KOMISJA WYDAWNICZA
TOW. BRATNIEJ POMOCY STUDENTÓW POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

Inż. IGNACY RADZISZEWSKI
PROFESOR POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

POMPY

KW BSP.
Nr 238

WARSZAWA — 1933

SKŁAD GŁÓWNY:
MIECZYSŁAW FUKSIEWICZ
Księgarnia Techniczno - Naukowa

P O M P Y.

Pompy należą do rzędu silnic, mających na celu podnoszenie lub przenoszenie płynów, naprz. wody z przestrzeni o niskiem ciśnieniu do przestrzeni o wysokiem ciśnieniu.

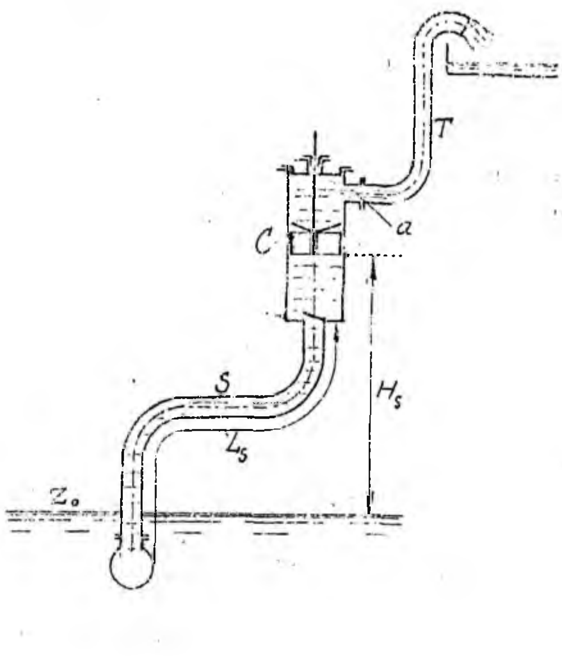
Poza t.zw. pompami jest jeszcze kilka innych odmiennych rodzajów tych silnic, które, jednak nie mają szerokiego zastosowania: naprz. koła z kubełkami lub korytkami, śruba Archimedesa, następnie t.zw. "pater noster" i t.d. Wysokie ciśnienie może powstawać 1/ z powodu ciężaru słupa wody / wieża ciśnień/ 2/ z powodu ciśnienia gazów lub pary / kotły parowe, akumulatory/, 3/ skutkiem oporów, spowodowanych tarciem / przy pędzeniu cieczy po rurze o znacznej długości/.

Zasadnicze działanie pompy polega na tem, że we wnętrzu komory pompy wytwarzane jest ciśnienie mniejsze niż nazewnątrz i dlatego ciśnienie zewnętrznej atmosfery wtłacza pewną ilość wody do wnętrza pompy; tu dzięki odpowiedniemu urządzenia, przy stosownym ruchu pewnych części pompy, zawarta w komorze pompy ciecz, podpada pod działanie większego ciśnienia, które wytłacza ją na miejsce przeznaczenia.

POMPY TŁOKOWE.

Najzwyklejsze działanie pompy uwidocznione jest na poniższym schemacie:

Po kilku lub kilkunastu ruchach tam i z powrotem tłoka, woda, lub wogóle płyn, podnosi się pod sam tłok.



Jak z tego widać, pompa działa:

1/ podnosząc płyn w rurze ssawnej S

2/ tłocząc płyn przez rurę tłoczną T.

Mogą być nieraz warunki takie, że czynności ssania pompa nie wykonywa wcale: Zachodzić to będzie wtedy, kiedy cylinder pompy C opuszczony jest pod zwierciadło wody dolnej $Z_0 Z_0$. W takim przypadku działanie pompy będzie tylko tłoczące.

W innym przypadku może zachodzić taka okoliczność, że rury T niema wcale i płyn wychodzi wprost otworem a , czyli wtedy działanie pompy będzie tylko ssące.

Widzimy, że, jeśli pompa ma działać prawidłowo, powinny być takie jej części:
a/ cylinder C , b/ tłok, poruszający się tam i z powrotem, c/ zawory, które pozwalają wodzie wykonywać ruch tylko we wskazanym kierunku; z tych zaworów powinien być jeden na ssaniu a drugi na tłoczeniu; d/ przewód ssawny, przez który woda dostaje się do pompy z dolnego zbiornika, e/ przewód tłoczny, f/ smok - zakończenie rury ssawnej, zaopatrzony w siatkę i bardzo często w zawór stopowy, g/ mechanizm do poruszania tłoka.

Pozatem, zazwyczaj, większe pompy posiadają uzbrojenie stosowne do celu, do jakiego pompa służy. O tem będzie niżej mowa.

Przedewszystkiem poznajmy działanie pompy w przewodzie ssawnym.

S S A N I E   P O M P Y.

Przy przesuwaniu się tłoka do góry, kiedy objętość pod tłokiem się zwiększa, zachodzi wtłoczenie cieczy przez atmosferę do przestrzeni, w której próżnia niemal $= 0$. Gdyby ruch zachodził bardzo powoli / bez znaczniejszych prędkości i przyśpieszeń/, wtedy ciecz z dolnego zbiornika mogłaby się podnieść na wysokość, jaka odpowiada ciśnieniu atmosfery. Jeśli mówić będziemy o wodzie, to ta wysokość dla różnych miejsc położonych nad poziomem morza wynosi / oznaczmy te wysokości przez A /:

miejsce położone nad morzem na m	0	100	200	300	400	500	1000	1500	2000
ciśnienie atmosfery w Am. słupa wodn.	10,33	10,2	10,08	9,97	9,83	9,72	9,16	8,63	8,13
ciśnienie atmosfery w cm. słupa rtęci.	76	75,1	74,2	73,3	72,4	71,6	67,4	63,5	59,8

Gdyby tłok stanął, wtedy woda podniosłaby się do podanej wysokości. Każdy inny płyn stanąłby do wysokości, jak wiemy, zwiększonej w stosunku $\frac{1000}{\gamma_o}$, gdzie γ_o jest ciężarem właściwym owego płynu / kg. w m^3/, a 1000 - ciężar wł.wody.

Wiemy dalej, że każdy płyn, a więc i woda przy każdej temperaturze wydzielają z siebie pary ; pary te przeszkadzają do podniesienia się na poprzednią wysokość, gdyż wywierają ciśnienie na powierzchnię podniesionej cieczy.

Jeśli mieć będziemy wodę, to ta, posiadając pewną temperaturę, jest w stanie wydzielić parę o ciśnieniu stosownem; wartość ciśnienia jest podana niżej; oznaczmy to ciśnienie, mierzone w słupach wody, przez B - dla właściwej temperatury.

Dla wody o temperaturze:	10°	20°	30°	40°	50°	60°	80°	100°
ciśnienie pary B w m.słupa wodnego.	0,125	0,236	0,429	0,75	1,25	2,02	4,824	10,33

Biorąc więc pod uwagę istnienie ciśnienia pary wodnej, znajdziemy największą wysokość, do jakiej woda może za tłokiem się podnieść, $= A - B$

Woda, jednak, dążąc po rurze ssawnej za tłokiem, nie jest, wogóle mówiąc, w spoczynku, lecz posiada prędkość uwarunkowaną tą prędkością, z jaką się porusza tłok. Prędkość tłoka w najniższym punkcie $= 0$; później ta prędkość wzrasta do pewnej granicy, a dalej maleje znów do zera, kiedy tłok dochodzi do górnej granicy swego skoku, czyli, że tłok porusza się z pewnem przyśpieszeniem. Jeśli chcemy osiągnąć działanie pompy bez uderzeń, woda powinna wydążać za tłokiem, czyli powinna istnieć pewna siła, którąby nadawała wodzie przyśpieszenie nie mniejsze, niż to, jakie w każdem miejscu posiada tłok; najczęściej przyśpieszenia te będą największe w tych miejscach, skąd tłok rozpoczyna swój ruch. Przypuśćmy, że w pewnem miejscu cylindra, na odległości x od najniższego położenia, prędkość tłoka $= v$, a przyśpieszenie jego $= a$; prędkość i przyśpieszenie wody w rurze ssawnej będzie inne, mianowicie większe w stosunku do pól przekroju tłoka i przewodu ssawnego $\frac{F}{F_s}$ t.j. $v_s = v\frac{F}{F_s}$ i $a_s = a\frac{F}{F_s}$. Jeśli oznaczymy długość przewodu ssawnego przez L_s, wtedy masa wody, poruszająca się z przyśpieszeniem a_s, będzie $\frac{L_s F_s \gamma}{g}$, a siła do tego potrzebna, obliczona na jednostkę pola, czyli ciśnienie $= \frac{L_s \cdot F_s \cdot \gamma}{g} \cdot a_s \cdot \frac{1}{F_s} = \frac{L_s \cdot a_s \cdot \gamma}{g}$ co odpowiada słupowi wody o wysokości $= \frac{L_s a_s}{g}$.

Niech tłok podniesie się o drogę x. Część cieczy, zawarta w cylindrze między zaworem ssawnym, a tłokiem posiada objętość $F \cdot x$; masa $= \frac{F \cdot x \cdot \gamma}{g}$, a siłę na jednostkę pola obliczoną, jaka powinna na tę ciecz działać, aby można było otrzymać przyśpieszenie a, znajdziemy : $\frac{F \cdot x \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{a}{F} = x \cdot a \cdot \frac{\gamma}{g}$; wysokość słupa wodn. $= \frac{x \cdot a}{g}$;

Ponieważ ciecz porusza się w przewodzie ssawnym, trzeba pewną wysokość zużyć na uzyskanie tej prędkości przez wodę; wysokość ta $= \frac{v_s^2}{2g}$; dalej pokonać trzeba jeszcze opory napotkane przez wodę, a więc: 1/ podczas przejścia przez smok /siatkę i zawór/; wysokość straconą na ten opór możemy oznaczyć przez $\xi_1 \frac{v_s^2}{2g}$; 2/ z powodu tarcia $\xi_2 \frac{v_s^2}{2g}$, 3/ przez zmiany kierunków i przekrojów: $\xi_3 \frac{v_s^2}{2g}$; 4/ przez zawór ssawny h_{sr}.

Reasumując poprzednio powiedziane, znajdujemy, że wodę w rurze ssawnej podnosi ciśnienie atmosferyczne A, zmniejszone o ciśnienie pary wodnej B, czyli $A-B$. Ciśnienie to powinno być zużyte na pokonanie wysokości, o jakich wyżej mowa, jeśli woda ma mieć przyśpieszenie a w cylindrze, a więc:

$$A-B = H_s + \frac{v_s^2}{2g} + \frac{L_s \cdot a_s}{g} + \frac{x \cdot a}{g} + (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3)\frac{v_s^2}{2g} + h_{sr}$$

albo ponieważ $a_s = a \frac{F}{F_s}$, więc:

$$A-B = H_s + \frac{v_s^2}{2g}(1 + \xi_1 + \xi_2 + \xi_3) + a\frac{1}{g}\left[L_s \frac{F}{F_s} + x\right] + h_{sr}$$

stąd znajdziemy przyśpieszenie wody a , jakie ta otrzymać mogłaby w momencie, kiedy tłok, znajdujący się na odległości x od krańcowego położenia, będzie w jednej chwili odsunięty dalej i woda pozostawiona pod działaniem siły $A-B$.

$$a = \frac{A - B - H_s - \frac{v_s^2}{2g}(1 + \Sigma \xi) - h_{sr}}{L_s \frac{F}{F_s} + x} \cdot g$$

Z tego wzoru będziemy mogli określić dla każdego x /oznaczającego chwilowe położenie tłoka/ osiągalne przyśpieszenie wody a.

Przyśpieszenie to nigdzie nie powinno być mniejsze od przyśpieszenia tłoka. Poznajmy teraz to przyśpieszenie tłoka.

Jeśli mamy tłok, poruszany od mechanizmu korbowego, przyśpieszenie tłoka znajdziemy:

Droga $x = r(1 - \cos\varphi) + \frac{r^2}{2L}\sin^2\varphi$;

stąd prędkość $v = \frac{dx}{dt}$

$$v = r\sin\varphi\frac{d\varphi}{dt} + \frac{r^2}{2L}\cdot 2\sin\varphi\cdot\cos\varphi\cdot\frac{d\varphi}{dt}$$; niech $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$

$$v = r\cdot\sin\varphi\cdot\omega + \frac{r^2}{2L}\cdot 2\omega\sin\varphi\cdot\cos\varphi$$

ponieważ $r\cdot\omega = u$, więc $v = u\sin\varphi + \frac{u\cdot r}{L}\sin\varphi\cdot\cos\varphi$;

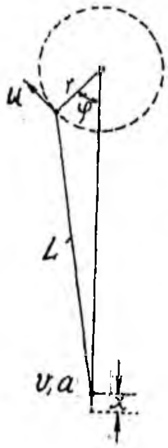
a następnie przyśpieszenie:

$$b = \frac{dv}{dt} = u\cos\varphi\cdot\frac{d\varphi}{dt} + \frac{ur}{L}(\cos^2\varphi - \sin^2\varphi)\frac{d\varphi}{dt} =$$
$$= \frac{u^2}{r}\left(\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi\right);$$

w lewym martwym punkcie, kiedy $\varphi = 0$, wtedy $b_0 = \frac{u^2}{r}\left(1 + \frac{r}{L}\right)$; w prawym martwym punkcie, kiedy $\varphi = \pi$

$$b_\pi = \frac{u^2}{r}\left(-1 + \frac{r}{L}\right) = -\frac{u^2}{r}\left(1 - \frac{r}{L}\right).$$

Zauważyć tu należy, że będzie pewne takie położenie korby, kiedy $b = 0$; stosowną wartość na φ znajdziemy z równania $\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi = 0$, a stąd $\varphi = \sim 79°$, czyli cokolwiek wcześniej przed połową skoku /połowa skoku zachodzi przy $\varphi = \infty 84°20'$ /.



Znalezione przyśpieszenia tłoka będą największe, jakie kiedykolwiek tłok osiągnąć może; z tych dwóch b_0 większe niż b_π. Jeśli przyjmiemy najczęściej spotykany stosunek $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$, znajdziemy, że

$$b_0 = \frac{u^2}{r}(1+0,2) = 1,2\frac{u^2}{r}; \text{ zaś}$$

$$b_\pi = -\frac{u^2}{r}(1-0,2) = -0,8\frac{u^2}{r}.$$

Możemy więc powiedzieć, że przyśpieszenie tłoka będzie bezwzględnie największe w tym martwym punkcie, który jest położony dalej od osi korby.

Warunek, aby słup wody podczas ssania zawsze dotykał właściwej strony tłoka, spełniony będzie, jeśli przyśpieszenie słupa wody w każdem miejscu będzie takie samo, jak przyśpieszenie tłoka, albo, dla pewności, większe, czyli, że zawsze powinna zachodzić zależność : $b \leq a$

Przyśpieszenie b /tłoka/ zmienia się od max. $1,2\frac{u^2}{r}$; około środka skoku przybiera wartość $= 0$; dalej zmniejsza się wciąż aż do $-0,8\frac{u^2}{r}$.

Przyśpieszenie a /wody/ największe będzie na początku, kiedy prędkość wody v_s jest $= \infty 0$, a następnie a maleje zwolna.

Jeśli więc a przy początku skoku tłoka będzie większe niż b, to jest wszelka pewność, że i dalej a pozostanie $>$ niż b ; to znaczy, że warunek, iżby woda nie odchodziła od tłoka /aby nie było uderzeń/ stanowić będzie :

$$a_0 \geqslant b_0$$

zaś a_0 znajdziemy z wzoru na a, jeśli zauważymy, że U_s jest wtedy $= 0$ i $x = 0$;

czyli, że $a_0 = g\dfrac{A-B-H_s}{L_s\frac{F}{F_s}}$, a więc $g\dfrac{A-B-H_s}{L_s\frac{F}{F_s}}$ winno być $\geqslant 1{,}2\dfrac{u^2}{r}$; stąd łatwo znajdziemy liczbę obrotów korby: ponieważ $\dfrac{2\pi r n}{60} = u$, a dalej oznaczając $2r = s$ /skok tłoka/, otrzymamy, że

$$1{,}2\frac{u^2}{r} = 1{,}2\frac{2^2 \cdot \pi^2 r^2 n^2}{60^2 \cdot r} = 1{,}2\,\frac{s^2\pi^2 n^2 \cdot 2}{3600 \cdot s} =$$
$$= \frac{1{,}2 \cdot s\,\pi^2 n^2 \cdot 2}{3600} = \frac{s\,n^2}{150}$$ /przyjęto, że $\pi^2 = \backsim 10$ /.

Możemy więc napisać, że $\dfrac{s n^2}{150} \leq g\dfrac{A-B-H_s}{L_s\frac{F}{F_s}}$,

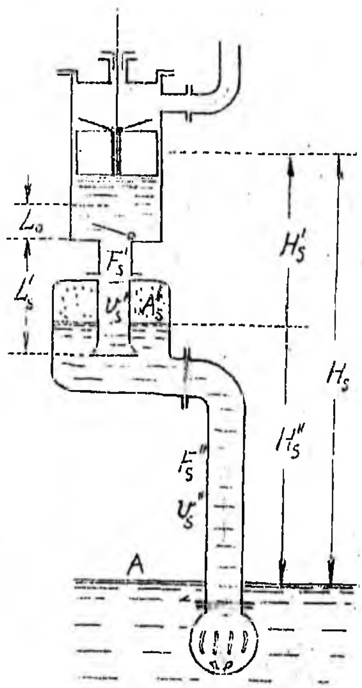
a stąd

$$n \leq \sqrt{\frac{150\,g(A-B-H_s)}{L_s \cdot \frac{F}{F_s} \cdot s}}.$$

Z tego ostatniego wzoru wnioskujemy, że n /liczba obrotów/ można powiększyć, jeśli 1/ zmniejszymy B t.j. będziemy pompować możliwie zimną wodę, 2/ Zmniejszymy wysokość ssania H_s ; 3/ Zmniejszymy długość przewodu ssawnego L_s ; 4/ Zwiększymy pole przekroju przewodu ssawnego F_s oraz 5/ Zmniejszymy długość skoku S .

Jeśli dostrzegamy, że przy ssaniu zachodzą uderzenia, wtedy, jeśli nie można zmniejszyć n , należy odpowiednie zmiany, jak to podano wyżej, porobić, aby można było n pozostawić.

Często bardzo stosowany jest, w celu powiększenia liczby obrotów, t.zw. powietrznik ssawny, który ustawia się jaknajbliżej cylindra. Działanie powietrznika wyraża się tem, że podlega przyśpieszeniu tylko ta część cieczy, jaka się znajduje między powietrznikiem, a cylindrem pompy, czyli, że wobec tego L_s znacznie się zmniejsza, pozwalając na znaczne nieraz zwiększenie liczby obrotów n . Rzeczywiście:



Niech pod zaworem ssawnym będzie umieszczony powietrznik częściowo napełniony powietrzem, częściowo wodą. Niech ciśnienie powietrza w powietrzniku będzie A_s'. Jeśli przyjmiemy, że powietrznik jest dość duży, wtedy poziom wody w nim wahać się będzie nieznacznie; część wody od dalszego zbiornika płynąć będzie prawie że jednostajnie do powietrznika, a druga część cieczy z powietrznika wstępować będzie do cylindra pompy, odbywając ruch zmienny.

Jeślibyśmy chcieli zastosować którekolwiek równanie z poprzednich do obecnego przypadku, należałoby zamiast A podstawić A_s'; ciśnienie B należy pozostawić bez zmiany; następnie zamiast v_s - wziąć v_s'; zamiast H_s i L_s - wziąć H_s' i L_s'; zam. F_s wziąć F_s'; wtedy równanie na a_o otrzyma kształt

$$a_o = g\frac{A_s' - B - H_s'}{L_s' \cdot \frac{F}{F'}}$$

podobnie napiszemy zależność dla n.

Aby widoczniejsza była różnica między przypadkami, kiedy mamy powietrznik, i kiedy odbywa się ruch bez niego, wprowadzimy w ostatnie równanie stosowne wielkości na A_s' w zależności od A:

Skorzystamy z tego, że ruch w przewodzie od zbiornika dolnego do powietrznika możemy uważać jako trwały; wtedy na zasadzie twierdzenia D.Bernoulliégo napiszemy $A = A_s' + H_s'' + \frac{v_s''^2}{2g} + \Sigma\xi\frac{v_s''^2}{2g}$

ponieważ $H_s'' = H_s - H_s'$, więc:

$$A = A_s' + H_s - H_s' + \frac{v_s''^2}{2g}(1+\Sigma\xi);\ \text{stąd:}$$

$$A_s' = A - H_s + H_s' - \frac{v_s''^2}{2g}(1+\Sigma\xi),\ \text{a zatem}$$

$$a_o = g\frac{A - H_s + H_s' - \frac{v_s''^2}{2g}(1+\Sigma\xi) - H_s' - B}{L_s' \cdot \frac{F}{F_s'}}$$

albo $$a_o = g \cdot \frac{A - B - H_s - \frac{v_s''^2}{2g}(1+\Sigma\xi)}{L_s' \frac{F}{F_s'}}$$

Porównajmy wartość otrzymanego obecnie przyśpieszenia a_o z poprzednio znalezionem, kiedy powietrznika nie było

kiedy niema powietrznika z powietrznikiem

$$a_o = g \cdot \frac{A - B - H_s}{L_s \frac{F}{F_s}} \quad \dots (1) \qquad a_o = g \frac{A - B - H_s - \frac{v_s''^2}{2g}(1+\Sigma\xi)}{L_s' \frac{F}{F_s'}} \quad \dots (2)$$

W równaniu /2/ v_s'', zwykle jest niewielkie $= 0{,}5 - 1{,}0 \frac{m}{sek}$ więc $\frac{v_s''^2}{2g}$ nie przekracza $0{,}05\,m.$; toż samo niewielkie są $\frac{v_s''^2}{2g}(1+\Sigma\xi)$; zatem liczniki /1/ i /2/ równania nie wiele się od siebie różnią.

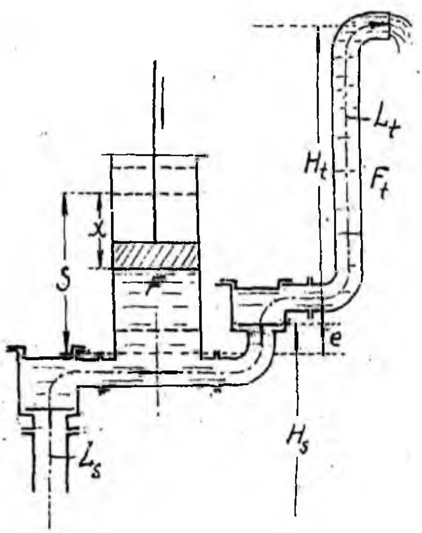
Natomiast mianowniki znacznie się mogą różnić, jeśli powietrznik umieścimy blisko cylindra /wtedy L_s' będzie bardzo małe/ i wtedy przyśpieszenie a_o przy istnieniu powietrznika może być znacznie zwiększone, czyli, że liczba obrotów pompy może być zwiększona. Również ten sam skutek wywrze zwiększenie F_s' w porównaniu z F_s, co się da łatwo uskutecznić, bez zbytniego kosztu, gdyż długość tej części przewodu jest niewielka $/ = \infty L_s' /$ i im krótsza, tem lepiej.

Wszystkie poprzednie rozumowania i dochodzenia dotyczą takich pomp, których tłoki poruszane są przez mechanizm korbowy.

Inaczej sprawa będzie się przedstawiać, jeśli tłok pompy związany będzie bezpośrednio z tłokiem parowym bez udziału koła zamachowego; naprz. w pompach Worthingtona. Tłoki tych pomp zwykle otrzymują na początku tak znaczne przyśpieszenia, że należy, prawie zawsze, spodziewać się oderwania się słupa cieczy od tłoka.

TŁOCZENIE POMPY.

Tłoczenie nastąpić może w chwilę po zmianie kierunku ruchu tłoka; pewien czas upływa, aż zawór ssawny się zamknie, wtedy otwiera się zawór tłoczny i woda jest wtłaczana do przewodu. Należy tu zbadać, czy w pewnym momencie słup wody w cylindrze nie oderwie się od tłoka.



Zajść to zjawisko może wtedy, kiedy przyśpieszenie tłoka przybiera taką wartość, iż prędkość tłoka będzie szybko zmniejszać się i stanie się mniejszą niż nadana przez tłok prędkość wody.

Należy więc zbadać warunki najniekorzystniejsze, kiedy to może zajść.

Przypuśćmy, że tłok znajduje się na odległości x od górnego położenia martwego; niech prędkość i przyśpieszenie tłoka będą v i b.

Prędkość i przyśpieszenie cieczy w tym momencie w przewodzie tłocznym niech będą v_t i a_t.

Jeśli w następnym momencie b się zmniejsza, powinno się zmniejszyć również przyśpieszenie cieczy w cylindrze / oznaczmy je przez a / i przyśpieszenie w przewodzie tłocznym a_t.

Zmniejszenie przyśpieszenia cieczy może zajść na skutek działania pewnych sił, zwalniających bieg cieczy, mianowicie:

1/ Ciśnienia atmosferycznego, działającego na wylot przewodu tłocznego. Ciśnienie to mierzymy słupem A.

2/ Ciśnienie od ciężaru słupa wodnego w przewodzie tłocznym. Ciśnienie to mierzymy słupem cieczy o wysokości

$$H_t + e - (S - x).$$

3/ Oporów, pokonywanych w przewodzie podczas ruchu cieczy, które ogólnie możemy przedstawić jako siłę mierzoną słupem cieczy o wysokości

$\frac{v_t^2}{2g}\sum\xi + h_{zt}$, gdzie h_{zt} oznacza wysokość, mierzącą siłę potrzebną do podnoszenia zaworu tłocznego.

Zachodzi teraz kwestja, jakie przyśpieszenie może być nadane cieczy, będącej w ruchu, przy działaniu wspomnianych sił.

Niech nieznane przyśpieszenie cieczy pod tłokiem $= a$, a w przewodzie tłocznym $= a_t$.

Siła do nadania przyśpieszenia a będzie:
w cylindrze masa cieczy $\frac{(S-x)F\gamma}{g}$;
siła $\frac{(S-x)F\gamma}{g}\cdot a$,
a wyrażona na jednostkę pola $\frac{(S-x)\gamma}{g}a$, zaś w słupach danej cieczy $\frac{(S-x)a}{g}$.

W przewodzie tłocznym: masa $= \frac{F_t L_t \gamma}{g}$;
siła $= \frac{F_t L_t \gamma}{g}\cdot a_t = \frac{F_t L_t \gamma}{g}\cdot a\frac{F}{F_t}$; na jednostkę pola siła $= \frac{L_t}{g}\gamma\cdot a\frac{F}{F_t}$, a w m.słupa cieczy $= \frac{L_t}{g}\cdot a\frac{F}{F_t}$. Zatem

$$A + H_t + e - (S-x) + \frac{v_t^2}{2g}\sum\xi + h_{zt} = \frac{a}{g}\left(S - x + L_t\frac{F}{F_t}\right).$$

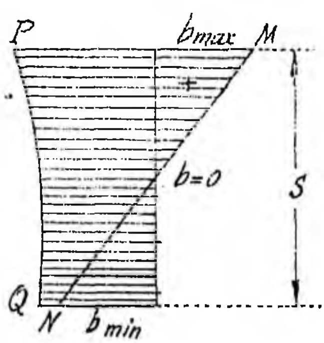
Stąd otrzymamy szukane przyśpieszenie cieczy, jakie ta otrzyma:

$$a = g\,\frac{A + H_t + e - (S-x) + \frac{v_t^2}{2g}\sum\xi + h_{zt}}{S - x + L_t\frac{F}{F_t}}.$$

Takie otrzymalibyśmy przyśpieszenie cieczy, gdyby tłok został raptownie wstrzymany, albo nawet momentalnie cofnięty.

Znajdźmy teraz najniebezpieczniejsze miejsce, w którem by ciecz mogła oderwać się od tłoka.

Przy ruchu tłoka na dół /kiedy rozpoczyna się tłoczenie wody/, największe przyśpieszenie tłoka jest



w martwem górnem położeniu; prędko następnie przyśpieszenie maleje, przy $\backsim \frac{S}{2}$ staje się $= 0$ i następnie przybiera wartości ujemne /wykres MN/; przyśpieszenie cieczy od początku tłoczenia będzie ujemne, gdyż siły przyśpieszające ciecz / w razie swobodnego ruchu/ działają w stronę przeciwną ruchowi tłoka, przy dalszym ruchu tłoka przyśpieszenie cieczy zmniejsza się / bezwzględnie biorąc/ w kierunku ujemnym, co można przedstawić wykresem PQ.

Na początku więc skoku nie może zajść oderwanie się cieczy od tłoka; może to zajść tylko pod koniec skoku. Najniebezpieczniejsze miejsce będzie w martwem położeniu tłoka, czyli wtedy, kiedy $x = S$.

Należy zatem sprawdzić, czy $b_0 < a_0$, gdyż w tym razie nie będzie oderwania się cieczy.

$$a_o = g\,\frac{A + e + H_t + h_{(z+)o}}{L_t\,\frac{F}{F_t}}\,,$$ gdyż $S = x$

i jednocześnie prędkość v_t staje się $= 0$;

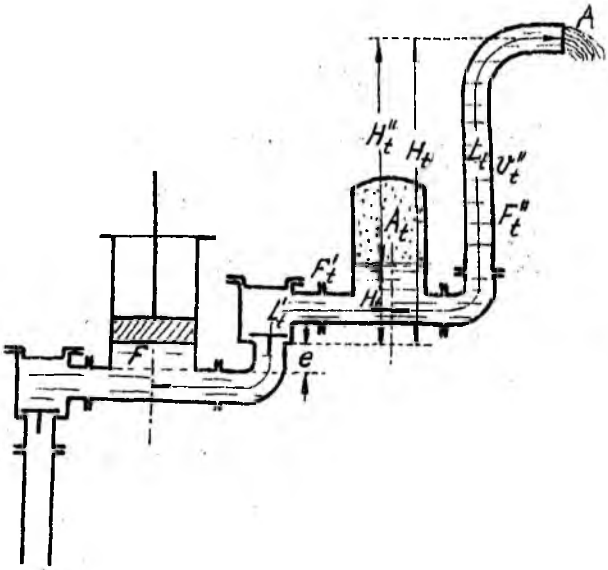
z drugiej strony wiemy, że $b_o = \frac{u^2}{r}\left(1 + \frac{r}{L}\right)$

zatem $$\frac{u^2}{r}\left(1 + \frac{r}{L}\right) \leq g\,\frac{A + e + H_t + h_{(z+)o}}{L_t\,\frac{F}{F_t}}$$

a stąd, przyjmując, że $\frac{r}{L} = \frac{1}{5} = 0,2$, . . znajdziemy

$$\frac{Sn^2}{150} \leq g\,\frac{A + e + H_t + h_{(z+)o}}{L_t\,\frac{F}{F_t}}$$

czyli, że n będzie można zwiększyć przez zmniejszenie L_t. Najpewniej da się to otrzymać, jeśli wstawimy w przewód powietrznik tłoczny.



Powietrznik zmieni nam równanie ostatnie w ten sposób:

$$a_o = \frac{Sn^2}{150} \leq$$

$$\leq g\,\frac{A_t + H_t' + e + h_{(z+)o}}{L_t'\,\frac{F}{F_t'}}$$

Chcąc wyrugować A_t, napiszemy równanie Bernoulli'ego.

$A_t = A + H_t'' + \frac{v_t''^2}{2g} + \frac{v_t''^2}{2g}\Sigma\xi$, a wtedy

$$a_0 = g\frac{A + H_t'' + H_t' + e + \frac{v''^2}{2g}(1+\Sigma\xi)}{L_t' \frac{F}{F_t'}} = g\frac{A + H_t + e + \frac{v_t''^2}{2g}(1+\Sigma\xi)}{L_t' \frac{F}{F_t'}}$$

zwykle $U_t'' = 1+2m$; wobec tego widzimy, że mianowniki nie wiele różnią się we wzorach na a_0 dla pompy z powietrznikiem i bez powietrznika: pozostaje tylko zmniejszenie w mianowniku L_t', co wpływa na możność zwiększenia n.

P O D Z I A Ł   P O M P   T Ł O K O W Y C H

Według działania

Pompy pojedyńczego działania ...... A.

" podwójnego " ...... B.

Według konstrukcji tłoków:

Pompy z tłokami tarczowemi .... a.

" " nurnikowemi .... b.

" " z zaworami .... c.

Według położenia osi:

" z osią cylindra pionową .... α.

" " poziomą β

następnie mogą być pompy o jednym lub kilku cylindrach 1,2,3.

Następnie odróżniać możemy pompy: ustawione na fundamencie lub umocowane na ścianie.

Dalej można odróżniać pompy od sposobu pędzenia naprz.ręcznie,od pasa, elektromotoru, parowe, poruszane wodą.

Wreszcie od przeznaczenia pompy: do studni głębokich lub płytkich, do zbiorników, do kotłów, do wodociągów, do kanalizacji, do osuszania i t.d.

Mogą więc być pompy $A a \alpha$, lub $A a \beta$, lub $B a \alpha$, $B a \beta$, $B b \alpha$ i t.d.

S C H E M A T Y :

POMPY POJEDYŃCZEGO DZIAŁANIA.

Ssanie zachodzi przy ruchu tłoka, „tam" - tłoczenie przy ruchu tłoka powrotnym.

Naprz.pompa, której schemat ostatnio był podawany,- należy do pomp $A a \alpha$.

Poniżej będzie pompa $A b \alpha$:

/pojedyńcz.dział.,nurnikowa z osią cylindra pionową/.

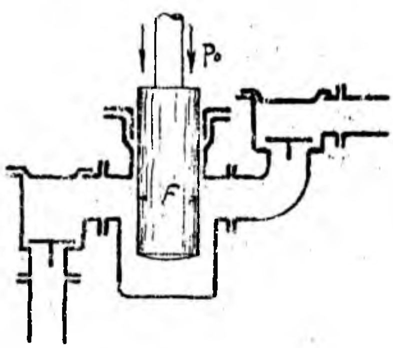
Przy ruchu tłoka do góry pompa ssie, przy ruchu na dół pompa tłoczy.

Wydajność pompy:	przy ruchu	pompa ssie	tłoczy.
	↑	$F \cdot S$	0
	↓	0	$F \cdot S$
Razem		$F \cdot S$	$F \cdot S$

Jeśli S = skok tłoka

n = liczba obr./min.

Przy jednym obrocie wydajność pompy w przewodzie tłocznym na sekundę $Q = \frac{F \cdot S \cdot n}{60}$;



w rzeczywistości pompa tej ilości dokładnie nie daje, a mniejszą

$$Q_0 = \lambda Q ,$$

gdzie λ - spółczynnik skuteczności objętościowej, gdyż cylinder nie zapełnia się całkowicie wodą: obecność powietrza i pary w wodzie, nieszczelność rury ssawnej-stąd powietrze wchodzi do wnętrza; spóźnione zamknięcie się zaworu ssawnego, nieszczelność tłoka, spóźnione zamknięcie się zaworu tłocznego.

λ zależy od pompy i może być $= 0,97 \div 0,99$ przy bardzo dobrych dużych pompach - wodociągowych.

$\lambda = 0,90 \div 0,95$ przy dobrych pompach fabrycznych

$\lambda = 0,85 \div 0,90$ przy małych pompach w dobrem wykonaniu.

Zgodnie z powyższem napiszemy, że rzeczywista wydajność pompy, podanej na sekundę $Q_o = \lambda \frac{F.s.n}{60}$.

Obliczmy teraz siły, jakie są potrzebne do poruszania tłoka tam i wstecz.

Przy ruchu tłoka do góry: (niech ciężar nurnika i trzona $= C$), pokonać trzeba siły skierowane

$\downarrow \; C + Fp_o$ $\qquad$ Wypadkowa: $R\downarrow = C + Fp_o - Fp_s$

$\uparrow \; Fp_s$ $\qquad\qquad\qquad\qquad = C + F(p_o - p_s)$.

Przy ruchu tłoka na dół, działają siły:

Wypadkowa:

$\downarrow \; C + Fp_o$ $\qquad R\uparrow = Fp_t - C - Fp_o$

$\uparrow \; Fp_t$ $\qquad\qquad\quad = F(p_t - p_o) - C$

Ogólnie biorąc wypadkowa $R\uparrow$ i $R\downarrow$ są różne. Tego rodzaju pompy są stosowane przy prasach hydraulicznych.

Obliczmy dla przykładu pracę, którą należy wykonać kiedy nurnik podnosi się do góry i schodzi z powrotem.

Praca ta =

$$= [C + F(p_o - p_s)]s + [F(p_t - p_o) - C]s,$$

albo

Praca = $F.s[p_o - p_s + p_t - p_o] = F.s(p_t - p_s)$;

Ponieważ

$p_t = p_o + \gamma(H_t + W_t)$ oraz

$p_s = p_o - \gamma(H_s + W_s)$, gdzie W_t i W_s są to wysokości oporów w przewodach tłocznym i ssawnym,

więc $p_t - p_s = p_o + \gamma(H_t + W_t) - p_o + \gamma(H_s + W_s)$.

Zatem praca szukana =

$$= F.s.\gamma(H_t + H_s + W_t + W_s) = F.s.\gamma(H + W),$$

gdzie $H = H_t + H_s$ = wysokości podnoszenia i

$W_t + W_s = W$ = sumie wszystkich oporów w przewodach tłocznym i ssawnym.

Wobec tego praca na minutę = $F.s.\gamma.n(H+W)$,

a na sekundę czyli t.zw. moc = $F.s.\gamma.\frac{n}{60}(H+W)$.

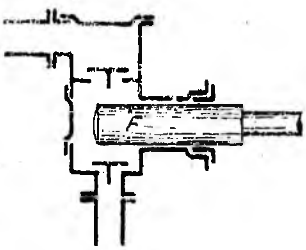
Ponieważ wydajność na sekundę $Q = \lambda\frac{F.s.n}{60}$, czyli

$\frac{F.s.n}{60} = \frac{Q}{\lambda}$, więc moc = $\gamma\frac{Q}{\lambda}(H+W)$.

Moc, wyrażona w koniach mechanicznych $N_i = \frac{\gamma Q}{\lambda \cdot 75}(H + W)$; po uwzględnieniu oporów, które trzeba pokonać w celu poruszenia pompy, otrzymamy moc w koniach $N = \frac{N_i}{\eta} = \frac{\gamma Q}{\lambda \cdot \eta \cdot 75}(H+W)$. KM

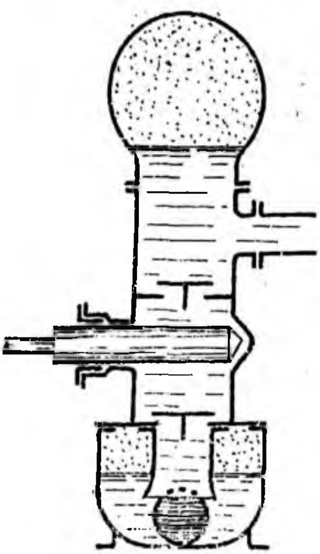
Spółczynnik η można przyjmować = 0,84 jeśli pompa jest bezpośrednio związana z silnikiem, oraz 0,8 , kiedy między pompą i silnikiem jest przekładnia pasowa.

Poniżej jest podany schemat pompy z leżącą osią cylindra.



Wydajność tej pompy na sekundę jest taka sama jak i poprzednia, t.j. $Q_o = \lambda \frac{F.s.n}{60}$.
Co się tyczy sił, jakie działać powinny przy poruszaniu nurnika, różnią się one od poprzednio znalezionych sił tem, że ciężar nurnika w tym przypadku wpływu na R nie ma.

Schemat pompy, jak powyższe, z zastosowaniem otworów powietrznych.



8 takie pompy złączone,przy ϕ nurnika 200 mm.,skoku 350 mm. i 92 obr./min., wykazują wydajność 2,75 m^3/min. przy ciśnieniu $\backsim$ 750 m. Pompy są poruszane od elektromotoru.

P O M P A   N U R N I K O W A

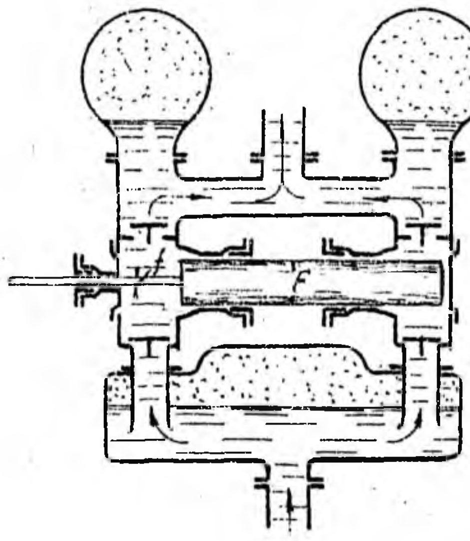
Z OSIĄ CYLINDRA POZIOMĄ, PODWÓJNEGO DZIAŁANIA.

Znajdźmy wydajność pompy.

Pompa przy ruchu	ssie	tłoczy
$\longrightarrow$	$(F-f)s$	$F \cdot s$
$\longleftarrow$	$F \cdot s$	$(F-f)s$
Razem	$(2F-f) \cdot s$	$(2F-f) \cdot s$

Zatem wydajność na 1 sekundę $Q=\lambda \cdot \frac{s \cdot n}{60}(2F-f)$.

Jednocześnie widzimy, że ilość wody, wytłoczonej przy każdym ze skoków /podczas jednego obrotu/ nie jest jednakowa i nie może być inaczej, gdyż $F s$ - wytłoczona przy ruchu $\longrightarrow$ zawsze większa od ilości $(F-f) \cdot s$, przytłoczonej przy ruchu $\longleftarrow$.



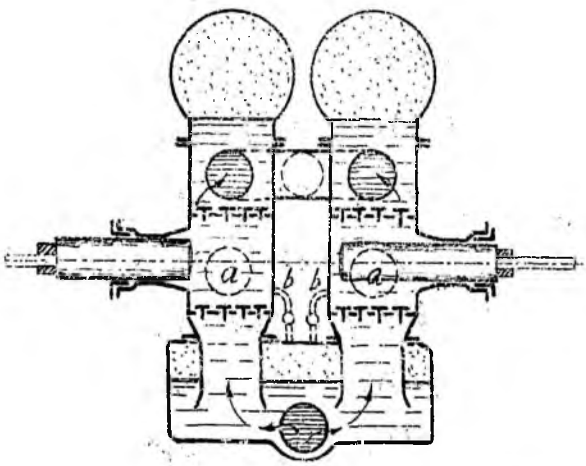
Pompy tego rodzaju stosowane są często jako pompy wodociągowe na znaczne wydajności.

Pompę nurnikową podwójnego działania nieraz budują, kombinując dwie pompy nurnikowe pojedyńczego działania - przyczem dławice odwrócone są na zewnątrz. Schemat takiej pompy - poniżej na rysunku.

Wydajność pompy. Znajdziemy:

przy ruchu nurnika	pompa ssie	i tłoczy
$\longrightarrow$	$F \cdot s$	$F \cdot s$
$\longleftarrow$	$F \cdot s$	$F \cdot s$
Razem	$2Fs$	$2Fs$

Na 1 sekundę więc $Q = \lambda \dfrac{2F s \cdot n}{60}$.



W tym typie pompy, przekroje nurników są lepiej wyzyskane, niż poprzednio. Oby-dwa nurniki poruszane są od wspólnej ramy zewnętrznej.

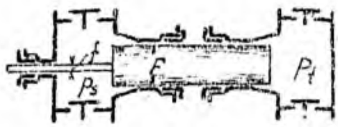
a, a - otwory do kontrolowania zaworów, b, b - komunikacja rurowa z kranami do zalewania przewodu ssawnego przy uruchomieniu pomp.

Obliczenie sił, działających wzdłuż osi tłoka, przy ruchu tam i wstecz, żadnych trudności nie przedstawia.

Zbadajmy to dla pierwszego typu / jeden nurnik/.

Przy ruchu nurnika	siły skierowane	
$\longrightarrow$	$\overrightarrow{f\cdot p_o + (F-f)p_s}$;	$\overleftarrow{F p_t + O}$;

gdzie O oznacza opory przy ruchu nurnika.



Stąd siła poruszająca

$$\overrightarrow{R} = Fp_t - fp_o - (F-f)p_s + O = $$
$$= F(p_t - p_s) + f(p_s - p_o) + O.$$

przy ruchu	siły, skierowane		
$\longleftarrow$	$\overrightarrow{fp_o + (F-f)p_t + O'}$	$\overleftarrow{Fp_s}$	i otrzymujemy

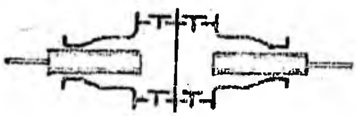
więc siłę poruszającą

$$\overleftarrow{R} = fp_o + (F-f)p_t + O' - Fp_s = F(p_t - p_s) - f(p_o - p_t) + O'.$$

Przyjmując, że $O = O'$ obie siły $\overrightarrow{R}$ i $\overleftarrow{R}$ będą różne, gdyż $p_s - p_o$ nie jest równe $p_o - p_t$.

W pompie drugiego typu będzie inaczej:

przy ruchu	siły	
$\longrightarrow$	$\overrightarrow{p_s F + p_o F}$	$\overleftarrow{p_t F + O + p_o F}$



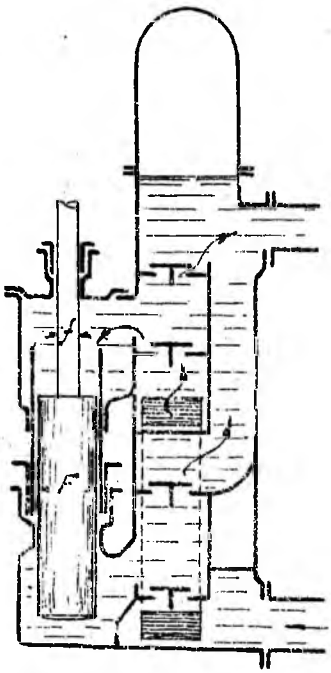
Zatem siła poruszająca

$$\overrightarrow{R} = p_t F + O + p_o F - p_s F - p_o F = $$
$$= F(p_t - p_s) + O.$$

Toż samo będzie i dla siły $\overleftarrow{R}$, czyli, że w pompach tego typu mamy jednakowe siły potrzebne do poruszania tłoka w jedną i drugą stronę.

Rozpatrzymy teraz schemat pompy nurnikowej pod-

wójnego działania o osi pionowej.



Wydajność tej pompy znajdzie się jak poprzednio

przy ruchu	pompa ssie	tłoczy
↑	$F \cdot s$	$(F-f) \cdot s$
↓	$(F-f)s$	$F \cdot s$

razem tłoczy .... $(2F-f)s$

na 1 sekundę rzeczywista wydajność $Q = \lambda \dfrac{(2F-f) \cdot s \cdot n}{60}$

Aby otrzymać siłę, potrzebną do poruszania tłoka w jedną i drugą stronę należy uwzględnić ciężar C **nurnika i trzona, mianowicie**

przy ruchu ↑ siła skierowana ↑ $= p_s F$

siła skierowana ↓ $= p_o f + p_t (F-f) + C + O$;

siła do poruszania ↑ zatem jest potrzebna:

$$\uparrow R = p_o f + p_t (F-f) + C + O - p_s F \text{ , albo}$$

$$\uparrow R = F(p_t - p_s) + f(p_o - p_t) + C + O.$$

Przy ruchu

↓ siła ↓ $= p_o f + p_s (F-f) + C$,

siła ↑ $= p_t F + O'$; **stąd siła, potrzebna do poruszania nurnika ↓ jest:**

$$\downarrow R = p_t F + O' - p_o f - p_s (F-f) - C \text{, albo}$$

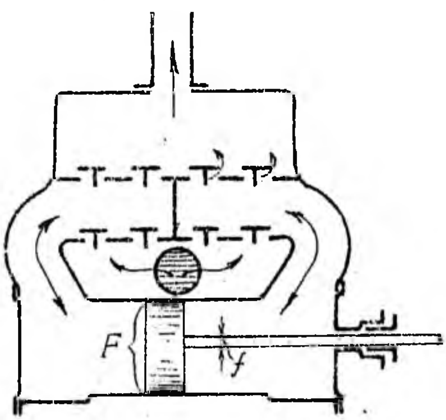
$$\downarrow R = F(p_t - p_s) + f(p_s - p_o) + O' - C.$$

995

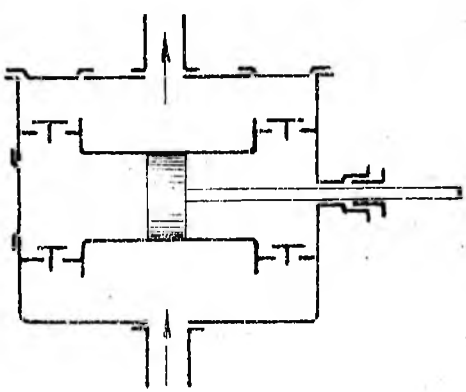
Mając ciśnienia średnie p_t, p_s oraz C ,łatwo porównać $\nmid R$ z $\nmid R$ jeśli przyjmiemy,że $O = O'$.

SCHEMAT POMPY PODWÓJNEGO DZIAŁANIA Z TŁOKIEM PEŁNYM,O OSI POZIOMEJ.

Wydajność tej pompy oraz siły potrzebne do poruszania tłoka są te same, co i dla pompy nurnikowej o osi poziomej, o czem się łatwo przekonać. Typ ten stosuje się w pompach Worthingtona.

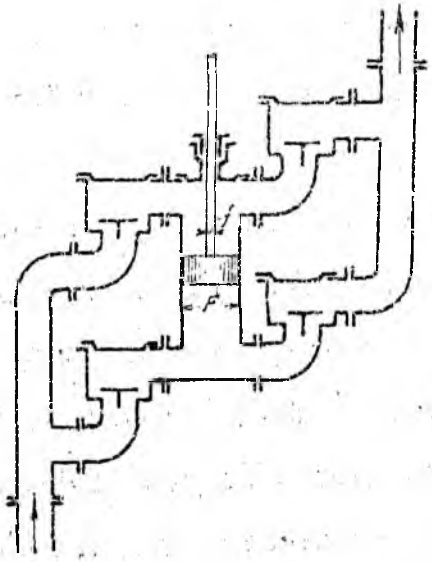


Inny typ pompy tegoż rodzaju będzie taki, jak na rysunku. Tego rodzaju budowa pompy stosowana jest dla małych i średniej wielkości pomp fabrycznych na umiarkowane ciśnienia. Przy większych ciśnieniach, uszczelnienie tłoka często zawodzi; ponieważ następnie kontrola nad stanem uszczelnienia tłoka jest b.trudna, dla tego też lepiej na znaczne ciśnienia stosować nurniki, które



łatwo jest kontrolować i następnie uszczelniać z zewnątrz. Ostatnio podany typ ma pewne pierwszeństwo przed poprzednim: w poprzednim typie woda odbywa bardziej zawikłaną drogę przy ruchu tłoka tam i wstecz, niż w pompie typu ostatniego.

Pompy podw.dział.z tłokiem pełnym mogą być również z osią pionową, jak to niżej wskazuje szkic.



Wydajność tej pompy jest taka sama, jak pompy z osią poziomą, mianowicie:

$$Q_o = \lambda \frac{sn}{60} (2F - f)$$

Co się tyczy sił, działających wzdłuż osi trzona, a mających poruszać tłok, różnić się będą one od sił dla pompy z osią poziomą o wyraz zależny od ciężaru tłoka i trzona:

Przy ruchu $\uparrow$ siły $\downarrow$ Fp_s

siły $\downarrow$ $(F-f)p_t + fp_o + C + O$

Siła potrzebna do przesunięcia tłoka $\uparrow$

$$R\uparrow = (F-f)p_t + fp_o + C + O - Fp_s =$$

$$= F(p_t - p_s) + f(p_o - p_t) + C + O$$

Przy ruchu

siły ↓ $(F-f)p_s + fp_o + C$;

siły ↑ $Fp_t + O'$;

a stąd otrzymamy siłę potrzebną do przesunięcia tłoka ↓

$$R\downarrow = Fp_t + O' - (F-f)p_s - fp_o - C,$$

albo $$= F(p_t - p_s) + f(p_s - p_o) + O' - C.$$

Wogóle $R\uparrow$ nie $= R\downarrow$

Porównywując siły R, określone dla pomp pojedyńczego i dla pomp podwójnego działania, znajdziemy:

Dla pompy nurnikowej z osią poziomą

/kiedy $O = O'$ /

<u>pojedyńczego</u> działania

różnica między $\overrightarrow{R}$ i $\overleftarrow{R} =$

$$= F(p_t - p_o) - F(p_o - p_s) =$$
$$= F(p_t - p_o - p_o + p_s) =$$
$$= F(p_t + p_s - 2p_o).$$

<u>podwójnego</u> działania

różnica między $\overrightarrow{R}$ i $\overleftarrow{R} =$

$$= F(p_t - p_s) + f(p_s - p_o) + O - F(p_t - p_s) - f(p_o - p_t) - O' =$$
$$= f(p_s - p_o - p_o + p_t) = f(-2p_o + p_t + p_s) =$$
$$= f(p_t + p_s - 2p_o)$$

Widzimy, że, ponieważ $F \gg f$, więc <u>różnica</u> sił, potrzebnych do poruszania tłoka tam i wstecz przy

---

pompach pojedyńczego działania jest większa niż przy pompach podwójnego działania i to mniej więcej w stosunku $\frac{F}{f}$

Pompy pojedyńczego działania wymagają najmniej 2 zaworów; pompy podwójnego działania najmniej 4 zaworów.

Obecnie rozpatrzymy pompy o dwóch zaworach, które jednak przy wykazywaniu jednego skoku ssą i tłoczą, a przy wykonywaniu drugiego tylko tłoczą.- Działanie takie pomp polega na tem, że nurnik zaopatrzony jest w cieńszy trzon, ale dość znacznych wymiarów; przyczem grubsza część nurnika znajduje się w tej części cylindra, gdzie są zawory. Pompy te nazywają się pompami różnicowemi. Budowane są one z osią poziomą,lub pionową. Schematy takich pomp, wydajność ich, oraz siły, działające wzdłuż osi tłoka, są podane niżej.

Pompa różnicowa z osią poziomą.

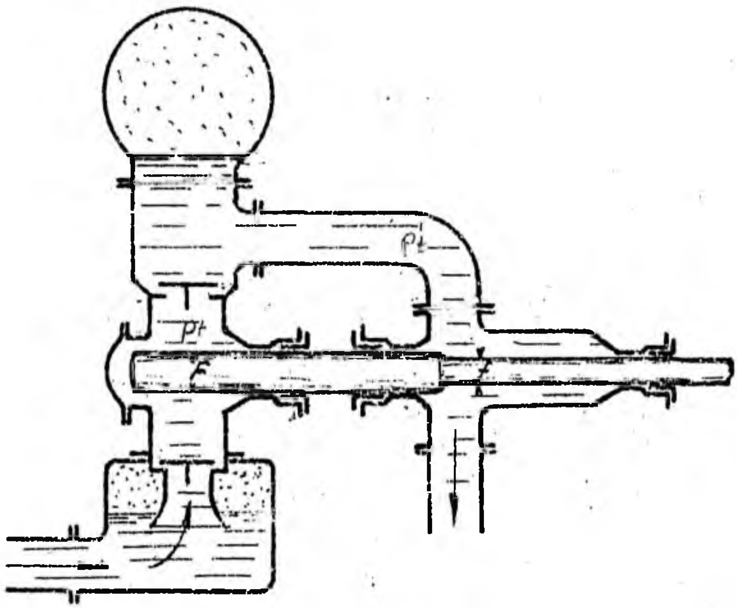
Przy ruchu $\longrightarrow$ pompa ssie i jednocześnie tłoczy; przy ruchu $\longleftarrow$ pompa tylko tłoczy.

Określmy wydajność pompy. Pompa

przy ruchu	ssie	tłoczy
→	$F\cdot s$	$(F-f)s$
←	0	$Fs-(F-f)s=fs$
Razem	Fs	$(F-f)s+Fs-(F-f)s=Fs$

Zatem rzeczywista wydajność na sek. będzie

$$Q=\lambda\frac{Fs\cdot n}{60}$$



W tych pompach łatwo osiągnąć, żeby ilość wody, wytłoczona w ciągu pierwszego i drugiego skoku, była jednakowa. Zajdzie to przy zachowaniu warunku:

$$(F-f)s=Fs-(F-f)s;$$

stąd znajdziemy:

$F_s = 2s(F-f)$, a dalej $f = F\left(1-\frac{1}{2}\right)$,

wtedy otrzymamy $f = 0{,}5\,F$.

Siły, które są potrzebne do poruszania nurnika przy ruchu jego na prawo

$\longrightarrow$,działają siły o locie $\longrightarrow$: $p_s F$;

. i o locie $\longleftarrow$: $p_o f + p_t'(F-f) + \Theta$;

więc siła $\vec{R}$, potrzebna do przesunięcia tłoka $\longrightarrow$

$$\vec{R} = p_o f + p_t'(F-f) - p_s F + \Theta,$$

albo

$$\vec{R} = F(p_t' - p_s) + f(p_o - p_t') + \Theta;$$

przyczem p_t' oznacza ciśnienie, panujące w przewodzie tłoczącym, za zaworem tłocznym /ciśnienie przed zaworem tłocznym - między nim a nurnikiem - oznaczamy przez p_t /.

Przy ruchu nurnika na lewo:

$\longleftarrow$, działają siły o locie $\longrightarrow$: $p_t F + \Theta'$;

$\longleftarrow$ $p_o f + p_t'(F-f)$;

więc siła $\overleftarrow{R}$ potrzebna do przesunięcia nurnika $\longleftarrow$

$$\overleftarrow{R} = p_t F - [p_o f + p_t'(F-f)] + \Theta' = F(p_t - p_t') + f(p_t' - p_o) + \Theta'.$$

Jeśli chcemy, aby $\vec{R} = \overleftarrow{R}$, trzeba, żeby /kiedy $\Theta \backsim \Theta'$/:

$$F(p_t' - p_s) + f(p_o - p_t') = F(p_t - p_t') + f(p_t' - p_o);$$

stąd

$$F(p_t' - p_s - p_t + p_t') = f(p_t' - p_o - p_o + p_t'),$$

albo

$$F(2p_t' - p_s - p_t) = f(2p_t' - 2p_o),$$

a więc

$$f = \frac{F}{2}\,\frac{2p_t' - p_t - p_s}{p_t' - p_o}.$$

Przy znacznych ciśnieniach p_t', można przyjąć, że $p_t = p_t'$ oraz p_s i p_o za małe i, opuszczając je, otrzymamy, że

$$f = \infty\,\frac{F}{2} = 0{,}5\,F.$$

Widzimy zatem, że kiedy przekrój trzona $= \infty 0{,}5$ przekroju nurnika, wtedy wydajność pompy przy każdym skoku jest prawie jednakowa, oraz siły, potrzebne do przesunięcia tłoka przy każdym skoku są prawie równe.

Jeśli ma być $f = \infty 0{,}5F$, to średnica trzona (d) i nurnika (D) powinny być: $d = 0{,}71\,D$.

Pompy różnicowe są wykonywane również z osią pionową. Schemat takiej pompy będzie następujący:

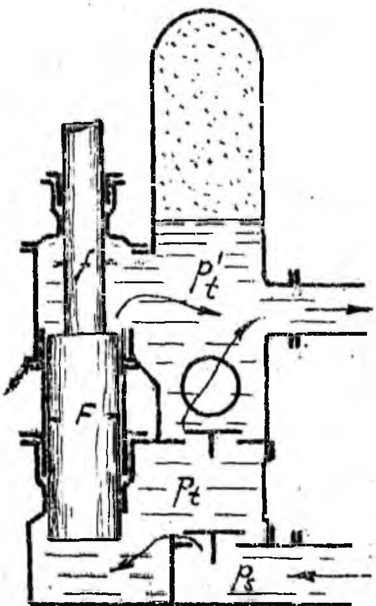
Wydajność pompy jest taka sama, jak poprzedniej.

Co się tyczy sił, które mają działać wzdłuż osi trzonu przy poruszaniu nurnika, będą one następujące:

Przy ruchu nurnika do góry:

siły $\uparrow$ Fp_s

siły $\downarrow$ $fp_0 + (F - f)p_t' + C + \Theta$;



Siła potrzebna do przesuwania:

$$R\uparrow = fp_0 + (F-f)p_t' - Fp_s + C + \Theta$$

albo

$$R\uparrow = F(p_t' - p_s) + f(p_0 - p_t') + C + \Theta$$

Podczas ruchu $\downarrow$ siły $\uparrow$ $Fp_t + \Theta'$

$\downarrow$ $fp_0 + C + (F-f)p_t'$

Siła potrzebna do przesunięcia:

$$R\downarrow = Fp_t + \Theta - fp_0 - C - (F-f)p_t'$$
$$= F(p_t - p_t') + f(p_t' - p_0) + \Theta - C$$

Jeśli ma być $R\uparrow = R\downarrow$, wtedy /przy $\Theta = \infty\ \Theta'$/

$$F(p_t' - p_s) + f(p_0 - p_t') + C = F(p_t - p_t') + f(p_t' - p_0) - C$$
$$2f(p_t' - p_0) = F(p_t' - p_s - p_t + p_t') + 2C$$

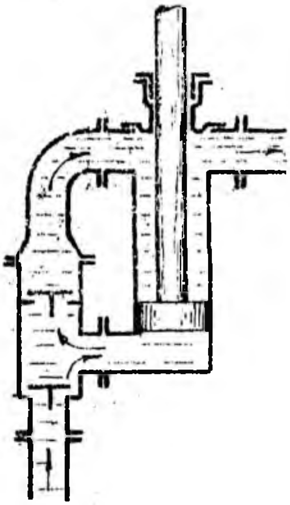
stąd

$$f = \frac{C + \frac{F}{2}(2p_t' - p_s - p_t)}{p_t' - p_0};$$

przy znacznym p_t', można p_0 i p_s opuścić, zaś p_t przyjąć $= p_t'$; wtedy

$$f = \frac{C}{p_t} + \frac{F}{2}.$$

Poniżej przedstawiona jest pompa różnicowa z tłokiem o osi pionowej.



Łatwo można sobie przedstawić takąż pompę z osią poziomą.

W praktyce spotykamy pompy różnicowe z tłokami, zaopatrzonemi w zawory. Pompy te stosowane są do głębokich studzien. Schemat takiej pompy jest jak niżej:

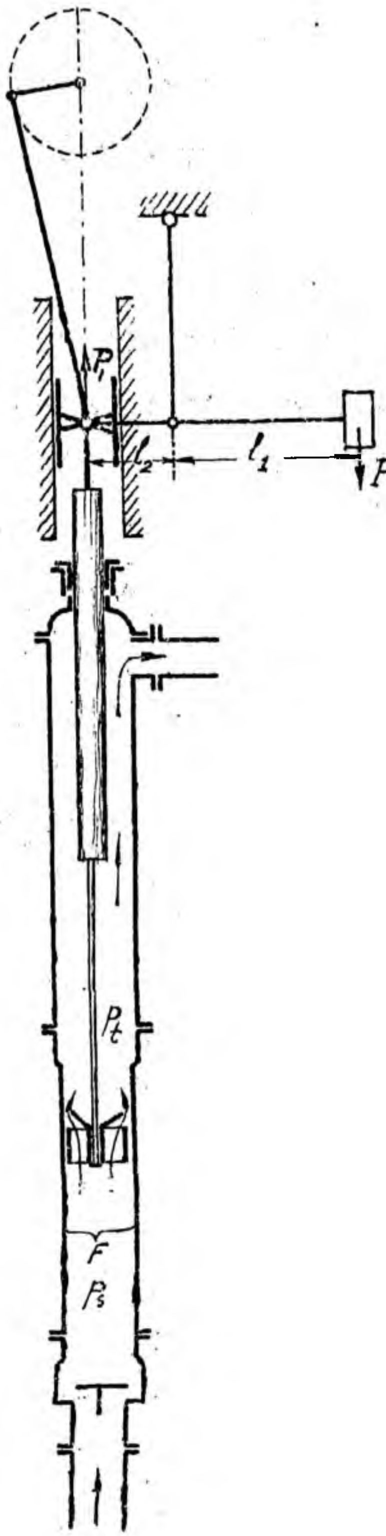
Wydajność pompy określimy w sposób podobny do poprzedniej:

podczas ruchu	pompa ssie	i tłoczy
↑	Fs	$(F-f)s$
↓	0	fs
Razem podczas 1 obrotu:	Fs	$(F-f+f)s=Fs$

Rzeczywista wydajność pompy na 1 sekundę wyniesie:

$$Q_0 = \lambda \frac{Fsn}{60}.$$

O siłach, które należy zastosować, aby nurnik w ruch wprowadzić, wypadnie szczegółowiej pomówić wobec tego, iż trzon, tu t.zw. żerdzina, jest znacz-



nej długości, a więc i poważnego ciężaru; w tym więc przypadku siły, do podnoszenia tłoka i do opuszczania go, zależą w znacznej mierze od głębokości studni. Dla zmniejszenia wpływu ciężaru żerdziny, stosuje się zazwyczaj przeciwciężar, złączony z żerdziną. W danym więc razie przeciwciężar wywierać będzie działanie ku górze, dążąc do podnoszenia żerdziny i tłoka. Niech to będzie siła P_1 skierowana zawsze do góry. Znajdźmy siły potrzebne do posuwania tłoka do góry:

siły $\uparrow$ $fp_t + Fp_s + P_1$

siły $\downarrow$ $Fp_t + fp_o + O + C$

C – oznacza ciężar

tłoka z żerdzinami /przekrój drągów, łączących nurnik z tłokiem, odrzucamy, jako nieznaczny /; stąd potrzebna siła

$$\uparrow R = Fp_t + fp_o + O + C - fp_t - Fp_s - P_1 ;$$

albo

$$\uparrow R = F(p_t - p_s) - f(p_t - p_o) + O - P_1 + C$$

jeśli przyjmiemy, że średnio

$$p_t = (A + H_t)\gamma \quad \text{i} \quad p_s = (A - H_s)\gamma ,$$

gdzie H_t i H_s są wysokościami tłoczenia i ssania,

wtedy znajdziemy:

$$\uparrow R = F(A + H_t - A + H_s)\gamma - f(A + H_t - A)\gamma + O + C - P_1 ;$$

albo

$$\uparrow R = F(H_t + H_s)\gamma - fH_t\gamma + O - P_1 + C .$$

W podobny sposób znajdziemy siłę, potrzebną do poruszania tłoka na dół:

siły $\downarrow fp_o + C$;

siły $\uparrow fp_t + P_1 + O'$; zatem $R\downarrow = fp_t + P_1 + O' - fp_o - C$;

inaczej $R\downarrow = f(A + H_t - A)\gamma + P_1 + O' - C$;

albo $R\downarrow = fH_t\gamma + P_1 - C + O'$

Z warunku, aby $R' = R'$, znajdziemy P_1, a stąd P, ponieważ $P = P_1 \frac{l_2}{l_1}$; niech $Q = \infty Q'$. Zatem

$$F(H_t + H_s)\gamma - fH_t\gamma + Q - P_1 + C = fH_t\gamma + P_1 - C + Q';$$

Stąd

$$2P_1 = F(H_t + H_s)\gamma - 2fH_t\gamma + 2C,$$

albo

$$P_1 = \frac{F}{2}(H_t + H_s)\gamma - fH_t\gamma + C,$$

więc

$$P = \frac{l_2}{l_1}\left[\frac{F}{2}(H_t + H_s)\gamma - fH_t\gamma + C\right];$$

ponieważ $H_t + H_s = H$ /wysokość całkowita podnoszenia/,

więc $$P = \frac{l_2}{l_1}\left[\frac{F}{2}\gamma H - f\gamma H_t + C\right];$$

z tego równania wynika, że P tem mniejsze, im f większe. W szczególnym przypadku musi być $P = 0$, kiedy

$$f\gamma H_t = \frac{F}{2}\gamma H + C,$$

czyli kiedy $$f = \frac{F}{2}\frac{H}{H_t} + \frac{C}{\gamma H_t},$$

W pompie powyższej, wydajność przy skoku tam będzie inna niż z powrotem, gdyż warunek do tego potrzebny jest, aby $f = \infty \frac{F}{2}$, co w danym razie nie zachodzi.

Jeżeli zaś mieć na celu jednakową wydajność pompy przy skoku tam i z powrotem, czyli kiedy $f = \frac{F}{2}$, wtedy taka pompa wymaga ustawienia przeciwciężaru, aby siły ↑ i ↓ były równe.

Jeśli $f = F$, wtedy działanie pompy będzie: przy ruchu na dół pompa tłoczy, przy ruchu do góry ssie, czyli takie, jakie mieliśmy w zwykłej pompie pojedyńczego działania.

O nierównomierności działania pomp.

Dotychczas liczyliśmy wydajność pompy w ciągu jednego, wzgl. obydwóch, skoków pełnych.

Pożądane jest jednak bliższe zaznajomienie się z przebiegiem wydajności w ciągu jednego skoku. Przekonamy się zaraz, że wydajność co chwila zmienia się.

Niech tłok pompy znajduje się w pewnej odległości od martwego położenia; prędkość tłoka wynosi w tym momencie, dajmy na to, v ; wtedy w najbliższym elemencie czasu dt z pompy /podczas tłoczenia lub ssania/ wyjdzie lub wejdzie objętość elementarna wody $dV = F \cdot v \cdot dt$; w miarę zmiany v , zmieniać się będzie dV ; po wykonaniu całego skoku otrzymamy objętość wytłoczoną lub wessaną

$$V = \int_0^T F v\, dt = F \int_0^T v\, dt,$$

jeśli przez T oznaczymy czas potrzebny do odbycia jednego skoku.

Przyjmijmy, że tłok poruszany jest przy pomocy korby o promieniu r i korbowodu o długości l, bardzo znacznej w porównaniu z r. Niech czop korbowy obraca się z jednakową prędkością kątową. W badanym momencie niech korba będzie odchylona o kąt φ od początkowego jej położenia, kiedy tłok był w martwym punkcie.

Jeżeli przez u oznaczymy prędkość obwodową czopa, wtedy $v = u \sin\varphi$ /kiedy $l = \infty$ /, a następnie $u \cdot dt = r \cdot d\varphi$; więc

$$V = F\int_0^{\pi} u \sin\varphi \cdot \frac{r\,d\varphi}{u} = Fr\int_0^{\pi} \sin\varphi\, d\varphi;$$

ponieważ

$$\int \sin\varphi\, d\varphi = -\cos\varphi,$$

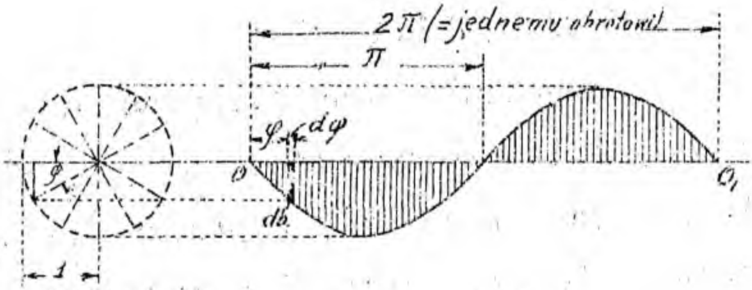
więc

$$V = F.r\Big|\cos\varphi\Big|_{\pi}^{0} = 2rF = Fs,$$

co jest słuszne.

Rozpatrzmy teraz bliżej różniczkę $dV = Fv\,dt$, albo też $dV = Fu \sin\varphi\, dt = Fr \sin\varphi\, d\varphi$.

W tym celu wykreślmy krzywą, której rzędne będą $= \sin\varphi$, a odcięte = odpowiedniej długości łuku: promieniem = 1 opisujemy koło i przy jego pomocy wykreślamy sinusoidę.



Rzędna otrzymanej krzywej dla dowolnej odciętej φ jest $\sin\varphi$; bardzo mały przyrost odciętej φ oznaczmy przez $d\varphi$, wówczas $\sin\varphi\, d\varphi$ przedstawi nieskończenie małe pole db, będące częścią pola, zawartego między sinusoidą, a osią OO_1. Zatem możemy napisać, że

$$dV = Fr\, db;$$

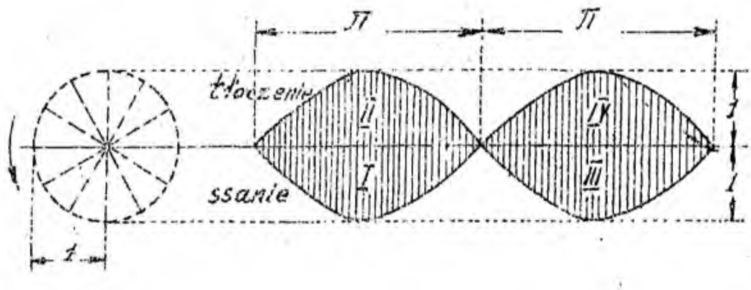
powiemy, że objętość dV jest proporcjonalną do db, dla różnych kątów φ /w założeniu jednakowych przyrostów $d\varphi$/, db jest zmienne: początkowo przy $\varphi = 0$, db jest prawie równe zeru, następnie rośnie stopniowo, aż do uzyskania wartości $1 \cdot d\varphi$, później maleje znów do zera i t.d. W taki sam więc sposób zmienia się również dV.

Następnie możemy powiedzieć, że podczas bardzo małej drogi czopa korbowego /kiedy korba opisze kąt $d\varphi$/, pompa wytłoczy /albo wessie/ objętość wody dV, którą otrzymamy, pomnożywszy pole sinusoidy db przez stały czynnik Fr. Toż samo możemy rozszerzyć dla jakiegokolwiek kąta, który będzie opisany przez korbę; aby otrzymać objętość wody wytłoczonej /albo wessanej/ przez pompę w ciągu czasu, kiedy korba obróci się o pewien dowolny kąt, należy odpowiednie pole sinusoidy pomnożyć przez Fr.

Po tych uwagach poznajmy wykresy wydajności kilku ważniejszych rodzajów pomp.

Dla pompy pojedyńczego działania, która w połowie obrotu /podczas jednego skoku/ ssie i w połowie obrotu tłoczy, wykres wydajności przedstawi się jak na rysunku ostatnim. Dla uwidocznienia, że ssanie zachodzi w połowie obrotu, została wykreślona jedna sinusoida pod osią, dla oznaczenia ilości wody wytłoczonej, wykreślona została sinusoida w drugiej połowie obrotu nad osią OO_1.

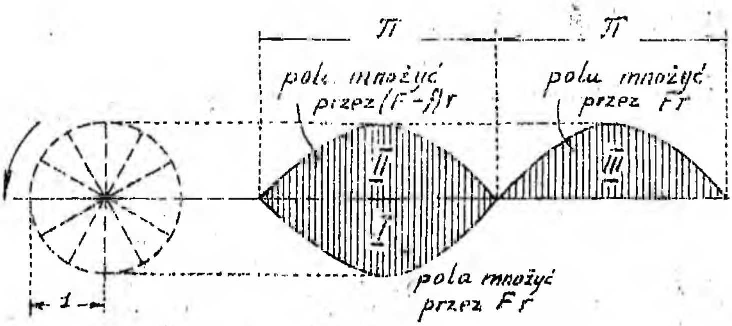
Dla pompy podwójnego działania otrzymamy dwie sinusoidy pod osią i dwie nad osią.



Pole mnożyć przez Fr, jeśli grubość tłoczyska jest znikoma. W przeciwnym razie pola sinusoidy I i IV należy mnożyć przez $(F-f)r$, zaś II i III przez Fr, gdzie F i f przekroje tłoka i tłoczyska.

Sinusoida I wyznacza przebieg wydajności podczas ssania w lewej stronie cylindra; jednocześnie sinusoida II daje przebieg wydajności podczas tłoczenia w prawej stronie cylindra; obydwie sinusoidy dotyczą skoku tłoka z lewej strony na prawo. W podobny sposób wyznaczają sinusoidy III i IV ssanie w prawej i tłoczenie w lewej stronie cylindra przy skoku tłoka na prawo.

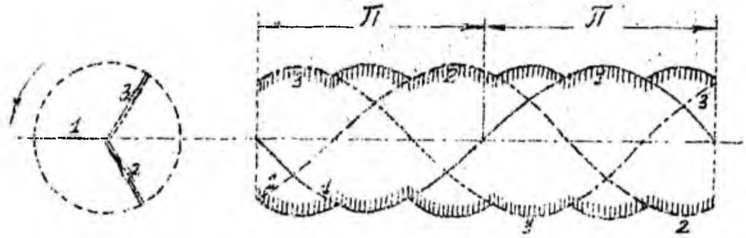
Weźmy teraz dla przykładu pompę różnicową, która podczas jednego skoku ssie, a przy obydwóch tłoczy: Będzie to wykres:



Sinusoida I wyznacza zmianę wydajności na ssanie w lewej stronie cylindra; jednocześnie sinusoida II wskazuje na przebieg tłoczenia w prawej stronie cylindra - wszystko podczas skoku tłoka z lewa na prawo. Sinusoida III oznacza zmienność tłoczenia w lewej stronie cylindra przy ruchu tłoka z prawa na lewo. Łatwo objaśnić, że przy wyznaczaniu wydajności, bądź podczas ssania, bądź podczas tłoczenia, należy odpowiednio pola mnożyć:

dla sinusoidy I i III przez Fr , a dla sinusoidy II przez $(F-f)r$, gdzie F i f są polami przekrojów tłoka i trzona, r - promień korby.

Pożytecznie będzie pokazać wykres wydajności kilku pomp skombinowanych, ssących wodę ze wspólnego przewodu ssawnego i tłoczących wodę do wspólnego przewodu tłocznego. Niech to będą trzy pompy pojedyńczego działania. Korby tych pomp są umocowane na wspólnym wale, tworząc między sobą kąt 120°.



Dla pompy z korbą 1 mamy wykres sinusoidy 1,1 , dla pompy z korbą 2 mamy wykres sinusoidy przesuniętej 2,2,2 ; dla pompy z korbą 3 mamy wykres sinusoidy 3,3,3 , przesuniętej w stosunku do poprzedniej. Pola poszczególnych sinusoid są dla wyrazistości odrębnie kreskowane. Przy jednoczesnem ssaniu wszystkich 3-ch pomp, ilości wessanej wody będą proporcjonalne do krzywej sumowania, która na rysunku została oznaczona krótkiemi kreskami. Toż samo mamy dla wydajności na tłoczeniu.

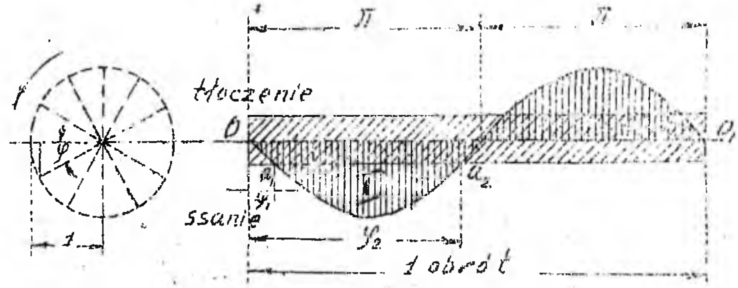
W podobny sposób możemy otrzymać wykresy dla różnych kombinacji pomp ze sobą powiązanych.

Uświadomienie sobie przebiegu wydajności na ssaniu i tłoczeniu wyjaśni nam niżej podane uwagi, dotyczące wymiaru dzwonów powietrznych, stosowanych na ssaniu i tłoczeniu.

Dzwony powietrzne /powietrzniki/.

Przy rozważaniu ssania i tłoczenia pompy, widzieliśmy, jaki wpływ ma na działanie pompy ustawienie odpowiednich dzwonów powietrznych na ssaniu i tłoczeniu. Zdając sobie teraz sprawę z nierównomiernościci działania pomp, przejdziemy do obliczenia wielkości owych dzwonów powietrznych; rozpatrzymy w tym celu kilka przykładów, rozpoczynając od najprostszego, od pompy pojedyńczego działania.

Wykres wydajności takiej pompy mamy na poniższym rysunku.



Gdyby woda do pompy miała być wsysana i z niej wytłaczana równomiernie przez ciąg całego obrotu, wtedy zamiast krzywej otrzymalibyśmy prostą równoległą do OO, przyczem pole prostokąta o podstawie $= 2\pi$ powinno być równe polu powierzchni zakreślonej sinusoidą dolną wzgl. górną. Pole to, jak wiemy, $= 2$, a że podstawa prostokąta $= 2\cdot 3{,}14$, więc wysokość =

$$= \frac{2}{2\cdot 3{,}14} = \sim \frac{0{,}64}{2} = \sim 0{,}32.$$

Z wykresu widzimy, że na początku skoku pompa za mało wody zabiera z przewodu ssawnego, aby w nim mógł być dopływ stały; tak się dzieje, dopóki φ nie stanie się $= \varphi_1$; od tego momentu zabieranie wody odbywa się silniej, niż potrzeba dla równomiernego ssania; następnie ilość wody wessanej zwiększa się do połowy skoku, poczem się zmniejsza, ciągle wszakże będąc większą, niż wspomniana średnia ilość, aż dopiero przy $\varphi = \varphi_2 = \pi - \varphi_1$ staje się chwilowo równą owej średniej i dalej maleje; przy końcu skoku staje się $= 0$. Podczas następnego skoku ssania niema wcale, gdy tymczasem dla dopływu równomiernego powinno ono istnieć. Stąd mamy taki wniosek; że dążąc do równomiernego dopływu wody z przewodu ssawnego do pompy, należy dać miejsce dla tej objętości wody, która ma do pompy równomiernie dopływać, a nie może być przez pompę wessana. Do tego służy dzwon powietrzny, który, przyjmując wodę, zmniejsza objętość zawartego w nim powietrza. Zatem przy a_1 wody w dzwonie powietrznym będzie max., a objętość powietrza min., czyli $V_{s\,min}$. Następnie woda z dzwonu powietrznego odchodzi, dążąc do wyrównania wsysanej wody, a nie doprowadzonej równomiernie; objętość powietrza wtedy się zwiększa; wreszcie przy a_2 ta objętość będzie max., czyli $V_{s\,max}$; od a_2 zacznie wody przybywać więcej, niż ma odchodzić i wtedy objętość powietrza będzie maleć aż do $V_{s\,min}$ i t.d. Dopływ do dzwona powietrznego będzie tem bardziej równomierny, im mniej będzie st...

zmieniać ciśnienie powietrza w dzwonie. Stąd powstaje warunek, aby największe i najmniejsze ciśnienia / $A_{s\,max}$ i $A_{s\,min}$ / w dzwonie powietrznym nie wahały się zbytnio. Idealny byłby stosunek, gdyby $A_{s\,max} = A_{s\,min}$. Możliwem by to było, gdyby objętość powietrza w dzwonie była $= \infty$. Zażądajmy, aby stosunek $\frac{A_{s\,min}}{A_{s\,max}} = m$ był bliski 1.

Jeśli przyjmiemy, że zmiany ciśnienia zachodzą na zasadzie prawa Mariotte'a, wtedy:

$$\frac{A_{s\,max}}{A_{s\,min}} = \frac{V_{s\,max}}{V_{s\,min}} = \frac{1}{m},$$

a stąd otrzymamy pochodną proporcję:

$$\frac{V_{s\,max} + V_{s\,min}}{V_{s\,max} - V_{s\,min}} = \frac{1+m}{1-m};$$

ponieważ można przyjąć, że

$$\frac{V_{s\,max} + V_{s\,min}}{2} = V_s,$$

więc

$$V_{s\,max} - V_{s\,min} = 2V_s \cdot \frac{1-m}{1+m}.$$

Z poprzedniego widzimy, że różnica pomiędzy $V_{s\,max}$ i $V_{s\,min}$ = polu powierzchni, zawartej między sinusoidą a prostokątem, t.j.=polu I. Można bez dużego trudu obliczyć, że pole to

$$V_{s\,max} - V_{s\,min} = 0{,}55\,F \cdot s\ ;$$

mamy więc, że

$$2\,V_s\,\frac{1-m}{1+m} = 0{,}55\,F \cdot s\ ,$$

a stąd

$$V_s = \frac{0{,}55}{2} \cdot \frac{1+m}{1-m} \cdot F \cdot s\ .$$

Jeśli przyjmiemy, że $m = 0{,}9$, wtedy

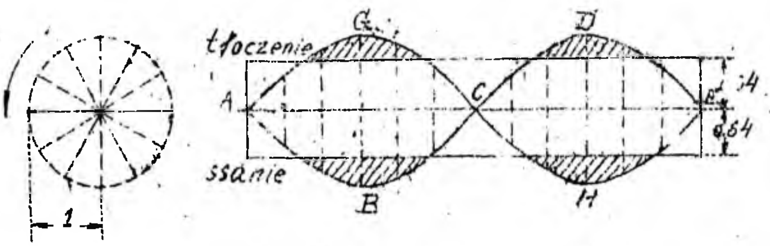
$$V_s = \frac{0{,}55}{2} \cdot \frac{1{,}9}{0{,}1} \cdot F \cdot s = \frac{10{,}45}{2}\,F\,s = \infty\ 5{,}25\,F \cdot s\ ;$$

t.j. objętość powietrza w dzwonie powietrznym ssawnym powinna być przynajmniej 5,25 razy większa, niż objętość opisana przez poruszający się tłok podczas jednego skoku - dla pompy pojedyńczego działania.

Oczywiście, że ten sam pogląd powinien kierować przy obliczeniu dzwonów powietrznych na tłocznym przewodzie. W tym przypadku, jednak, mając na względzie, że z powodu zazwyczaj długich przewodów tłoczonych, tembardziej chodzić powinno o równomierność ruchu wody w przewodzie tłoczonym, należy starać się, aby stosunek między $\frac{A_{t\,max}}{A_{t\,min}}$ był, jak najbliższy do 1; np. przyjmując ten stosunek $m = 0{,}99$, znajdziemy, że średnia pojemność powietrza w dzwonie powietrznym tłoczonym winna być:

$$V_{tm} = \frac{0,55}{2} \cdot \frac{1+m}{1-m} \cdot Fs = \infty\ 55Fs.$$

W sposób podobny do powyższego zbadamy pompę podwójnego działania.



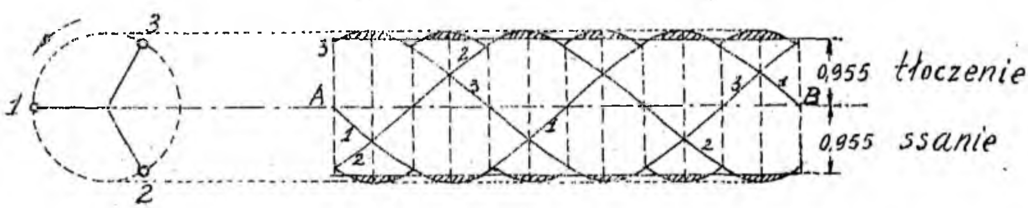
jeśli pole przekroju tłoka $= F$, oraz pole przekroju trzona $= f$, wówczas przy wyznaczaniu wydajności pompy trzeba pole $ABCDEA$ pomnożyć przez F, pole zaś $AGCHEA$ przez $(F-f)$.

Jednostajny przypływ /na ssaniu/ lub odpływ /na tłoczeniu/ podczas drogi rzutu czopa $= 2$, znajdziemy: pole $ABCHEA = 2 \cdot 2 = 4$, a zatem wysokość prostokąta $= \frac{4}{2\pi} = \frac{2}{\pi} = 0,64$. Rozumująo jak poprzednio, znajdziemy, że zakreślone pole, pomnożone przez F względnie $(F-f)$, oznacza tę objętość wody, która powinna pomieścić się w powietrzniku ssawnym /wzgl. tłocznym/, zmieniając ciśnienie $A_{s.\,min.}$ do $A_{s.\,max.}$ /wzgl. $A_{t.\,min.}$ do $A_{t.\,max.}$ /. Jak widać z tego wykresu, objętość ta jest znacznie mniejsza, niż była przy pompie pojedyńczego działania.

Bliższe określenie tej objętości da nam wartość $= 0{,}21\,F\cdot S$. Zatem pompa podwójnego działania wymagać będzie mniejszych powietrzników /ssawnego i tłocznego/ do otrzymania w przewodach tej samej jednostajności ruchu, niż to mieliśmy w pompie pojedyńczego działania.

Poniższy wykres przedstawi nam wydajność 3 pomp pojedyńczego działania, poruszanych jednocześnie wspólnym wałem przy pomocy 3 korb, odchylonych jedna względem drugiej o kąt 120°.

Ten wykres otrzymujemy, rysując krzywą wydajności dla każdej pompy oddzielnie, z opóźnieniem o $1/3$ ob-

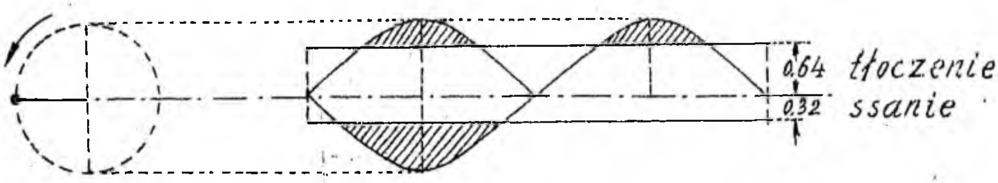


wodu i następnie dodając poszczególne odcinki, otrzymamy krzywą wydajności całego zespołu.

Podczas jednego obrotu $/2\pi =$ dł. $A-B/$ otrzymujemy na ssaniu pole $2+2+2=6$; więc wysokość prostokąta, przedstawiającego ruch jednostajny, znajdziemy $\frac{6}{\cdot\cdot} = 0{,}955$.

Z wykresu widzimy, że objętości zakreskowane są bardzo nieznaczne; stąd wynika potrzeba nadania powietrznikom objętości nieznacznej. Pole zakreskowane = 0,009 F·S

Następny wykres dotyczy pompy różnicowej.

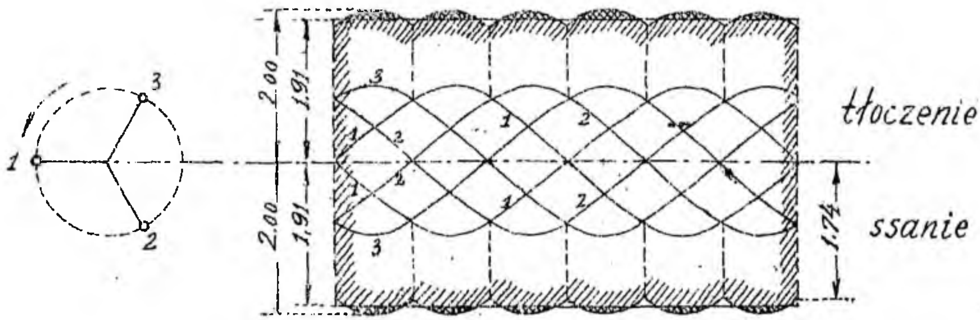


Widzimy że dla pompy różnicowej otrzymuje się inna objętość powietrznika ssawnego, a inna powietrznika tłocznego; wynika to stąd, że w pompie różnicowej ssanie zachodzi podczas jednego skoku, a tłoczenie podczas obydwóch.

Łatwo na wykresie pokazać 3 pompy podwójnego działania, z korbami ustawionemi pod kątem 120^0 jedna od drugiej.

Z wykresu tego widzimy, że pod względem objętości potrzebnych powietrzników, zespół 3 pomp podwójnego działania nie różni się od zespołu 3 pomp pojedyńczego działania.

Wysokość prostokątów znajdziemy: pole 3 sinusoid $= 2(2+2+2) = 2\cdot 6 = 12$,

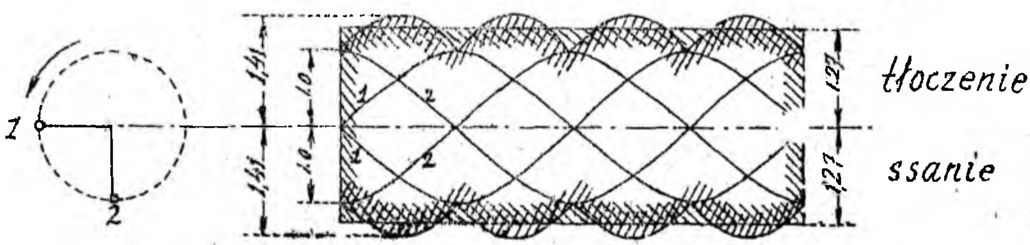


zatem szukana wysokość =

$$= \frac{12}{2\pi} = \frac{6}{\pi} = 1,91.$$

Pole zakreskowane (\\\\\\\\) wyniesie $\sim$ 0,009 Fs.

Następny wykres dotyczy dwóch pomp podwójnego działania z korbami ustawionemi pod kątem 90°.



Wysokość każdego prostokąta określimy: pole 4 sinusoid = 2×4 = 8 ; zatem wysokość =

$$= \frac{8}{2\pi} = \frac{4}{\pi} = 1,27.$$

Widzimy stąd, że 2 pompy podwójnego działania z korbami pod kątem 90° wymagają większych powietrzników, niż 3 pompy pojedyńczego działania z korbami rozstawionemi pod kątem 120°.

Zawory i klapy.

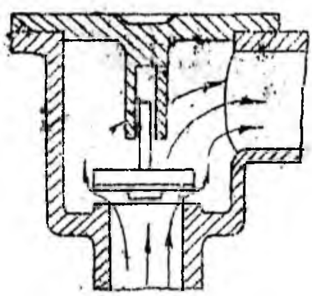
Podczas ruchu tłoka tam i z powrotem, prawa i lewa strona cylindra, albo w innym przypadku górna i dolna strona cylindra, otrzymują połączenie bądź z przewodem ssawnym, bądź z tłocznym. Połączenie to lub przerwa jego uskutecznia się przy pomocy t.zw. zaworów lub klap.

Zawory są to zatem organy, zamykające kanały, łączące cylinder z przewodem ssawnym lub tłocznym.

Zawory ssawne zazwyczaj są podnoszone pędem wody, przepływającej z przewodu ssawnego, podążającej za tłokiem; zawory tłoczne są podnoszone przez wodę, wyciskaną z cylindra przez tłok. O ile ruch wody ustaje, zawór siada na gniazdo pod działaniem własnego ciężaru lub sprężyn i przerywa połączenie cylindra z tym czy innym przewodem. Zamknięcie to powinno być dokładnie szczelne. Ruch wspomniany zaworów odbywa się zwykle bez żadnego udziału jakichkolwiek mechanizmów.

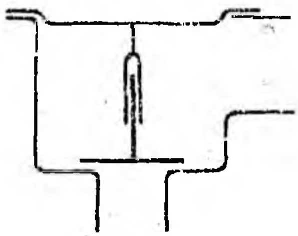
W niektórych, jednak, pompach, gdzie zachodzić może obawa, że zawory, siadając na gniazdo, mogą nie dość szczelnie zamknąć kanał ssawny lub tłoczny, stosowane są zawory lub klapy t.zw. sterowane. Są to zawory lub klapy, zamykane nie pod działaniem własnego ciężaru lub stałej sprężyny, lecz przy pomocy różnych drążków lub wałków, otrzymujących ruch zzewnątrz od mechanizmów poruszających tłok.

Tego rodzaju zawory spotkamy przy pompach, które wsysają lub wytłaczają zanieczyszczoną wodę /np. ścieki kanalizacyjne, fabryczne, zawierające części stałe/. W tych warunkach, o ile zawór nie jest sterowany, a pod niego dostanie się ciało obce, zawór nie zamyka przepływu i skutkiem tego wydajność pompy się zmniejszy.

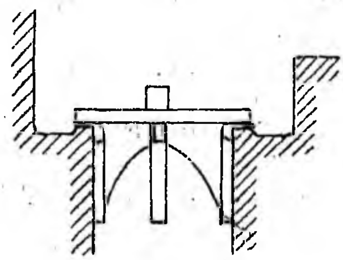


Zawory wykonywane są w różnych postaciach, np. jako płaskie krążki, kierowane górnym trzonkiem, jak to wskazane jest na rysunku.

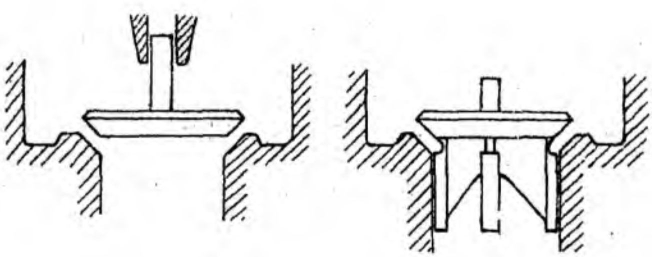
Schematycznie możemy oznaczyć taki zawór:



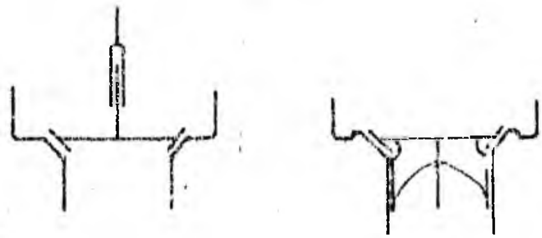
Często wykonywane są zawory z dolnem kierowaniem, wykonywanem przez trzy lub cztery skrzydełka, znajdujące się pod zaworem; skrzydełka te poruszają się pionowo w cylindrycznym kanale dopływowym, utrzymując zawór we właściwem położeniu.



Dolne powierzchnie zaworu, stanowiące zamknięcie kanału dopływowego, mogą być wykonane nie jako płaskie powierzchnie /jak poprzednio pokazano/, lecz mogą to być powierzchnie stożkowe.

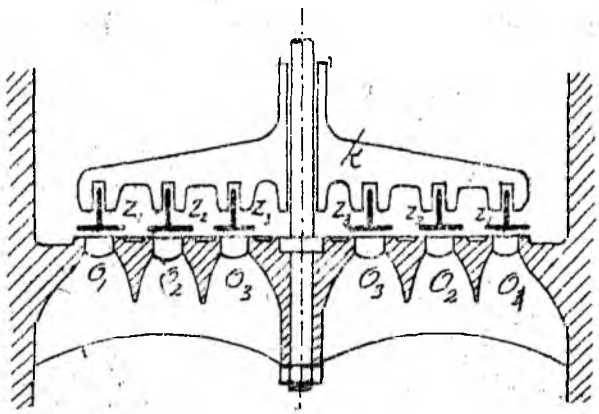


Schematycznie możemy przedstawić takie zawory w sposób następujący:



Skrzydełka kierownicze, pokazane przy ostatnim rysunku zaworu od spodu jego, mogą być wykonane z góry zaworu; wówczas trzonek kierownicy odpadnie.

Jeśli przekrój pierścieniowy, przez który przepływa woda, otrzymuje się zbyt duży i skutkiem tego sam zawór ma otrzymać dużą średnicę, w celu zmniejszenia wagi i kosztu zaworu, wykonywane są zawory t.zw. pierścieniowe.

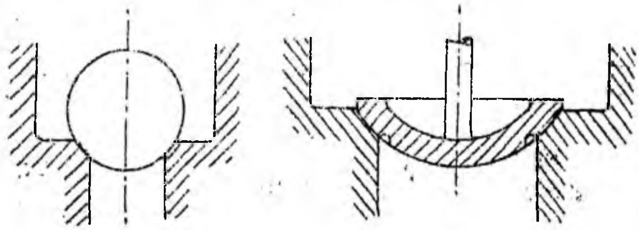


Na rysunku przedstawione są 3 otwory pierścieniowe /O_1, O_2, O_3/, zamykane trzema zaworami pierścieniowemi / Z_1, Z_2, Z_3/. Wszystkie 3 zawory są kierowane wspólną kierownicą *k*, osadzoną na trzpieniu, umocowanym do podstawy, w której są wykonane gniazda zaworów.

Pierścieni, jak powyżej, musi być 1, 2, 3 lub więcej, zależnie od wymaganego przekroju.

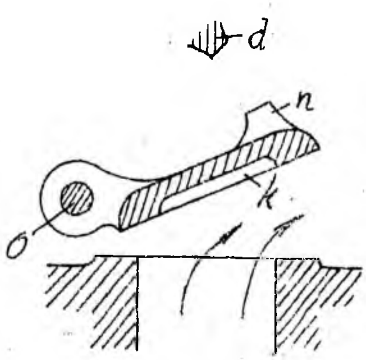
Zawory pierścieniowe mogą być płaskie, jak powyżej, albo też stożkowe.

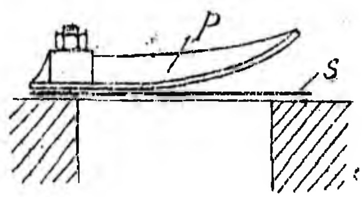
Zawory mogą być też kształtu kuli, utworzone z cał

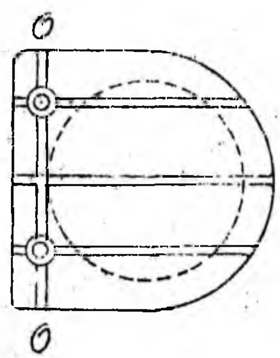


kowitej kuli lub też z odcinka powierzchni kulistej.

Wreszcie stosowane są t.zw. klapy. Są to płyty płaskie najczęściej prostokątne, które wzdłuż jednego boku mogą się obracać.







Klapa K obraca się około osi O, dając możność przepływu wody.

Odchylenie klapy ograniczone jest przez to, że nosek n opiera się o odbój d.

Obok podana jest klapa wykonana w postaci płytki stalowej S.

Podczas przepływu wody płytka odchyla się, wyginając się około osi OO.

Nadmierne odchylenie jest ograniczone stałą powierzchnią p, umocowaną do gniazda klapy.