmuchawy.

Dmuchawy miewają przeróżne ustroje, z których ważniejsze są:

Dmuchawy tłokowe, stosowane przeważnie w kuźnictwie, dostarczające zazwyczaj wiatr średniej prędkości.

Kompresory (sprężnice), które sprężają (ściskają) powietrze na wyższe sprężę, a znajdują zastosowanie w przeróżnych gałęziach przemysłu.

Wietrzaki o tłokach zębnikowatych, np. wietrzaki Root'a, stosowane do ognisk kowalskich i jako przewietrzniki i t. p.

Przewietrzniki, czyli wentylatory, przeróżnego ustroju, przeważnie na mniejsze sprężę, bywają albo natłaczające (nawietrzniki), albo wysysające (wywietrzniki).

Dyszaki, czyli strumiennice do powietrza, przeważnie parowe, bywają albo natłaczające, czyli nadyszaki, częściej zaś wysysające, czyli wydyszaki (exhaustory).

B. Przewietrzniki (wentylatory).*)

a. Przewietrzniki odśrodkowe (wietrzaki).

1. Sposób obliczenia.

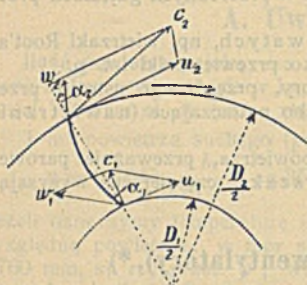
Poniżej stosować będziemy oznaczenia następujące:

- u_1 prędkość wirnika (koła łopatkowego) na obwodzie wewnętrznym w m/sek.,
- u_2 prędkość wirnika na zewnętrznym obwodzie łopatek w m/sek.,
- c_0 prędkość dopływowa, z jaką powietrze wpływa do opony, w m/sek.,
- c_1 bezwzględna prędkość wlotowa, z jaką powietrze wpływa do wirnika, w m/sek.,
- c_2 bezwzględna prędkość wylotowa, z jaką powietrze z wirnika wypływa, w m/sek.,
- c_3 bezwzględna prędkość odpływowa, z jaką powietrze odpływa z opony, w m/sek.,
- w_1 względna prędkość wlotowa, w_2 zaś wylotowa z wirnika, w m/sek.,
- n ilość obrotów wirnika na min.
- D_1 wewnętrzna, D_2 zaś zewnętrzna średnica wirnika w m,
- b_1 szerokość wirnika u wlotu, w m,
- b_2 szerokość wirnika u wylotu, w m,
- Q wydajność (objętościowa) powietrza w m³/sek.,
- v objętość właściwa powietrza średnio nawilżonego w m³/kg, por. str. 768 i tabl. II na str. 282.
- h średnia różnica ciśnień (prężności) po obu stronach przewietrznika w mm sł. wod. czyli kg/m², którą poniżej w skróceniu zwać będziemy sprężem bez względu na to, czy to będzie spręż, czy też rozpręż.
- f spólczynnik, którego wartość dla większych przewietrzników = 1,2 do 1,4, a dla mniejszych = 1,4 do 1,7,

*) J. v. Hauer, Die Wettermaschinen, 2 wyd. Lipsk 1889.

- 7 waga powietrza przetłaczanego w kg/m^3 ,
 8 przyspieszenie ciężkości = $9,81 \text{ m/sek.}^2$.

Rys. 595.



1. Prędkość obwodowa wirnika.

Prędkość obwodowa końcowej cząstki łopatki, skierowanej po promieniu jest:

$$u_2 = f \sqrt{g h v},$$

a dla powietrza średniej prędkości (podł. tabl. II str. 282), dla $v = 0,8 \text{ m}^3/\text{kg}$:

$$u_2 = 2,8 f \sqrt{h}.$$

Wzorem tym można się posilkować nawet wtedy, gdy cząstka łopatki jest nieco pochylona względem promienia.

Gdy jednakże kąt α_2 tego pochylecia (rys. 595) jest znaczniejszy, to zaleca się wzór poniższy: *)

$$u_2 = f \left[\frac{D_1}{D_2} \frac{b_1}{b_2} c_1 \frac{\text{tg } \alpha_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{D_1}{D_2} \frac{b_1}{b_2} c_1 \frac{\text{tg } \alpha_2}{2} \right)^2 + g h v} \right],$$

a dla średniej prędkości powietrza:

$$u_2 = f [4 \text{ tg } \alpha_2 + \sqrt{4 \text{ tg } \alpha_2^2 + 7,85 h}].$$

α_2 uważamy za dodatnie, gdy się końce łopatek (względnie do kierunku ruchu) wstecz pochylają (p. rys. 599 i 600), za ujemne zaś, gdy się końce łopatek pochylają naprzód (p. rys. 601 str. 785).

2. Średnica wirnika.

Prędkość c_0 , z jaką powietrze dopływa w otwór opony, biorą zazwyczaj = 8 m/sek .

Pelzer dobiera c_0 zwiększające się ze sprężem, a m. dla:

$h =$	10	20	50	100	150	200	250	300	350	mm sł. wod.
$c_0 =$	4,7	6,6	10,5	15,0	18,3	21,0	23,5	25,8	27,8	m/sek.

Średnica d otworu ssawnego w oponie, wynika z wzorów:

$$\frac{1}{4} \pi d^2 = Q : c_0 \text{ przy jednostronnym dopływie, a}$$

$$\frac{1}{4} \pi d^2 = \frac{1}{2} Q : c_0 \text{ przy obustronnym dopływie.}$$

Jeżeli D_2 jest zewnętrzną, a D_1 wewnętrzną średnicą wirnika, to zaleca się:

$$D_2 = 2 d \text{ do } 3 d; \quad D_1 = d \text{ do } 1,5 d;$$

poczem otrzymamy ilość obrotów $n = 60 \frac{u^2}{\pi D_2}$.

*) Przewietrzniki sprężone, wymagając mniejszych prędkości obwodowych, nadają się na wyższe spręża. Doświadczenia z takim przewietrznikiem, przy $u_2 = 50, 75$ i 100 m/sek. , wykazały $h = 290, 525$ i 900 mm sł. wod. , p. Z d. V. d. Ing. 1892, str. 434.

Gdy dana jest ilość obrotów silnika napędzającego, zaleca się niekiedy powiększyć średnicę D_2 przewietrznika, aby go mógł sprzęgnąć bezpośrednio z wałem silnika:

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n}.$$

W podobnych razach zalecają się również przewietrzniki pracujące w szeregu za sobą (np. Guibal'a, Harzć'go).

Szerokość łopatek b_1 ustanawia się z warunku, aby powietrze we wnętrzu przewietrznika, przy przejściu do wirnika, możliwie mało zmieniło swą prędkość, który to warunek, z uwzględnieniem dławienia strumienia, określa:

$$b_1 = 0,25 d \text{ do } 0,4 d \text{ przy dopływie jednostronnym,}$$

$$b_1 = 0,5 d \text{ do } 0,8 d \text{ przy dopływie obustronnym.}$$

Dalej szerokość łopatki zwięża się zazwyczaj ku obwodowi, zwłaszcza przy znaczniejszych sprężach, bez tego bowiem prędkość przepływu powietrza przez kanał międzyłopatkowy zmniejszałaby się w miarę zwiększającego się przekroju: różnice obustronnych ciśnień na łopatkę zwiększałyby się niepomierne, powodując silny szum przewietrznika. Stosują często $b_2 = b_1 (D_1 : D_2)$, co przy prostych łopatkach daje stałą wielkość przekroju w kanale międzyłopatkowym. Przewietrzniki pracujące w szeregu za sobą miewają zazwyczaj stałą szerokość łopatki, a mianowicie:

$$b_2 = b_1 = 0,25 D_2 \text{ do } 0,33 D_2,$$

oraz szerokość stawideł przepustowych:

$$s = \frac{2 Q}{h u_2 i},$$

przyczem przez i oznaczono ilość przepustów, najczęściej $i = 1$.

Rittinger radzi ilość łopatek $z = 15 D_2$, wzór ten jednakże, w zastosowaniu do wielkich średnic, daje za wielką liczbę łopatek. Często wykonywują tylko połowę łopatek w całej ich długości, pośrednie zaś między nimi zastępują krótkimi łopatkami na obwodzie (por. rys. 602 str. 786).

Przewietrzniki pracujące w szeregu miewają mniej łopatek (8 do 15).

3. Moc zużywana w MK będzie: $N = \frac{Q h}{75 \eta}$.

Sprawność η u wielkich przewietrzników kopalnianych bywa 0,4 do 0,7, lecz granicy wyższej dosięga się tylko wyjątkowo. Małe przewietrzniki bywają mniej sprawne: u nich bywa $\eta = 0,3$ do 0,5.

Wpływ wylotni. Wzory powyższe wyprowadzono w założeniu, że powietrze wypływa z przewietrznika z prędkością umiarkowaną (8 m/sek). Przy wywietrznikach można prędkość tę jeszcze zmniejszyć przez urządzenie pierścieniowatej, rozszerzającej się wylotni (rys. 596), albo przez stosowne poszerzenie przewodów odpływowych, przez co zmniejsza się nie tylko ilość obrotów, lecz i praca zużywana. Spręż na wietrzników musi się natomiast przystosować do oporów w przewodach nawietrzających, zależnych zwłaszcza też od prędkości ruchu.

Usunięcie opony wywiewnika powoduje konieczność znacznej zwiększenia jego ilości obrotów i mocy przez niego zużywanej, albowiem powietrze, uchodząc z wirnika z prędkością c_2 , zabiera też zawartą w sobie pracę rozpędu, która na sekundę, w koniach mechanicznych, wyrazi się wzorem:

$$N_0 = \frac{1}{75} Q \frac{c_2^2}{2g} \gamma,$$

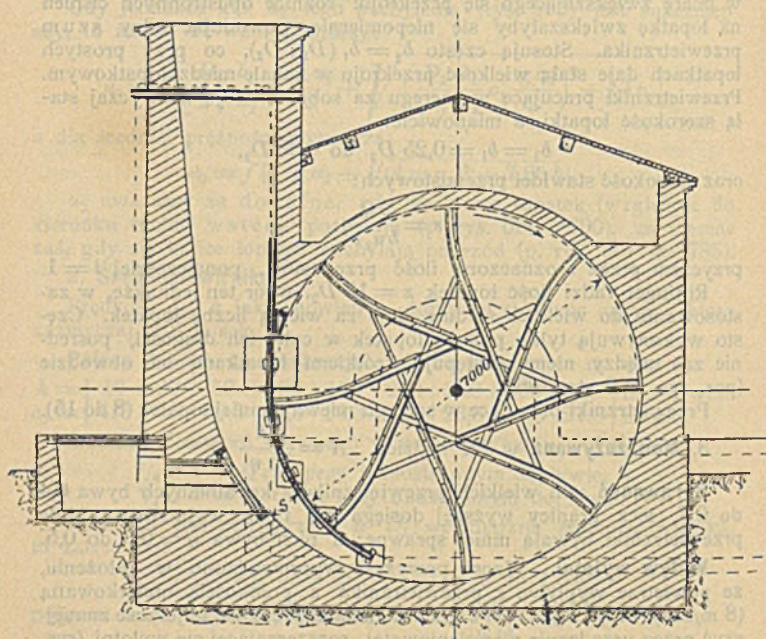
a dla średnich warunków przedstawi się w postaci:

$$N_0 = 0,00086 Q c_2^2.$$

Prędkość wylotową (z wirnika) wykreślamy w sposób przedstawiony w rys. 595 (str. 782), składając u_2 z w_2 , względna zaś prędkość wylotowa będzie:

$$w_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b \cos \alpha_2}.$$

Rys. 596.



Przewiewniki o należytej ukształtowanej wylotni przemieniają większą część tej pracy rozpędu na spręż dodatkowy, a powietrze uchodzące z wylotni z tak zmniejszoną prędkością c_3 unosi z sobą już tylko moc $0,00086 Q c_3^2 MK$.

2. Kształt łopatek.

Trudno orzec, który z wielu używanych kształtów łopatek byłby bezwzględnie najlepszy: przeróżne, w rys. 597 do 601 przedstawione kształty okazały się w stosownych okolicznościach zupełnie właściwymi.

Rys. 597.

Rys. 598.

Rys. 599.

Rys. 600.

Rys. 601.



Jeżeli α_1 (rys. 595 str. 782) jest kątem pochylenia początkowej części łopatki (u wlotu) względem promienia, to warunkiem:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = 0,052 \frac{n D_1}{c_1},$$

określamy wlot bez zderzenia. Jednakże dopełnienie tego warunku posiada tu mniej doniosłości niż przy pompach odśrodkowych, a to z powodu sprężystości powietrza.

W rys. 597 do 601 przedstawiono różne kształty łopatek: *a* proste łopatki w kierunku promieni są ustrojem najprostszym, a sprawność ich znośna. Kształt *b* łopatki wstecz pochylone, lecz na obwodzie zewnętrznym kończące się w kierunku promieni: sprawność (p. Rittinger'a) lepsza niż łopatek *a*. Kształt *c* o wstecz pochyłonych, prostych łopatkach wymaga większej ilości obrotów, a bezwzględna prędkość wylotowa jest mniejsza niż u obydwóch poprzednich. Kształt *d* przewyższa jeszcze pod tym względem łopatkę *c* i nadaje się zwłaszcza do przewietrzników o małym sprężu. Naodwrot łopatka kształtu *e* umożliwia mniejsze ilości obrotów, a większe prędkości wylotowe, posiada zatem dobrą sprawność przy znacznie większych sprężach. F. Pelzer stosuje z dobrym skutkiem łopatki proste, w kierunku promieni, lecz dodaje do łopatek paraboliczne czerpaki, przez co wytwarza przewietrznik będący typem przejściowym między odśrodkowymi, a śrubowymi.

3. Sposoby wykonania.

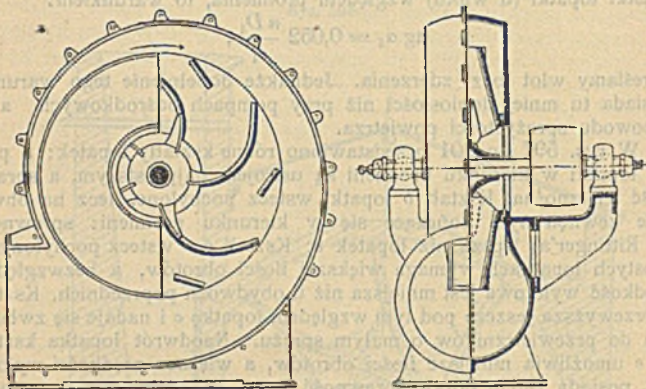
Kanały międzyłopatkowe można z boku osłonić albo tarczami pierścieniowatymi, łączącymi się z łopatkami w wirnik, albo też tylko oponą, a natenczas wirnik składa się wyłącznie z piasty i łopatek które poruszają się w tej oponie możliwie dokładnie przylegającej do boków łopatek. Pierwszy z wspomnianych sposobów wykonania odznacza się naogół lepszą sprawnością. Dopływ jednostronny warunkuje większe rozmiary wirnika, mimo to okazuje się niekiedy dogodniejszym w ustroju, a jest poprostu wskazany, gdy przy większej prędkości obwodowej, w celu zmniejszenia ilości obrotów, i bez tego trzebaby było stosować wielkie średnice.

Opony bywają murowane, żeliwne, blaszane, niekiedy i drewniane, często zaś spód murowany, a część wierzchnia z blachy.

Stożek naczółkowy na osi odchyła łagodnie kierunek strumienia powietrznego w sposób podobny, jak naczółki filarów mostowych odchylają prąd rzeczny. Oś powinna być dostatecznie wytrzymała i dosyć sztywna, aby nie podlegała drganiom. Na osie nadaje się najlepiej stal tyglowa, a należy ją zabezpieczyć od przesunięć w kierunku po osi i zaopatrzyć w przyrządy nastawne dla tego właśnie kierunku.

Czopy obliczamy na możliwie małe ciśnienie k na panwie łożyskowej, biorąc współczynnik w wzoru IV, na str. 491, $w \leq 15000$. Łożyska powinny być nastawne i przegibne (t. j. o panewkach wahlowych) z panwiami spiżowymi i prawidłowo smarowane, do czego zalecają się zbiorniczki smaru i kurki do jego spuszczenia.

Rys. 602.



Napęd. Napęd pasami skórzanymi nawet największych przewietrzników okazał się właściwszym niż napęd linami. Bezpośredni zaś napęd silnikiem przez sprzęgnięcie osi zaleca się, gdy się tylko ilości obrotów ze sobą zgadzają. Nawietrzniki do palenisk nadmuchowych na parowcach napędza się silnikami parowymi, szybkobiegami, sprzęgając ich osie (np. ustrój Westinghouse'a, z cylindrami 110 do 140 mm średn., 100 do 130 mm skoku i $n \approx 500$). Przy napędzie bezpośrednim dobrze będzie ustawić silnik i przewietrznik na wspólnej płycie podstawowej. Małe przewietrzniki odśrodkowe można też napędzać ręcznie, albo ciśnieniem wody napędnej — w nowszych czasach stosują obszernie bezpośredni napęd elektryczny (prądnikami).

Przykład. Do przewietrzania budynku mamy obliczyć wywietrznik odśrodkowy, na $Q = 10$ m³ powietrza na sek., o rozprzgu $h = 20$ mm sł. wod. Napęd silnikiem gazowym, wedle możności bezpośredni przez sprzęgnięcie osi. Moc potrzebną:

$$N = \frac{1}{75} \frac{Qh}{\eta}, \text{ licząc } \eta = 0,45, \text{ otrzymamy: } N = \frac{1}{75} \frac{10 \cdot 20}{0,45} = 5,9 \text{ MK.}$$

Stosujemy leżący silnik gazowy o 6 MK i 160 obrotach/min.

Jeżeli końce łopatek będą skierowane po promieniu, to prędkość obwodowa wywietrznika będzie:

$$u_2 = 2,8 f \sqrt{h}, \text{ a licząc } f = 1,4, \text{ otrzymamy } u_2 = 2,8 \cdot 1,4 \sqrt{20} = 17,5 \text{ m/sek.}$$

Dopływ obustronny, a więc $\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{1}{2} \frac{Q}{c_0} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{8} = 0,625 \text{ m}^2$; $d = 0,892 \text{ m}$;
 $D_2 \approx 2,5 \cdot 0,892 = 2,23 \text{ m}$, co zaokrąglamy na $D_2 = 2,25 \text{ m}$. Wreszcie

$$n = 60 \frac{u_2}{\pi D_2} = 60 \frac{17,5}{3,14 \cdot 2,25} = 142,8,$$

a więc za mało, by wywietrznik mógł sprzęgnąć z wybranym silnikiem. Zmniejszenie średnicy D_2 pogorszyłyby sprawność, nie może się ono zatem zalecać, natomiast możemy łopatki pochylić wstecz, szacunkowo na $\alpha_2 = 20^\circ$, a wprowadzając nadto wartości: $b_1 = b_2$, $D_1 = 0,6 D_2$, $c_1 = 8 \text{ m/sek}$ i $g v = 7,85$ we wzór na u_2 (str. 782), otrzymamy:

$$u_2 = 1,4 \left[0,8 \cdot 8 \frac{0,364}{2} + \sqrt{\left(0,8 \cdot 8 \frac{0,364}{2}\right)^2 + 7,85 \cdot 20} \right] = 18,77 \text{ m/sek.},$$

z czego (podł. str. 782) obliczamy $n = 159$, a wynik ten możemy uznać za zupełnie dostatecznie zgodny, zwłaszcza wobec niepewności, z jaką oszacowaliśmy tylko wartość współczynnika f .

Wysokosprężne nawietrzniki odśrodkowe (wietrzaki, bąki).

Jednej z większych fabryk niemieckich.

Średnica wirnika D_2 mm	Do ognisk kuziennych przy sprężu 120 do 160 mm śl. wod.			Do kopolaków odlewni- czych przy sprężu 280 do 320 mm śl. wod.			Koła pasowe:		Średnica odpływu mm	Waga nawietrznika kg
	Ilość ognisk o dyszach 30 mm prze- świtu	n_{\max}	Moc po- trzebna JK	Waga żeliwa stopionego ton/godz.	n_{\max}	Moc po- trzebna JK	Średnica mm	Szere- kocię mm		
300	1 do 3	3500	0,25	.	.	.	70	50	90	60
350	3 " 6	3350	0,75	0,50 do 0,75	4750	1,3	80	60	105	75
400	6 " 10	3050	1,35	0,75 " 1,25	4000	2,9	100	70	120	115
475	10 " 15	2350	2,20	1,25 " 2,00	3250	4,5	120	80	150	170
600	15 " 20	1800	3,20	2,00 " 3,00	2500	6,5	150	90	200	320
675	20 " 25	1600	3,50	3,00 " 3,25	2250	7,0	150	100	225	400
750	25 " 35	1450	4,25	3,25 " 4,00	2000	8,5	200	100	250	500
850	35 " 45	1300	5,25	4,00 " 5,00	1775	10,0	225	125	290	625
950	45 " 55	1100	6,50	5,00 " 6,75	1550	12,0	250	150	320	800
1075	55 " 80	975	7,75	6,75 " 8,00	1375	13,5	275	160	370	1100
1200	80 " 100	850	9,00	8,00 " 10,00	1200	15,5	300	180	400	1600
1350	100 " 120	775	10,50	10,00 " 12,25	1015	17,5	325	200	460	1850
1500	120 " 150	675	12,00	12,25 " 17,50	950	20,0	350	200	500	2200

Wietrzaki powyższe można stosować do ognisk kuziennych, kopolaków, płomieniaków, dymarek i t. p. ognisk, do pieców w hutach szklanych, czyli w szklowniach, do topienia metali w tyglach, do palenisk nadmuchowych przy kotłach parowych w celu użytkowania odpadków paliwa, do przedmuchiwania powietrza przez towary nasypane lub nawarstwione, do przewietrzania zbożowni (elewatorów, silo), do piaskownic wydmuchowych (do mglenia strumieniem piasku twardych powierzchni, np. szklanych), do przewietrzania słodowni i t. p.

Osiągnąć można nimi spręż do 750 mm śl. wod. Potrzebną moc podano w tablicy wyłącznie tylko dla samego wietrzaka, bez przystawek, pędni, strat w przewodach nawietrzających i t. p.

Do kopolaków w besemerniach używają wietrzaków o średnicach wirnika D_2 do przeszło 3 m, na spręż wiatru 500 do 1000 mm śl. wod. Odśrodkowe wywietrzniki kopalniane, z jedno- lub obustronnymi dopływami i naziemnym przewodem łączącym je z szymbem, mają średnice $D_2 = 1,8$ do 4,5 m i wywietrzają 20 do 100 m³

powietrza na sek., pracując z rozprężem 100 mm i wyżej w przewodzie ssawnym. Liczą w kopalniach bez gazów wybuchliwych po 2 m³/min na robotnika i 10 m³/min na konia, a z gazami wybuchliwymi po 3 m³/min na robotnika, zostawiając 10 m³/min na każdego konia. Ilości te zwiększają nieraz o 25%.

Przewietrzniki kopalniane jednej z fabryk niemieckich.

Średnica wirnika D_2 mm	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500	4750
Największa ilość wiatru 60 Q m ³ /min	1100	1350	2120	3175	4150	5425	6875	7650
Spręż h mm sł. wod.	100	130	170	200	230	250	275	285
Ilość obrotów na min. n	388	392	352	314	284	254	233	225
Przekrój szybu przewietrzającego $A =$ $0,38 Q : \sqrt{h}$ m ²	0,679	0,750	1,030	1,420	1,733	2,278	2,625	2,795

Przewietrzniki z prądnikami na osi (elektryczne) jednej z fabryk niemieckich.

Prądnik przy 105 Voltach	Przewietrznik		Ilość obro- tów na min.	Ilość po- wietrza 60 Q	Spręż h_{max}	Moc potrzebna	Waga ogólna
	Średnica wirnika	Szerokość łopatki					
Amporów	mm	mm	n_{max}	m ³ /min	mm sł. w.	AK	kg
2	300	150	1100	12—18	20	0,125	100
3	300	100	1950	15—20	50	0,25	110
5	350	120	1800	20—30	60	0,5	145
10	430	150	1650	30—45	75	1	210
15	500	170	1480	45—60	90	1,5	350
20	600	200	1280	65—80	100	2,5	520
30	750	230	1100	90—120	110	4	800
50	900	250	980	120—160	125	6	1150
75	1050	270	880	160—200	140	9,5	1500
100	1200	300	770	200—250	150	12	2000

Uwaga: Przewietrznik i prądnik stoją na wspólnej płycie, a osie ich złączone bezpośrednio sprzęgłem sprężynującym.

b. Przewietrzniki śrubowate (o wirniku śrubowatym).

Na jednakową wydajność przewietrzniki śrubowate mogą być znacznie mniejsze od odśrodkowych, zalecają się zatem tam, gdzie potrzeba poruszać wielkie ilości powietrza przy bardzo nieznacznych sprężach, a więc przede wszystkim do przewietrzania budowli (p. Tom II Dział XVI), do usuwania oparów lub pyłu, do chłodzarń i suszarń i t. p. By uniknąć oporu w przewodach, mogące-

go wymagać wyższych spręży, stawiają często takie przewietrzniki wprost w otwór ściany sali przewietrzanej. Niktą ich sprawność można polepszyć, dodając kierownice (łopatki kierownicze), podraża to jednakże ich budowę i dlatego mało znajduje zastosowania.

Skrzydła *) bywają płaskie, albo o krzywiznie podobnej jak w napędnych śrubach parowców. W dmuchawach śrubowych La Motte'a wirnik jest pełną powierzchnią śrubową; przewietrzniki śrubowate Blackman'a posiadają wirnik obracający się swobodnie w przestrzeni ssawnej, a skrzydła wygięte w taki kształt, że stają się zarazem czerpakami, czerpiącymi powietrze i na obwodzie i na krawędziach w kierunku promieni leżących.

Oznaczenia te same jak na str. 781 i 782. Średnicę zewnętrzną wirnika określa wzór:

$$D_2 = 1,3 \sqrt{\frac{Q}{c_1}},$$

w którym Q oznacza ilość powietrza w $m^3/\text{sek.}$, c_1 jego prędkość dopływową (zazwyczaj $c_1 = 8$ do 10 $m/\text{sek.}$).

Prędkość obwodowa będzie:

$$u = f \sqrt{h g v},$$

a przy średnich warunkach (podł. tabl. II str. 282) dla $v = 0,8$ m^3/kg

$$u = 2,8 f \sqrt{h}.$$

Dla dmuchawy śrubowej La Motte'a jest $f = 1,9$ do $4,5$,
 „ wirników śrubowatych o skrzydł. płaskich „ $f = 2,8$ do $3,5$,
 „ „ „ „ „ wichrowat. „ $f = 2,2$ do $2,9$.

Potrzebna moc w MK będzie:

$$N = \frac{Qh}{75 \eta}, \text{ przyczem bywa } \eta = 0,2 \text{ do } 0,3.$$

Daleko wyższą sprawność, bo $\eta = 0,5$ do $0,6$, posiadają wspomniane już powyżej przewietrzniki systemu Pelzer'a, będące typem przejściowym między odśrodkowymi, a śrubowatymi. Wirnik z łopatkami w kierunku promieni i dopływem jednostronnym posiada z tylnej strony osłonę pełną, w postaci stożka o wierzchołku skierowanym w stronę wnętrza wirnika. Od strony czerpiącej osłona wirnika jest pierścieniowata i składa się z bębna, oraz dostawionego doń stożka z podstawą w obwodzie zewnętrznym wirnika. Do łopatek dodano w obrębie wspomnianego bębna, jako czerpaki, skrzydła paraboloidalne, które stanowią niejako przewietrzniki śrubowate, przypominający ustrój Blackman'a. Powietrze zaczerpnięte i wssane przez te skrzydła przechodzi między łopatki płaskie, promienisto

*) Wirnik przewietrzników odśrodkowych posiada łopatki na wzór kół wodnych, pomp odśrodkowych i t. p., natomiast u wirnika przewietrzników śrubowatych łopatki te nazywać będziemy skrzydłami tak z powodu pewnego podobieństwa w kształcie, jako też i pokrewnego poniekąd działania; zresztą i śmigła wiatraka niektórzy nazywają skrzydłami.

rozstawione, które stanowią drugą, odśrodkowo działającą część przewietrznika. Wylot powietrza na obwodzie.

Małe przewietrzniki tego ustroju budują w oponach lub oprawach żeliwnych, albo blaszanych, wielkie, do 5 m średnicy i więcej, przeważnie w oprawie wytworzonej przez samą ścianę, w którą się wstawiają, przyczem łożyska wspierają się na oddzielnych podporach murowanych lub żelaznych.

Przewietrzniki śrubowate

na spręż $h = 2$ do 6 mm słupa wodnego.

Średnica winika	Ilość powietrza	Ilość obrotów na min.	Moc potrzebna	Koło pasowe:		Waga	Średnica winika	Ilość powietrza	Ilość obrotów na min.	Moc potrzebna	Koło pasowe:		Waga
				średnica	szerokość						średnica	szerokość	
D_2 mm	60 Q m ³ /min	n_{max}	MK	mm	mm	kg	D_2 mm	60 Q m ³ /min	n_{max}	MK	mm	mm	kg
200	15	2500	0,05	40	50	12	1200	650	500	3,0	300	125	425
250	25	2300	0,11	60	50	20	1500	1000	400	4,0	400	150	720
300	40	2000	0,20	80	60	27	1750	1400	350	5,5	500	150	1000
400	65	1500	0,30	100	60	40	2000	1800	300	7,0	550	150	1125
500	105	1200	0,50	125	60	75	2350	2325	260	9,5	650	150	1350
650	190	900	0,90	150	80	135	2500	2850	230	11,5	700	160	1800
800	280	800	1,50	200	100	200	2750	3400	215	13,5	800	180	2000
1000	450	600	2,20	250	120	300	3000	4150	200	16,5	830	200	2500

Uwaga: Przewietrzniki powyższe budują się w mocnej oprawie pierścieniowej z obustronnymi kołnierzami dla lepszego zamurowania w ścianę i z nadlaniami nóżkami do ustawienia na podłożu lub wspornikach. Zazwyczaj budują je na obrót w prawo, patrząc od strony koła pasowego, i z dopływem powietrza od strony przeciwległej.

C. Dmuchawy tłokowe i kompresory (sprężnice).

a. Oznaczenie rozmiarów.

Oznaczamy przez:

F pole tłoka w cylindrze dmuchawy, z potrąceniem przekroju tłoczyska, w m² (a więc skuteczne pole tłoka),

s skok w m,

D średnicę tłoka w m,

d średnicę tłoczyska w m,

G wydatek powietrza na wagę w kg/sek. (por. str. 280 i nast.*),

Q wydatek objętościowy powietrza w m³/sek., sprawdzony do temperatury 0° i prężności 760 mm sł. rt.

$v = 1 : 7$ objętość właściwą powietrza, p. tabl. II na str. 282,

β spóliczynnik, którego wartości podaje tabl. III na str. 282,

*) Ilości wiatru i t. p. z dmuchaw wielkopieczowych. oraz dmuchaw besemorni, tomasowni i t. p. Tom II, Dział XIII, Kuźnictwo.

- λ skuteczność objętościową, t. j. stosunek wydatku objętościowego na jeden skok do objętości przebieżonej przez tłok, czyli do objętości skoku,
 n ilość obrotów na min.,
 i ($= 1$, wzgl. 2) liczbę określającą, czy dmuchawa jest o działaniu pojedynczym, czy też podwójnym,
 a otrzymamy dla dmuchaw jednocylindrowych wzór:

$$s R = \frac{60 G v}{i \lambda n} = \frac{60 Q}{i \beta \lambda n}, *)$$

w którym $F = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2)$ dla obustronnie } przechodzącego
 $R = \frac{1}{4} \pi (D^2 - \frac{1}{2} d^2)$ dla jednostronnie } tłoczyska.

W dmuchawach bliźniaczych lub trojacznych za Q trzeba podstawiać wartości $\frac{1}{2} Q$, wzgl. $\frac{1}{3} Q$.

Średnia prędkość tłoka, $c = \frac{2 n s}{60}$, bywa w dmuchawach zazwyczaj $= 1$ do $1,5$ m/sek., wyjątkowo zaś, przy starannem wykonaniu do $c = 2$ m/sek.

Dmuchawy w stalowniach micwają i większe prędkości tłoka $c \geq 2$ m/sek., przyczem $n = 30$ do 50 .

W dmuchawach wielkopiecowych bywa:

przy silnikach wahakowych s do 3 m, a $n = 10$ do 15 ,
 „ „ stojących $s = 1$ do $1,5$, a $n = 20$ do 30 ,
 „ „ leżących $s < 2$ m, a $n = 30$ do 40 .

Skuteczność objętościowa λ zależy od szczelności tłoka i zaworów, a zmniejsza się nadto wskutek straty prężności powietrza przy przechodzeniu przez zawory ssawne, zwłaszcza zaś wskutek rozprężania się powietrza w przestrzeń szkodliwą. Wpływ w końcu wspomniany wypada oddzielnie uwzględnić w obliczeniach przy wyższych sprężach. Mamy:

$$\lambda = \psi \chi,$$

czynnik ψ przedstawia stosunek $s_1 : s$ (p. rys. 603), a przy stopniowym sprężaniu $s_1' : s$ (p. rys. 604, str. 793), czyli stosunek drogi s_1 tłoka przy otwartych zaworach ssawnych do całej długości skoku s , czynnik χ natomiast ma uwzględniać resztę strat. W dmuchawach i kompresorach (sprężnicach) do stalowni liczą $\chi = 0,9$, w wielkopiecowych $\lambda = \psi \chi = 0,9$ do $0,95$.

Niezależnie od strat w samej dmuchawie, ogólna skuteczność objętościowa λ pogarsza się jeszcze przez straty w przewodach i ogrzewaczach wiatru. zależnie od jakości i stanu tych urządzeń.

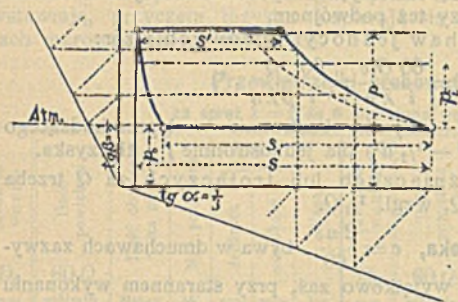
b. Oznaczenie mocy potrzebnej.

Ze składowych części pracy, wyszczególnionych dla dmuchaw na str. 780, zasługuje tu na uwzględnienie przedewszystkiem praca sprę-

*) Jeśli dmuchawa spręża powietrze stopniowo w kilku cylindrach, to wzór powyższy określa wymiary wielkiego cylindra.

żania i przetłaczania, podczas gdy praca dodatkowa w celu nadania prędkości strumieniowi wiatru, oraz na przewyżczenie oporów zaworowych, dolicza się wprost do oporów szkodliwych.

Rys. 603.



O ile nie zastosujemy bardzo skutecznego chłodzenia, to sprężanie będzie adiabatyczne (p. str. 291). W celu utrzymania w lepszym stanie powierzchni cylindra chłodzi jego ścianki, np. w dmuchawach stalowni; w kompresorach zaś na wyższe sprężenie okazało się skutecznym chłodzenie przez wprowadzanie (wraz

z powietrzem) wody rozpylonej do wnętrza cylindra.

Dla określenia potrzebnej mocy wykreślamy przede wszystkim wykres ciśnień (rys. 603), w którym pręężność ssania p_1 zmniejszamy o 2 do 3%, względnie do istotnej pręężności p_0 powietrza zewnętrznego, a pręężność tłoczenia p_2 zwiększamy o 3 do 5%, względnie do istotnej pręężności p w przestrzeni tłoczonej.

Mamy tu na myśli pręężność tłoczenia tuż przy dmuchawie, gdyż pręężność w końcu przewodu zmniejsza się w miarę oporów napotykanym w przewodzie (p. str. 300). A zatem jako pręężność tłoczną w przestrzeni tłoczonej przy dmuchawie należy liczyć pręężność w końcu przewodu, zwiększoną o stratę pręężności, niezbędną na przewyżczanie oporów w przewodzie.

Krzywą sprężania wykreślamy w sposób podany na str. 289, przyczem, stosując wartość $\operatorname{tg} \alpha = 1/3$, $\operatorname{tg} \beta = 1/2$, zbliżamy się do wzoru $p v^{1,41} = \text{stałej}$ (adiabata), który możemy słusznie stosować do dmuchaw bez skutecznego chłodzenia.

Przy zastosowaniu chłodzenia skutecznego sprężanie powietrza następuje podług wzorów: $p v^{1,3}$ do $p v^{1,2} = \text{stałej}$. Obrawszy natomiast wartość $\operatorname{tg} \alpha = 0,2$, otrzymamy $\operatorname{tg} \beta = 0,267$ do $0,245$, zgodnie z powyższymi wzorami na sprężanie. Jeżeli nadto podług wzorów poniżej podanych obliczymy jeszcze wartości s' i s_1 , to możemy wykreślić krzywą sprężania, znając już jej punkty końcowe, a mianowicie przez wykreślanie dowolnej ilości punktów pośrednich na podstawie zasady następującej: Średnia geometryczna rzędnych dwóch dowolnych punktów krzywej i średnia geometryczna odciętych tychże dwóch punktów są rzędną i odciętą szukanego punktu pośredniego krzywej sprężania. *)

Rozprężanie w przestrzeni szkodliwej można określać na zasadzie prawa Mariotte'a (str. 276).

*) M. Tolle. Nowy sposób wykreślenia krzywej politropicznej, Z. d. V. d. Ing. 1894 str. 1456.

Z wielkości pola wykresu powyższego łatwo oznaczyć **średnią prężność nakreśloną** (indykowaną) p_i w cylindrze dmuchawy. Prężność tę można też obliczyć bezpośrednio podług wzoru:

$$p_i = \frac{n - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{n-1} \frac{s'}{s} p_2 - \frac{s_1}{s} p_1,$$

w którym n oznacza wykładnik wzoru na krzywą sprężania: $p v^n = \text{stała}$ (p. powyżej), a

$$\frac{s'}{s} = (1+m) \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} - m, \quad \text{oraz} \quad \frac{s_1}{s} = 1 + m - m \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}},$$

przyczem znów m oznacza stosunek objętości przestrzeni szkodliwej do objętości skoku $F s$.

Gdy cylindry dmuchawy i silnika mają jednakowe skoki i jeśli oznaczymy przez:

p_i' średnią prężność (ciśnienie) w cylindrze parowym w kg/cm^2 ,

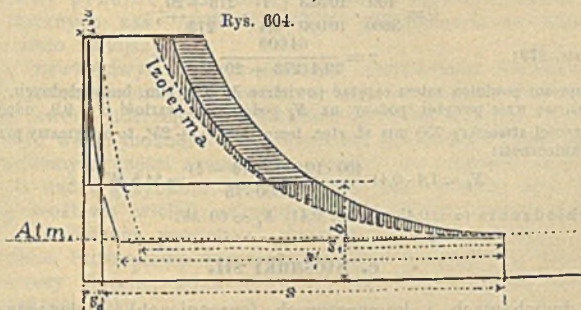
F' skuteczny przekrój tłoka dmuchawy w cm^2 ,

F'' skuteczny przekrój tłoka silnika parowego w cm^2 ,

η sprawność scału, to otrzymamy:

$$p_i' F' = \frac{1}{\eta} p_i F.$$

Rys. 604.



W wielkich dmuchawach wielkopieczowych bywa $\eta = 0,85$,*) w dmuchawach stalowni i w kompresorach (sprężnicach) $\eta = 0,75$ do $0,83$. Przy stopniowym sprężaniu w dwóch cylindrach (które zaleca się do wielkich kompresorów (sprężnic) o wysokim sprężu, tak w celu zaoszczędzenia pracy, jako też w celu równomierniejszego rozdziału sił), można liczyć, że w pośrodku (receiver) przy prawidłowym chłodzeniu powietrze powraca do temperatury początkowej**) i zgodnie z tem kreślić wykres (rys. 604, w którym pole poziomo zakreskowane przedstawia pracę zyskaną przez stopniowanie sprężania).

*) Trappen, Dingler's Polyt. Journ. 1885 Tom 256, str. 119.

**) A. Riedler, Verhandl. d. V. f. Gewerbeff. 1890, str. 294.

$$\text{Szacunkowo będzie: } N_i = \varepsilon \alpha \frac{Q}{\beta} \frac{10000(p-1)}{75},$$

jeśli Q i β zatrzymają znaczenie podane na str. 790, a nadto jeżeli oznaczymy przez:

N_i moc nakreślona silnika parowego w MK,

p prężność bezwzględna w przestrzeni tłocznej w kg/cm²,

ε współczynnik obejmujący już i sprawność, a mianowicie dla dmuchaw wielkopieczowych $\varepsilon = 1,3$ do $1,4$, dla dmuchaw do stalowni i dla kompresorów $\varepsilon = 1,35$ do $1,5$,

α współczynnik zależny od prężności i chłodzenia, a który przy braku chłodzenia można liczyć:

$$\text{dla } p = \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|} \hline 1,05 & 1,1 & 1,2 & 1,3 & 1,4 & 1,5 & 2 & 2,5 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 \text{ kg/cm}^2 \\ \hline \alpha = & 0,99 & 0,97 & 0,94 & 0,91 & 0,88 & 0,86 & 0,77 & 0,7 & 0,65 & 0,57 & 0,52 & 0,47 & 0,44; \\ \hline \end{array}$$

a w kompresorach (sprężnicach) skutecznie chłodzonych, ze sprężaniem w jednym cylindrze podług prawa $p v^{1,25} = \text{stałe}$.

$$\text{dla } p = \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|c|} \hline 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 \text{ kg/cm}^2 \\ \hline \alpha = & 0,61 & 0,53 & 0,48 & 0,43 & 0,4 & 0,37 & 0,34. \\ \hline \end{array}$$

Przykład. Mamy szacunkowo obliczyć moc potrzebną do kompresora, który pracuje ze sprężeniem pojedynczym (nie stopniowanym), a który ma wydawać na godz. 400 m³ powietrza sprwadzonego do 0° i 760 mm sł. rt. Spręż (nadciśnienie) na końcu przewodu o 50 mm średnicy w prześwicie i 1000 długości ma być 5 atm, a więc prężność bezwzględna 6 atm (kg/cm²). Zakładając średnią prężność w przewodzie 6,4 atm. i temperaturę +20°, obliczamy stratę prężności w przewodzie, podł. str. 300, na 0,76 atm. przyczem wo wzór ów nałoży podstawić wartości:

$$Q = \frac{400}{3600} \cdot \frac{10333}{10000} \cdot \frac{1}{6,4} \cdot \frac{273 + 20}{273},$$

a podł. str. 279:

$$\gamma = \frac{0,4000}{29,4(273 + 20)}$$

Kompresor powinien zatem sprężać powietrze do 6,76 atm. bezwzględnych.

Jeżeli we wzór powyżej podany na N_i podstawimy wartość $\beta = 0,9$, odpowiadającą prężności atmosfery 750 mm sł. rtęć. temperaturze +25°, to otrzymamy przy chłodzeniu skutecznem:

$$N_i = 1,4 \cdot 0,41 \frac{400 \cdot 10000 (6,76 - 1)}{0,9 \cdot 3600 \cdot 75} = 54,5 \text{ MK},$$

a bez chłodzenia ($\alpha = 0,45$ zamiast 0,41) $N_i \approx 60 \text{ MK}$.

c. Stosunki sił.

W dmuchawach i kompresorach (sprężnicach), zwłaszcza przy wysokich sprężach powietrza i znacznem rozprężaniu pary, siły działające podlegają silnym wahaniom, dochodząc przy końcach skoku (na zwrotach) do wartości bardzo znacznych. Tu bowiem największa prężność pary w cylindrze silnika pojawia się równocześnie z rozprężeniem powietrza w przestrzeń szkodliwą cylindra kompresora, działając skutecznie w tym samym kierunku. Wykres łącznego nacisku tłoków podł. rys. 477 str. 616, a obliczenie koła rozpędowego podług zasad podanych na str. 618 i nast., przyczem stopień niejednostajności: $\delta_s = 1:12$ do $1:20$, uważa się za wystarczający.

By uniknąć sumowania się nacisków obu tłoków na zwrocie, stosowano: wlot pozwrotowy; przestawienie korby silnika, względnie do korby dmuchawy; odpowietrzanie przestrzeni szkodliwej do przestrze-

ni ssawnej i t. p., lecz żaden z tych środków nie okazał się niezawodnym. Wytrzymałość napędu obliczamy podług nacisków największych, zużywanie się części pozostaje natomiast w prostym stosunku do średniej wartości nacisku.

Wpływ mas poruszanych staramy się wyrównoważyć przeciwwagami na kole rozpedowem, a jeśli się to okaże niewykonalnem, to wyrównoważenie możemy osiągnąć jeszcze innymi sposobami, jako to: nierównomiernym rozdziałem pary, o ile ustrój stawidła zapewnia trwałość takiego nierównomiernego nastawienia; albo też zmniejszamy skuteczny przekrój wierzchu tłoka, przeprowadzając dodatkowe tłoczysko jałowe, dostatecznej średnicy poprzez górną pokrywę cylindra.

d. Zawory i tłoki dmuchaw.

Zawory (p. str. 608 i nast.) Prędkości przepływu powietrza przez zawory zalecają się następujące:

$$u_{\max} = 15 \text{ do } 25 \text{ m/sek przez zawory ssawne,}$$

$$u_{\max} = 25 \text{ do } 35 \text{ m/sek przez zawory tłoczne,}$$

przyczem u_{\max} równa się $\frac{1}{2} \pi$ -krotnej prędkości średniej.

Strata prężności na przyspieszenie wynosi naówczas zaledwie 1% prężności ssania, wzgl. tłoczenia. Jeszcze większe prędkości na krótkich drogach i przy prawidłowym ustroju można uznać za dozwolone.

Ogólny przelot swobodny zaworów ssawnych bywa $\frac{1}{4}$ do $\frac{1}{8} F$, tłocznych zaś $\frac{1}{8}$ do $\frac{1}{12} F$; w dmuchawach do besemerni jeszcze nieco mniejszy.

Przy niewłaściwym ustroju zaworów naciśnienie niezbędne dla nadania przyspieszenia grzybkowi, w celu otwarcia zawora, oddziaływa swemi uderzeniami szkodliwie na części napędne. Aby więc zmniejszyć wedle możliwości owe uderzenia szkodliwe, należy nietylko masę ruchomych części zawora doprowadzić do możliwie małej wielkości, ale nadać grzybkowi zawora nadto taki kształt, aby przedstawiały możliwie wielkie, skuteczne pole (powierzchnię) działaniu owego naciśnienia powietrza. Zawory odciążone byłyby zatem niestosowne. Stosunkowo więcej baczości wymagają pod tym względem zawory tłoczne, gdyż otwierają się one podczas znaczniejszej prędkości tłoka.

Zamknięcie się zaworów powinno następować na zwrocie skoku, zwłaszcza przy uszczelnieniu metalowem, a to w celu zapobieżenia uderzeniom samych zaworów. W tym celu skok zawora powinien być mały (w dmuchawach do stalowni, przy siodłach metalowych, 5 do 12 mm), niezbędny przelot zaś wypadu wytworzyć przez dostatni obwód grzybków i wystarczającą ich ilość.

Zawory należałoby tak naciążyć, aby, w miarę zmniejszającej się prędkości tłoka przy zbliżaniu się ku końcowi skoku, zawór zaczął opadać. W tym celu obliczamy różnicę prężności ($p - p_1$), niezbędną do wytworzenia największej prędkości u_{\max} w przelocie zawora, uwzględniając i dławienie strumienia, a mianowicie ze wzoru:

$$p - p_1 = \frac{u_{\max}^2}{2g} \frac{p}{29,4 (273 + t) \varphi^2},$$

w który przy zaworach tłocznych podstawiamy: za p prężność bezwzględna, wytwarzaną przez kompresor, w atm.; za t temperaturę powietrza przepływającego, w stopniach; za φ spólczynnik prędkości (p. str. 294); $g = 9,81$ m/sek²; wreszcie

$$u_{\max} = \psi \frac{1}{\alpha} \frac{\pi}{2} c,$$

W wyrażeniu powyższem oznacza: α spólczynnik dławienia (p. str. 294), ψ stosunek pola tłoka do przelotu wszystkich zaworów, c średnią prędkość tłoka w m/sek. Przy zaworach ssawnych podstawiamy za p prężność atmosfery zewnętrznej, a więc $p \approx 1$ kg/cm².

Jeżeli f jest skutecznem polem powierzchni grzybka w cm², to nacisk powietrza na grzybek będzie: $P = (p - p_1) f$ i do tego też nacisku należy przystosować siłę zamykającą zawór. W celu możliwie skrajnego zmniejszenia masy części ruchomych zawora naciąga się go wedle potrzeby wyłącznie tylko sprężynami (obliczenie podł. 2. str. 417).

Uwagi powyższe stosują się zwłaszcza do dmuchaw szybkochojących, o wysokim sprężu i do kompresorów, ponieważ przy znacznych sprężach (z powodu złączonego z nimi silnego zagrzewania się powietrza) stosowanie szczeliw sprężystych (skóry, pilśni, gumy) jest wykluczone, a zatem uderzenia zaworów stają się dotkliwsiemi.

Do dmuchaw wielkopieczowych okazały się najwłaściwsiemi proste kłapy skórzane, bez wzmocnienia, oraz pilśniowe, obszyte skórą.

W dmuchawach do stalowni przy sprężu do 1 atm. można stosować jeszcze szczeliwo sprężyste w zaworach (pilśń wzmocnioną krążkami blaszanymi, albo sztuczny kauczuk, t. zw. Vulkanfibrę); jednakże przy używanych obecnie wyższych sprężach należy uszczelniać zawory na metal. *)

Zawory Riedler'a, o ruchu spętany, nawet przy zamykaniu zapobiegają uderzeniom zaworów, dla tego też dmuchawy z takimi zaworami mogą mieć szybszy bieg, a co zatem idzie i mniejsze rozmiary.

Zawory dmuchaw szybkochojących.

1. Zawory wodzone ustroju Lang-Hörbiger'a. **)

Grzybkim jest pierścień kołowy z cienkiej blachy stalowej, wodzony kilku cienkimi, giętkimi paskami stalowymi, przyczepionymi jednym końcem do pierścienia, drugim zaś do siodła zaworowego. Dla zmniejszenia uderzeń zaworów tłocznych (od niedawna i ssawnych) umieszczono tuż nad pierścieniem zaworowym, równolegle do niego, drugi pierścień stalowy, ku któremu pierścień zaworowy się podnosi, a powietrze zawarte między tymi dwoma pierścieniami służy za odbój.

*) G. Perl. Zawory dmuchaw, oraz stosunki ich ruchu, Z. d. V. d. Ing. 1895, str. 464 i nast.

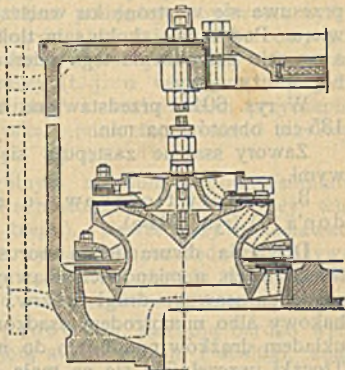
**) Z. d. V. d. Ing. 1901 str. 218; Stahl u. Eisen 1901 str. 503; Dingler's Pol. Journ. 1900 str. 390.

Rys. 604-a przedstawia urządzenie takiego zaworu, rys. 604-b zaś zawór na większe ilości powietrza, z przegrodą piętrową.

Rys. 604-a.

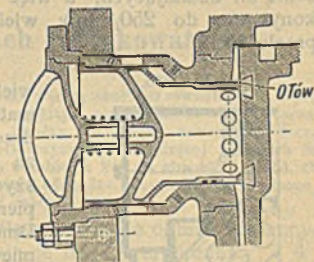
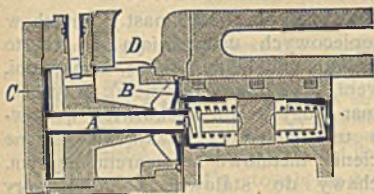


Rys. 604-b.

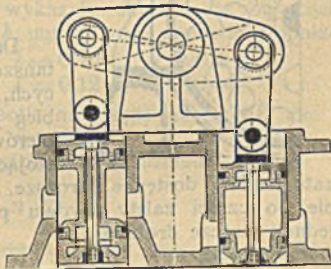


Rys. 604-c.

Rys. 604-d.



Rys. 604-e.



Zalety: Mała masa; pewne prowadzenie wodzikami, a więc bez tarcia; wielki przelot; prostota, bo bez stawidia.

2. Zawory zamykane tłokiem, ustroju Stumpfa*) (rys. 604-c).

Na wydrążonem wrzecionie *A* osadzono z jednego końca grzybek *B*, z drugiego większy tłoczek *C* w postaci krążka.

Podczas ssania prężność z przestrzeni tłocznej utrzymuje zawór na siedle, cisnąc od strony we-

*) Dingler 1900, str. 394; Stahl u. Eisen 1901, str. 501.

wewnętrznej na tłoczek *C*. Gdy zaś podczas tłoczenia prężność w cylindrze stanie się większą niż w przestrzeni tłocznej, natenczas działa ona na tylną stronę tłoczka *C*, za pośrednictwem przewodu w wydrążonym wrzecionie, a tłoczek, wraz z wrzecionem i grzybkim, przesuwają się w stronę ku wnętrzu cylindra, przez co zawór się otwiera. Pod koniec skoku sam tłok, uderzając o grzybek, zamyka go, a w celu złagodzenia tego uderzenia dodano w tłoku stosowny odboj sprężynujący.

W rys. 604-d przedstawiono nowszy ustrój na szybszy bieg, do 135-ciu obrotów na min.

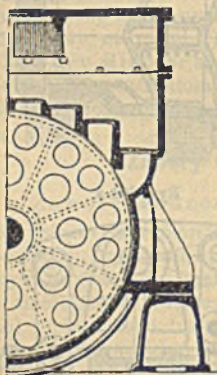
Zawory ssawne zastępują się tu przeważnie suwakami obrotowymi.

3. Zawory tłoczkowe o ruchu spętanym, ustroju Gordon'a **) (rys. 604-e).

Dźwignia dwuramienna porusza zawsze parę takich zaworów tłoczkowych, a mianowicie ssawnych lub tłocznych, albo też wreszcie jeden ssawny, drugi tłoczny. Dźwigni tej nadaje się zaś ruch wahakowy albo mimośrodem osadzonym na wale korbowym, albo też układem drążków podobnym do napędzających stawidło korliskowskie. Tłoczki uszczelniają się na małe ciśnienia przez dokładne doszlifowanie, na wielkie zaś przez podwójne pierścienie tłoczkowe.

Zalety: Uniknięcie uderzeń zaworowych; prostota; zrównoważenie sił działających, a więc możność wielkiej ilości obrotów (wykonywano do 250/min.); wielki skok zawora; szybkie otwieranie przelotów.

Rys. 605.



Tłoki (p. str. 542 i nast.) dmuchaw wielkopieczowych uszczelniają się często materiałami miękkimi (skórą, konopiami, drzewem, a zwłaszcza płótnem), przyczem za smar służy grafit, aczkolwiek w nowszych ustrojach przeważają szczelne pierścienie metalowe ze smarem olejnym. Dmuchawy do stalowni i kompresory miewają zawsze metalowe uszczelnienie tłoków.

e. Układ dmuchaw.

Dmuchawy leżące (rys. 605) są wogóle tańsze i łatwiejsze do obsługi od stojących, wymagają jednak więcej pracy na bieg jałowy, a cylindry ich ścierają się nierównomiernie (p. str. 548). Dmuchawy stojące nie mają wprawdzie tych wad, są zato trudniej dostępne i droższe. Dmuchawy wahakowe, łącząc w sobie po części zalety obydwu powyżej wspomnianych układów, są jednak jeszcze droższe.

**) Dingler 1900 str. 395.

W dmuchawach stojących znajduje się na wierzchu albo cylinder parowy, albo też wiatrowy; wypadaloby urządzić dolny cylinder tak, aby można było tłok jego wyciągnąć w dół. W celu zmniejszenia wysokości ustroju dmuchaw stojących stosują przeróżne sztuczne urządzenia jako to: mieszczą krzyżulec pomiędzy obydwoma cylindrami, rozwidlają (zdławiają) korbówód, układają wał korbowy pomiędzy cylindrami i t. p.: Wszystkie te sposoby okazały się mniej doskonałymi, aniżeli układ najprostszy (t. j. o wspólnem tłoczysku przechodzącem przez obydwaj cylindry, z korbowodem przyczepionym do dolnego końca tego tłoczyska), mimo to, że układ taki wymaga nader wielkiej wysokości.

Silnik napędzający podlega ogólnym zasadom budowy silników parowych. (Często przy dmuchawach stosowany pozwrotowy wlot pary nie nadaje się do szybkiego biegu). Nawet przy dmuchawach wielkopieczowych stawiają dziś już wymagania oszczędnego zużycia pary: gazy wielkopieczowe nie są bowiem obecnie tak mało cenne, jak dawniej, gdyż zużywają je przeważnie na ogrzewanie wiatru.

Kompresory bez kół rozpedowych marnują bardzo wiele pary, mimo to, zalecając się prostotą swego ustroju i obsługi, znajdują jednak szerokie zastosowanie, zwłaszcza gdy chodzi o względnie małe wydajności, np. w kolejnictwie do hamulców napędzanych sprężonym powietrzem i t. p.

D. Wietrzaki o tłokach zębnikowatych.

Dwa, zazwyczaj jednakowo tłoki zębnikowate wirują około osi równoległych, z prędkością jednakową, lecz w odwrotnym kierunku, zębiając się niejako ze sobą. Otacza je dokładnie przylegająca opona, a z przestrzeni między ich zębami zawartej wytłaczają one powietrze w kierunku prostopadłym do płaszczyzny przechodzącej przez ich osie. Obrisy zazębienia tłoków podlegają prawidłom zazębienia kół (p. str. 448 i nast.), chociaż prędkość jednakową obydwóch osi zapewniają oddzielne przyrządy, np. osadzone na osiach oddzielne koła zębate, o większej ilości zębów.

Wietrzaki Root'a stosują się w odlewnictwie, do ognisk kuziennych i do przewietrzania kopalń, a budują je do 7,6 m średnicy i 4 m szerokości tłoków zębnikowatych, zazwyczaj tylko dwuzębnych. Napęd przeważnie pasowy; małe wietrzaki można napędzać ręcznie lub nogą. Doświadczenia E. Hartig'a wykazały skuteczność objętościową λ i sprawność η , przy sprężu h mm sł. wod., zestawione poniżej:

$$\begin{array}{lll} h = 88 \text{ mm sł. wod.} & \lambda = 0,79 & \eta = 0,405 \\ h = 820 \text{ " " " } & \lambda = 0,12 & \eta = 0,143. \end{array}$$

A. Ledebur zaleca wietrzaki Root'a na sprężu aż do 400 mm sł. wod., przyczem bywa $\lambda = 0,75$, a $\eta = 0,45$.

Wydajność istotna w m³/sek będzie w przybliżeniu:

$$Q = \lambda \frac{n}{60} \pi R^2 B,$$

jeżeli przez n oznaczymy ilość obrotów na min., przez R największy promień, a przez B szerokość tłoka zębnikowatego, w m.

Wietrzaki Root'a jednej z fabryk niemieckich.

Nr. wietrzaka	Ilość obrotów na minutę	Do kopolaków				Do ognisk kuziennych				Średnica odpływu mm	Koła pasowe			Waga kg
		Waga żeliwa stopionego ton/godz.	Moc potrzebna przy sprężu		Ilość obsługiwanych dysz o prześwicie			Moc potrzebna MK	Ilość		Średnica	Szerokość		
			300 mm sł. wod.	450 mm sł. wod.	25 mm	30 mm	35 mm							
1	400	.	.	.	1 prz. 20 mm			0,1	40	1	75	60	40	
1 a	400	.	.	.	1	.	.	0,2	60	1	90	60	50	
2	400	.	.	.	2	1	.	0,3	80	1	100	80	80	
2 a	400	.	.	.	3	2	1	0,5	100	1	125	90	100	
3	400	.	.	.	6	4	3	0,8	125	1	200	100	200	
4	390	0,6 do 0,8	.	.	9	6	4	1,0	150	1	250	120	300	
5	380	1,1 " 1,4	.	.	15	11	8	1,5	175	1	300	130	420	
6	370	1,6 " 2,0	.	.	23	17	12	2,0	200	2	275	100	850	
7	325	2,4 " 2,8	.	.	35	25	18	3,0	225	2	300	110	1350	
8	320	3,0 " 3,6	.	.	45	32	24	4,0	250	2	325	110	1700	
9	300	4,0 " 5,0	.	.	60	43	31	5,5	300	2	350	120	2200	
10	280	5,2 " 6,5	.	.	80	58	42	7,0	325	2	400	130	2600	

Uwagi: Wietrzaki podane w tablicy mają żelazno tłoki ząbujące się z małym luzem. Wnętrze opony się nie smaruje. Nr. 1 do 5 napędzają się jednym pasem, są bez łożysk zewnętrznych, a osie zębiają się gryzowanemi kołami zębatego z odlewu kowalnego; w Nr. 6 do 10 każda oś napędza się oddzielnym pasem, poza każdym kołem pasowem jest jeszcze łożysko zewnętrzne, a osie zębiają się kołami żeliwnymi, o zębach struganych. Odpływ kierunku zazwyczaj w górę. Moc podana rozumie się dla samego wietrzaka, przy wskazanym sprężu, bez oporów pędni i przystawek. Wagi podano dla Nr. 1 do 6 bez, dla Nr. 7 do 10 łącznie z płytą posadową.

Wyższe spręża można osiągnąć wietrzakami takimi, uszczelniając powierzchnie względem siebie: **Wietrzakiem precyzyjnym** Encke'go można bez nadmiernych strat osiągnąć sprężu 750 mm sł. wod. przy pojedynczem uszczelnieniu, przy potrójnym sprężu zaś do 3000 mm sł. wod.

Wietrzaki Fabrye'go, zazwyczaj o dwóch, trójzębnych tłokach wirujących, miewają średnice tłoków do 4 m, przy szerokości 3 m. Jako niedające wyższych spręży używają się one przeważnie tylko do przewietrzania kopalń. Spręż stosowny $h > 20$ mm, zazwyczaj 40 do 60 mm sł. wod. Sprawność η do 0,5.

E. Dyszaki parowe.

Dyszaki parowe, czyli strumiennice parowe do powietrza (lub gazów), stosują się przeważnie jako wydyszaki (t. j. ssące) do ognisk, np. kopolaków, płomieniaków i t. p.; nadyszaki zaś (t. j. tłoczące) mogą znaleźć właściwe zastosowanie tylko tam, gdzie znaczne nawilżenie powietrza lub gazu nie jest szkodliwe (np. do gaziarek, t. j. generatorów gazu). Do palenisk nadmuchowych przy kotłach parowych stosują również dyszaki, a jedna z fabryk niemieckich wyrabia je (z odszumkami, oraz iglicami nastawnymi do pary lub bez nich) w 10-ciu wielkościach, o średnicach rur parowych 10 do 50 mm, a przewodach wiatru 100 do 700 mm w prześwicie.

Do pieców martynowskich stosują skrócone dyszaki nadmuchowe (do palenisk) o wydajności 20, 40 i 60 m³ wiatru/min.