

## § 46. PRZYKŁAD OBLICZANIA KSZTAŁTU KRZYWKI.

Kształt krzywek projektuje się w praktyce przy liczbie obrotów aż do 110 na minutę zwykle w sposób podany w poprzednim paragrafie. Chcąc przekonać się, czy przy obranej krzywej przyspieszenia znajdują się w granicach dopuszczalnych, należy je obliczyć. Można także przyjąć pewną krzywą przyspieszeń dodatnich i ujemnych oraz na jej podstawie zaprojektować kształt krzywki.

Ostatni sposób wyłómaczy najlepiej przykład projektowania krzywki dla zaworu wylotowego po stronie odkorbowej, pracującego z  $W_y = 6\%$  i  $Co = 14\%$  przy liczbie obrotów maszyny  $n = 80 \text{ obr/min}$  i stosunku  $L : R = 5$ .

Wał sterujący obraca się w czasie 1 sekundy:

$$360^\circ \cdot \frac{80}{60} = 480^\circ.$$

Najpierw musimy znaleźć kąt obrotu wału, w czasie którego zawór jest otwarty. W tym celu zataczamy (rys. 177) łuki promieniem  $L = 5R$  z punktów  $6\%$   $W_y$  i  $14\%$   $Co$  na linii drogi tłoka  $MPO - MPK$ , przez co znajdujemy punkty  $W_y$  i  $Co$  na kole korby, czyli kąty:  $\alpha = 31,5^\circ$  i  $\beta = 139,5^\circ$ . Krzywka musi znajdować się na kącie:  $\varphi = \alpha + \beta = 171^\circ$ .

Czas otwarcia zaworu wynosi:  $\tau = \frac{171^\circ}{480^\circ} = 0,3563$  sekundy.

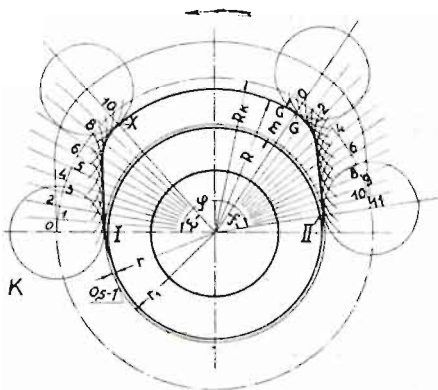
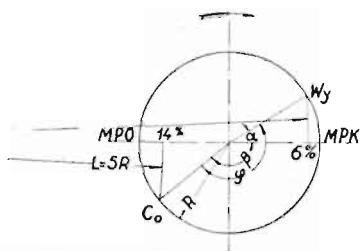
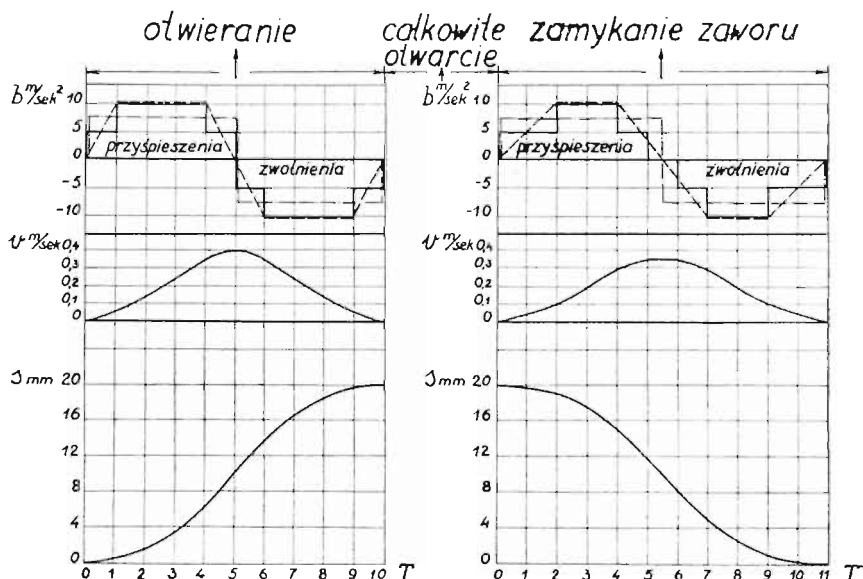
Jeżeli przyjmiemy, że otwieranie zaworu odbywa się podczas  $\varepsilon = 48^\circ$  obrotu wału, to czas otwierania zaworu wynosi:

$$T = \frac{48^\circ}{4 \cdot 0^\circ} = 0,1 \text{ sekundy.}$$

Jeżeli czas ten  $T$  podzielimy na 10 równych części, to odstęp (interwał)  $T : 10 = 0,01$  sekundy.

Krzywą przyspieszeń i zwolnień w czasie otwierania zaworu możemy przyjąć prostokątną lub trapezową. Przy prostokątnej krzywej według linii — . — . — największe przyspieszenie przechodzi w jednej chwili w największe zwolnienie, co wprawdzie nie powoduje uderzeń w mechanizmie stawidłowym, lecz przyczynia się do większego zdzierania jego części ruchomych. Z tej przyczyny korzystniejsza

jest trapezowa krzywa przyspieszeń według linii — — —, przy której w częściach 0—1, 4—5, 5—6, 9—10 prędkości przebiegały by według paraboli kwadratowej, a skoki krążka według paraboli sześcienniej. Celem uproszczenia obliczenia przyjmujemy jednak trochę odmienną krzywą przyspieszeń,



Rys. 177.

mianowicie według linii — — —, która wykazuje w częściach poprzednio wspomnianych przyspieszenie  $b = 5 \text{ m/sec}^2$ , a największe przyspieszenie  $b = 10 \text{ m/sec}^2$ . Na podstawie tej

krzywej możemy obliczyć prędkości i skoki środka krążka  $K$  przy końcu poszczególnych odstępów, co zestawiono w następującej tabelce.

Punkt	Prędkość $v$ m/sec.	Skoki środka krążka w mm.
0	0	0
1	$5.0.01 = 0.05$	$25.0.01 = 0.25$
2	$0.05 + 10.0.01 = 0.15$	$0.25 + 100.0.01 = 1.25$
3	$0.15 + 10.0.01 = 0.25$	$1.25 + 200.0.01 = 3.25$
4	$0.25 + 10.0.01 = 0.35$	$3.25 + 300.0.01 = 6.25$
5	$0.35 + 5.0.01 = 0.4$	$6.25 + 375.0.01 = 10$
6	$0.4 - 5.0.01 = 0.35$	$10 + 375.0.01 = 13.75$
7	$0.35 - 10.0.01 = 0.25$	$13.75 + 300.0.01 = 16.75$
8	$0.25 - 10.0.01 = 0.15$	$16.75 + 200.0.01 = 18.75$
9	$0.15 - 10.0.01 = 0.05$	$18.75 + 100.0.01 = 19.75$
10	$0.05 - 5.0.01 = 0$	$19.75 + 25.0.01 = 20$

Znając skoki środka krążka  $K$  w poszczególnych odstępach czasu, możemy z łatwością wykreślić krzywą otwierania (rys. 177). Stosownie do średnicy wału przyjmujemy promień  $r$  koła spoczynku oraz  $r_1 = r + 0.5$  do 1 mm. W pewnym punkcie  $I$  kreślimy krążek  $K$  oraz dla środka ostatniego — koło spoczynku o promieniu  $R_k$ . Od punktu  $O$  odkładamy kąt  $\varepsilon = 48^\circ$  w kierunku przeciwnym do obrotu wału; — kąt ten dzielimy na 10 równych części. Przyjmujemy, że krzywka jest nieruchomą, a krążek  $K$  toczy się po krzywce w kierunku przeciwnym do obrotu wału. Aby znaleźć każdorazowe położenie środka krążka, łączymy poszczególne punkty podziału 1 do 10 ze środkiem wału, a na odnośnych przedłużeniach promieni odkładamy od koła spoczynku o promieniu  $R_k$  obliczone w tabelce skoki środka krążka; — z poszczególnych w ten sposób znalezionych środków zataczamy łuki promieniem krążka  $K$ . Łuki te ograniczają na krzywce krzywą otwierania zaworu, która w punkcie  $X$  przechodzi w koło o promieniu  $R$ , dające całkowity skok  $m$

krążka. Teraz odkładamy kąt  $\varphi$ , przez co znajdujemy, że zawór musi być zamknięty w punkcie II.

Dla okresu zamykania zaworu przyjmujemy kąt  $\xi \geq \varepsilon$ , — w danym wypadku  $\xi = 52,8^\circ$ . Jeżeli kąt ten, czyli czas zamykania zaworu podzielimy na 11 części, to odstęp (interwał) wynosić będzie 0,01 sekundy. Ze względu na to, że przy zamykaniu zaworu tarcie w dławnicy działa w kierunku przeciwnym, oraz że jest ono w pierwszej chwili duże, bo trzon zaworu był przy otwartym zaworze nieruchomy, przyjmujemy dla pierwszych dwóch odstępów mniejsze przyśpieszenia. Na podstawie przyjętej krzywej przyśpieszeń według linii — (rys. 177) obliczamy wyniki dla zamykania zaworu, podane w poniżej umieszczonej tabeli.

Punkt	Prędkość $v$ m/sec.	Skoki środka krążka w mm.
0	0	20
1	$5.0.01 = 0,05$	20 — 25.0.01 = 19,75
2	$0.05 + 5.0.01 = 0,1$	19,75 — 75.0.01 = 19
3	$0,1 + 10.0.01 = 0,2$	19 — 150.0.01 = 17,5
4	$0,2 + 10.0.01 = 0,3$	17,5 — 250.0.01 = 15
5	$0,3 + 5.0.01 = 0,35$	15 — 325.0.01 = 11,75
6	$0,35 + 0 = 0,35$	11,75 — 350.0.01 = 8,25
7	$0,35 - 5.0.01 = 0,3$	8,25 — 325.0.01 = 5
8	$0,3 - 10.0.01 = 0,2$	5 — 250.0.01 = 2,5
9	$0,2 - 10.0.01 = 0,1$	2,5 — 150.0.01 = 1
10	$0,1 - 5.0.01 = 0,05$	1 — 75.0.01 = 0,25
11	$0,05 - 5.0.01 = 0$	0,25 — 25.0.01 = 0

Na podstawie powyższych danych wykreślamy na krzywej krzywą zamykania zaworu w analogiczny sposób jak krzywą otwierania.

Po ustaleniu kształtu krzywki projektujemy mechanizm stawidłowy, przyjmując taką przekładnię w dźwigniach, aby zawór posiadał skok o 10% do 15% większy od normalnego. Znajac ciężar mechanizmu stawidłowego, zaworu i jego

trzonu, obliczamy siły, potrzebne do przyspieszenia mas mechanizmu,

W pierwszej części krzywej otwierania krzywka względnie krążek musi: przyspieszyć masy mechanizmu stawidłowego, podnosić niewyważony jego ciężar, przewyciężyć tarcie w dławnicy i ścisnąć sprężynę. W kierunku otwierania zaworu działa natomiast ciśnienie pary na trzon zaworowy, zawsze w zaworach wlotowych, a w wylotowych tylko przy pracy z próżnią. Masy mechanizmu trzeba zredukować na trzon zaworowy, jeżeli posiadają one z powodu zastosowania przekładni w dźwigniach inną szybkość od zaworu. Ponieważ moment bezwładności pewnego ciała w stosunku do pewnego punktu równa się iloczynowi masy przez odległość do kwadratu punktu ciężkości ciała od obranego punktu, czyli  $J = M \cdot r^2$ , przeto trzeba przeprowadzać redukcję, uwzględniając przekładnię do kwadratu. Począwszy od punktu 5 (rys. 177), w którym uzyskuje się  $v_{max}$  w okresie otwierania zaworu, siła sprężyny musi zwolnić masy poprzednio równomiernie przyspieszane. Aby uniknąć odłączenia się krążka od krzywki, siła sprężyny musi zawsze wywierać pewien nacisk krążka na krzywkę.

Po przebiegnięciu pod krążkiem górnego koła spoczynku o promieniu  $R$  rozpoczyna się w punkcie  $G$  krzywki zamykanie zaworu. Siła sprężyny musi najpierw przyspieszyć masy, a po osiągnięciu  $v_{max}$  krzywka musi je zwolnić. Jak poprzednio wspomniano, wykonywa się zwykle  $\rho_1 > \rho$  (rys. 173), względnie  $\xi > \varepsilon$  (rys. 177), aby uniknąć stosowania zbyt silnych sprężyn.

Rozważmy teraz konkretny przykład obliczenia sił działających na krążek. Za podstawę mają służyć wykresy przyspieszeń przedstawione na rys. 177 oraz mechanizm zaworu wylotowego, uwidoczniony na rys. 172. Najpierw musimy zredukować wszystkie masy mechanizmu na trzon zaworowy. Masę dźwigni  $c-h$  o długości  $q$  i o ciężarze  $G_c$ , której punkt ciężkości oddalony jest od  $c$  o odległość  $z$ , redukujemy na punkt  $h$  według wzoru:

$$M_c = \frac{G_c}{g} \cdot \frac{z^2}{q^2}.$$

W analogiczny sposób redukujemy masę dźwigni  $i - k$  o długości  $x$  i o ciężarze  $G_k$  na punkt  $i$ :

$$M_k = \frac{G_k}{g} \cdot \frac{z_i^2}{x^2},$$

jeżeli  $z_i$  — odległość punktu ciężkości dźwigni od punktu  $k$ .

Niechaj ciężar krążka i drążka stawidłowego wynosi  $G_d$ , a masa:  $M_d = \frac{G_d}{g}$ , to masa działająca punkcie  $i$  w kierunku  $h - i$  wynosi:  $M_s = M_c + M_k + M_d$ , a ciężar  $G_s = M_s \cdot g$ .

Redukując tę masę na trzon zaworowy, otrzymujemy:

$$M_{sr} = M_s \cdot \frac{x^2}{y^2},$$

jeżeli  $x$  — długość  $i - k$ ,  $y$  — odległość pomiędzy punktem  $k$  i trzonem zaworowym.

Masę ramienia  $y$  o ciężarze  $G_y$  redukujemy także na trzon zaworowy:

$$M_y = \frac{G_y}{g} \cdot \frac{z_2^2}{y^2},$$

jeżeli  $z_2$  — odległość punktu ciężkości ramienia od punktu  $k$ .

Przyjmijmy, że ciężar zaworu, trzonu zaworowego, jego wodzika w nasadzie i sprężyny wynosi  $G_w$ , czyli masa

$M_w = \frac{G_w}{g}$ , to wszystkie masy zredukowane na trzon zawo-

rowy wyniosą:

$$M = M_w + M_y + M_{sr}.$$

Niechaj  $x = 1,2 y$ , to skok zaworu wynosi —  $20 : 1,2 \approx 16,7 \text{ mm}$ .

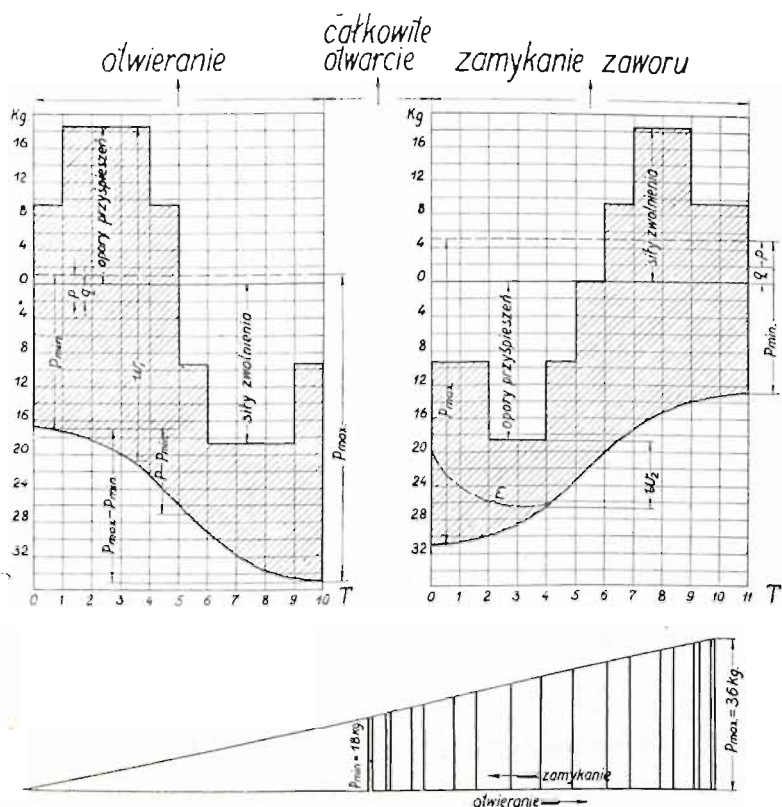
Przy  $G_s = 7,2 \text{ kg}$  i  $G_w + G_y = 8 \text{ kg}$ , otrzymalibyśmy:

$$M = \frac{8}{9,81} + \frac{7,2}{9,81} \cdot 1,2^2 \approx 1,87.$$

Na podstawie wykresu przyspieszeń (rys. 177) otrzymujemy siły przyspieszające:  $1,87 \cdot 5 = 9,35 \text{ kg}$  i  $1,87 \cdot 10 = 18,7 \text{ kg}$ . Wartości te odkładamy w rys. 178 od koła spoczynku dla



okresów otwierania i zamykania zaworu. Chcąc znaleźć całkowity nacisk krążka na krzywkę, musimy do tych sił dodać lub od nich odjąć inne siły działające. Tarcie w dławnicy przyjmujemy  $q = 2 \text{ kg}$ ; — w okresie otwierania trzeba



Rys. 178.

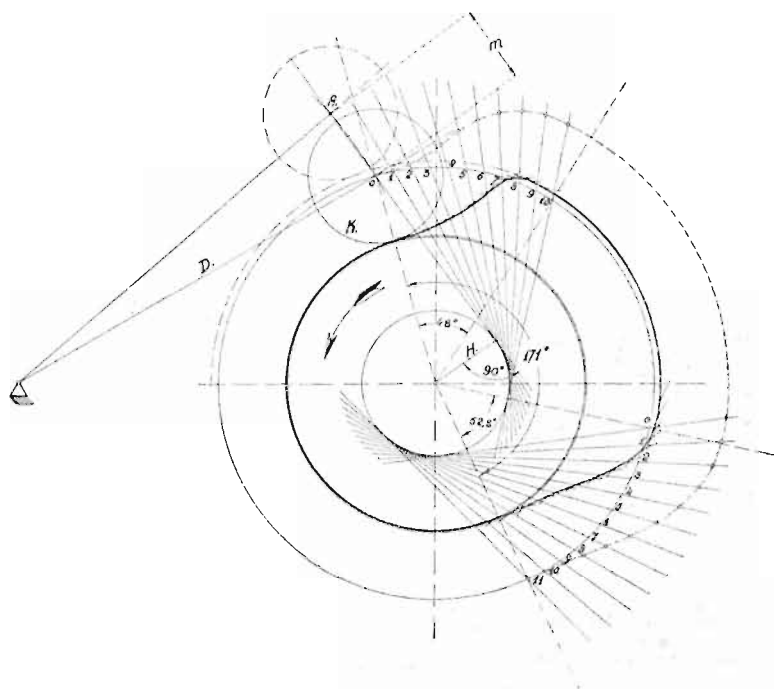
je dodać, a w okresie zamykania zaworu odjąć. Obliczony nacisk pary na trzon zaworowy  $p = 3 \text{ kg}$  odejmujemy, bo przyjęliśmy maszynę pracującą z kondensacją. Ciężaru zaworu nie uwzględniamy, ponieważ jest on w danym wypadku prawie zupełnie wyważony ciężarem mechanizmu stawidłowego, co oczywiście nie zawsze ma miejsce. W końcu musimy dodać siłę sprężyny, która w drugiej części okresu otwierania zaworu musi spowodować zwolnienie mas poprzednio przyspieszanych, a w pierwszej części okresu za-

mykania zaworu przyspieszać je. Przyjmujemy, że siła sprężyny wynosi przy zamkniętym zaworze  $P_{min} = 18 \text{ kg}$ , a przy całkowicie otwartym —  $P_{max} = 36 \text{ kg}$ . Przy założonym skoku zaworu mamy więc wykres sprężyny uwidoczniiony na rys. 178; — na podstawie ostatniego i na podstawie obliczonych skoków krążka w poszczególnych punktach 1 do 10, względnie 1 do 11 (rys. 177) oraz przekładni w mechanizmie możemy więc obliczyć siłę sprężyny działającą przy każdym skoku krążka i wykreślić ją w wykresie sił przyspieszeń rysunku 178. W ten sposób znajdujemy naciski pomiędzy krążkiem i krzywką, np.  $w_1$ ,  $w_2$  i t. d. Jeżeli krążek nie ma odłączyć się od krzywki, aby następnie o nią uderzyć z siłą, musi wspomniany nacisk być zawsze  $w > 0$ . W danym wypadku widzimy, iż mimo przyjęcia małych przyspieszeń w okresie zamykania zaworu otrzymujemy najmniejszą wartość nacisku w punkcie 4, mianowicie  $w_2 \cong 8 \text{ kg}$ , co w razie większego tarcia w dławnicy mogło by nawet nie wystarczać. Wówczas trzeba by wziąć silniejszą sprężynę która przyczynia się jednak do większego ścierania się części mechanizmu. Mały nacisk pomiędzy krążkiem i krzywką trwa nawet dłużej, począwszy od punktu 0, bo w chwili rozpoczęcia zamykania zaworu tarcie w dławnicy jest większe. Nacisk rozważany będzie w rzeczywistości ograniczony krzywą  $E$ . Również w chwili podnoszenia się zaworu z siodeł tarcie będzie większe od założonego w wykresie, lecz zwiększa ono w tym okresie tylko nacisk pomiędzy krążkiem i krzywką.

W powyższych rozważaniach nie uwzględniono siły, powstającej skutkiem ssania pary w chwili otwierania i zamykania zaworu, działającej w kierunku zamknięcia zaworu, oraz nacisku niezupełnie odciążonego zaworu w chwili podnoszenia się tego ostatniego z siodeł. Siły te, z których pierwszą trudno ocenić, są nieuniknione, a zwiększają one tylko nacisk pomiędzy krążkiem i krzywką, wprawdzie w okresach, w których jest on duży. W końcu zaznaczyć trzeba, że można stosować znacznie większe przyspieszenia od przyjętych w przykładzie, mianowicie  $b = 20$  do  $30 \text{ m/sec}^2$ , jeżeli zależy na dłuższym okresie całkowitego otwarcia zaworu, lecz wówczas siła sprężyny musi być znacznie większa.



Wykreślanie krzywki według rys. 177 jest tylko wówczas miarodajne, jeżeli prostopadła do osi dźwigni, przeprowadzona przez środek krążka, przechodzi przez środek wału. Natomiast przy układzie dźwigni i krążka względem środka wału sterującego według rys. 179 wykreśla się w punkcie rozpoczęcia podnoszenia krążka łuk promieniem dźwigni  $D$  i odkłada się największy skok krążka  $K$  jako cięciwę  $m = O - A$ . Ostatnią przedłuża się jako styczną do koła o promieniu  $H$ . Następnie odkłada się na kole spoczynku

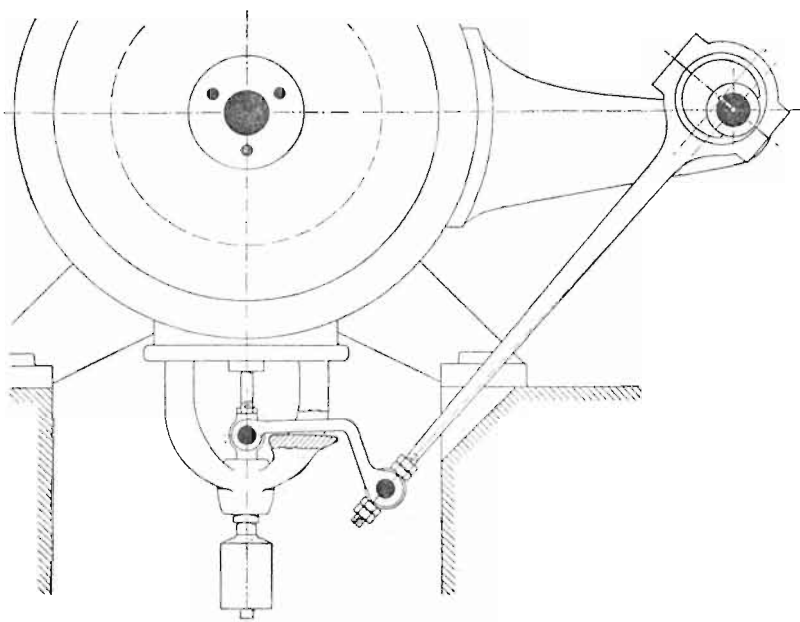


Rys. 179.

środku krążka dalsze punkty podziału od 1 do 10 i kreśli się z nich styczne do przedtem wspomnianego koła. Ostatnie posiadają takie same pochylenie jak cięciwa  $O - A$ , przy czym odkłada się na nich skoki krążka, wypośredkowane na podstawie przyjętych przyspieszeń. Dla zamykania zaworu projektuje się krzywkę w analogiczny sposób.

## § 47. STAWIDŁA BIEGUNOWE.

Całość powyższego stawidła w odniesieniu do zaworu wylotowego uwidacznia rys. 180. Mimośród okliniony na wale sterującym, uruchamia bezpośrednio za pomocą drążka biegun, który otwiera i zamyka zawór. Ponieważ biegun jest połączony z drążkiem, przeto jest wciąż w ruchu, lecz tylko



Rys. 180.

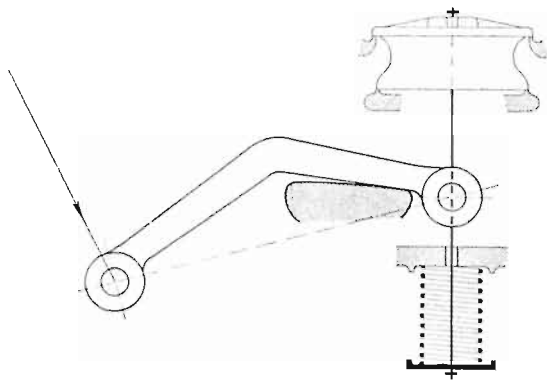
część obrotu mimośrodów służy do otwierania i zamykania zaworu. Celem prawidłowego przenoszenia napędu mimośrodu musi drążek przy swym środkowym położeniu tworzyć z dźwignią w przybliżeniu kąt prosty, gdyż tylko wówczas stosunek przekładni pozostaje bez zmiany.

Działanie stawidła biegunowego rozważmy na podstawie rys. 181, przedstawiającego napęd zaworu wlotowego. Biegun *B*, uruchamiany mimośrodem, opiera się na podkładce stałej *A*, umocowanej w nasadzie zaworowej. Połączony z biegunem *B* trzon zaworu jest obciążony siłą sprężyny umieszczonej w nasadzie. W chwili rozpoczęcia otwierania zaworu i w chwili osiadania jego na siodle, biegun powinien przylegać do podkładki w punkcie *a*, znajdującym się moż-



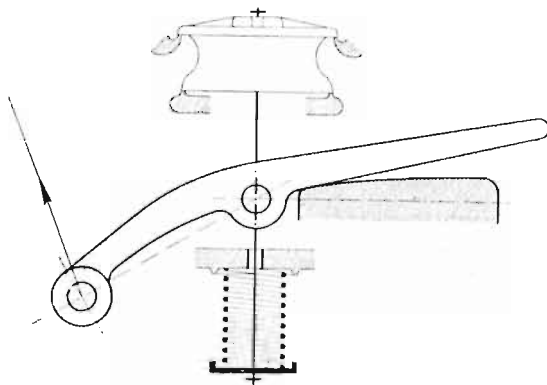
wywiera skutki dźwigni o zmiennej przekładni.

W chwili podnoszenia się zaworu z siódła i osiadania na nim przekładnia jest największa, czyli szybkość ruchu



Rys. 182.

zaworu bardzo mała. Skutkiem tego siła, potrzebna do przyspieszenia zaworu, jest stosunkowo nieduża, przez co części mechanizmu podlegają mniejszemu zderciu. Równocześnie

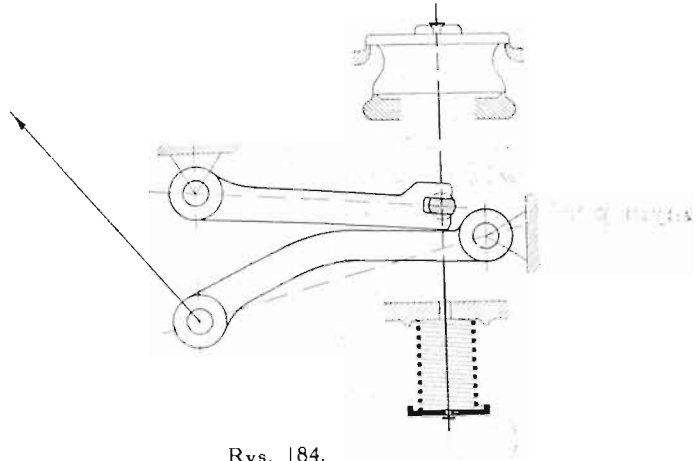


Rys. 183.

powolny ruch zaworu przy osiadaniu jego na siódlach zmniejsza uderzenia o takowe.

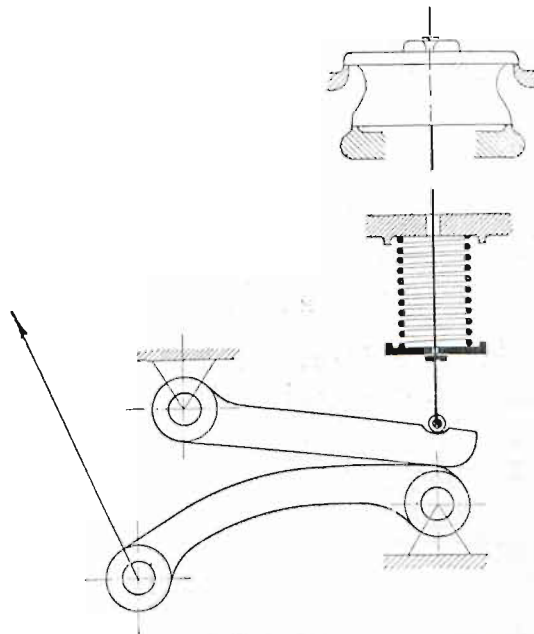
Inne układy stawideł biegunowych widzimy na rys. 182 do 185. Rysunki 182 i 183 odnoszą się do stawidła wylotowego ze stałą podkładką; — w pierwszym wypadku dźwążek jest naprężony na ściskanie, natomiast w drugim — na roz-

ciąganie. Zaznaczyć jednak należy, że układ według rys. 183 jest rzadko używany, ponieważ sprawia trudności konstruk-



Rys. 184.

cyjne przy projektowaniu kształtu nasady. Rysunki 184 i 185 przedstawiają stawidła wylotowe z dwoma ruchomo-



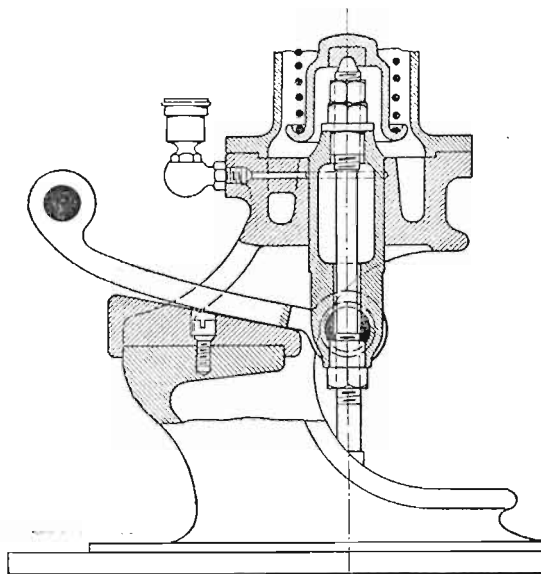
Rys. 185.

my mi biegunami, z których każdy posiada jeden stały punkt obrotu. Układy te mogą być oczywiście stoso-

wane także do napędu zaworów wlotowych. Ze względów na korzystniejszą przekładnię lepszy jest układ według rys. 185 (używany często w maszynach gazowych obustronnego działania), lecz wymaga on celem umieszczenia sprężyny nasady zaworowej znacznie dłuższej.

Z powyższego opisu wynika, że mamy dwa rodzaje stawideł biegunowych, mianowicie:

1) stawidła ze stałą podkładką czyli z ruchomym punktem obrotu bieguna,



Rys. 186.

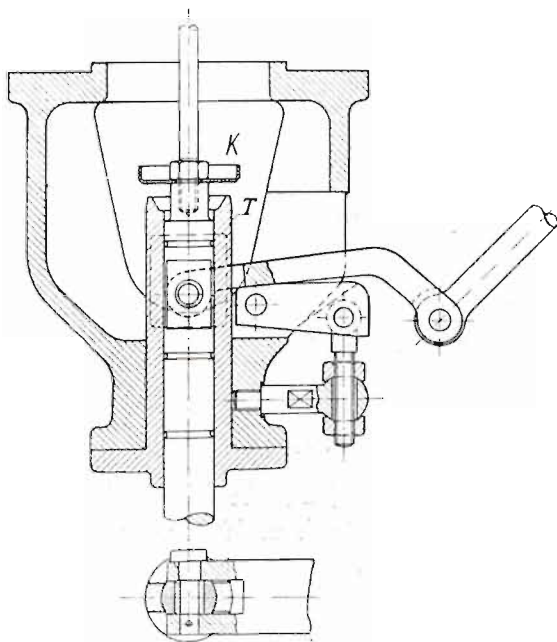
2) stawidła z dwoma ruchomymi biegunami czyli z dwoma nieruchomymi punktami obrotu biegunów.

Porównywując te dwa typy, zaznaczyć trzeba, że w stawidłach drugiego rodzaju sprężyna przyspiesza w okresie zamykania zaworu mniejszą masę części stawidłowych, bo tylko zawór, jego trzon i jeden biegun; — sprężyna może być więc słabsza, czyli mniej obciąża mechanizm stawidłowy. Z tej przyczyny stosuje się dwa ruchome bieguny w maszynach, posiadających duże masy mechanizmu stawidłowego (np. w maszynach gazowych obustronnego działania).

Jako przykłady umieszczenia stawidła biegunowego w nasadzie zaworowej mogą służyć rysunki 186 do 189. Na rys. 186



jest uwidocznione stawidło wlotowe z ruchomym punktem obrotu bieguna. Oczywiście podkładka biegunowa może być umocowana w nasadzie w sposób prostszy. Rys. 187 przedstawia natomiast stawidło wylotowe, w którym można przedstawiać stałą podkładkę, aby móc zmieniać w niewielkich granicach wylot przedzwrotowy i kompresję. W nasadzie znajduje się tuleja  $T$ , ponieważ ten sam model nasady służy

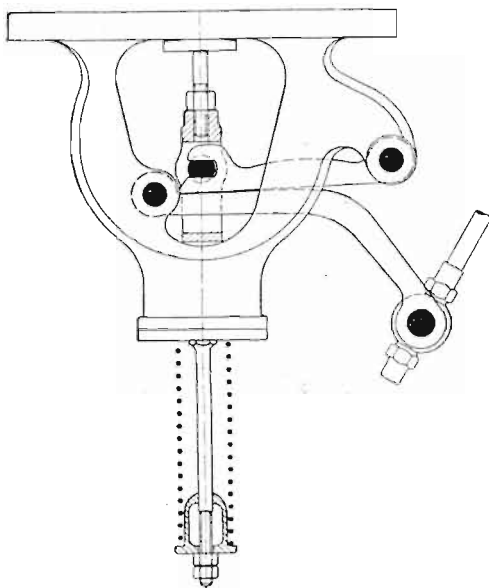


Rys. 187.

jako nasada wlotowa. Miseczka  $K$  zapobiega dostawaniu się skroplin z dławnicy do prowadnicy w tulei  $T$ . Budowę stawideł z dwoma ruchomymi biegunami uwidaczniają rys. 188 (wylotowe) i rys. 189 (wlotowe).

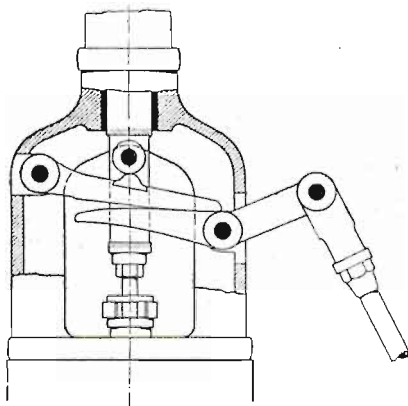
Przechodząc do rozważenia kształtu biegunów, podkreślić należy, że powinien on być tego rodzaju, aby bieguny ulegały możliwie małemu zdzieraniu. Wobec tego nie jest dopuszczalne, aby bieguny ślizgały się po sobie, gdyż powinny one toczyć się po sobie. Ostatni warunek osiąga się w stawidle biegunowym ze stałą podkładką, jeżeli (rys. 190)  $R = 2r$ , przy czym promienie te muszą przechodzić przez środek czopa  $Z$ , znajdującego się w środku trzonu zaworo-

wego. Wówczas bowiem punkt  $Z$  przy ruchu bieguna postępuje w górę podług linii  $Z - M$ .



Rys. 188.

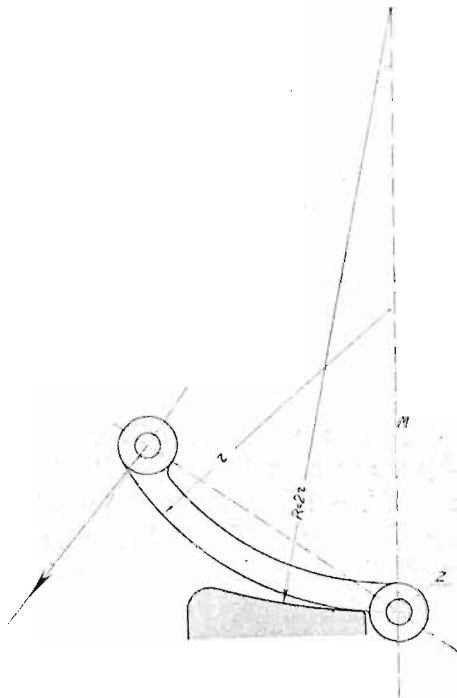
Ze względu na łatwiejszą obróbkę wykonywa się w praktyce zwykle biegun prosty (rys. 191), a podkładka otrzymuje



Rys. 189.

promień o kierunku przeciwnym. Jak wynika z rysunku, przedłużenie dolnej powierzchni ruchomego bieguna musi przechodzić przez środek czopa  $Z$  w trzonie zaworowym. Celem

uzyskania ruchu środka czopa  $Z$  możliwie po osi trzonu zaworu punkt  $N$  podkładki  $A$  na początku zaokrąglenia promieniem  $\rho$  ustala się w ten sposób, by przy zamkniętym zaworze znajdował się on wyżej od punktu  $Z$  o wymiar  $x$ , wynoszący od 0,33 do 0,66 skoku zaworu. Dla osiągnięcia wspomnianego wyniku podany wymiar  $x$  otrzymują się przez

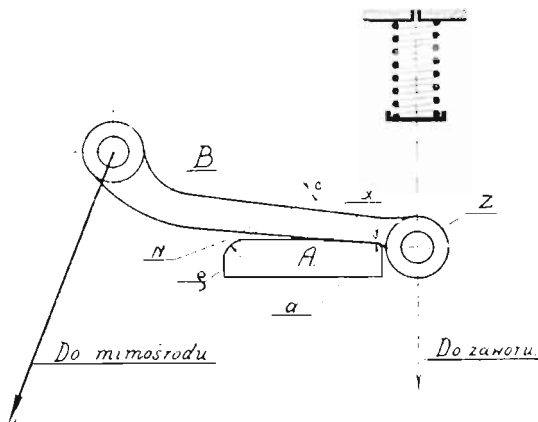


Rys. 190.

dobieranie szeregiem prób. Szybkość otwierania zaworu mechanizmem biegunowym zależy od wielkości szczeliny  $c$  pomiędzy punktem  $N$  i biegunem w chwili rozpoczęcia ruchu zaworu. Im mniejsza jest ta szczelina, którą nazywamy wychyleniem, tym szybciej zawór zostaje otwierany i zamykany, czyli tym większe są jego uderzenia o siedła. Wychylenie  $c$  wykonywa się od 2 do 10 mm, mianowicie mniejsze wartości w wolnobieźnych, a większe w szybkobieźnych maszynach. Oczywiście stosowanie większego wychylenia powoduje większe dławienie pary.

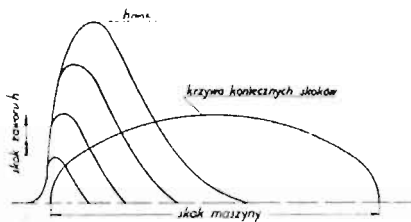
Z powyższego wynika, że mechanizm biegunowy spełnia tylko wówczas swe zadanie dźwigni o zmiennej przekładni, je-

żeli jest prawidłowo ustawiony. Wymaga to częstej kontroli przy obsłudze stawidła. W szczególności należy zwracać uwagę na to, aby bieguny dotykały się w punkcie *a* (rys. 191)



Rys. 191.

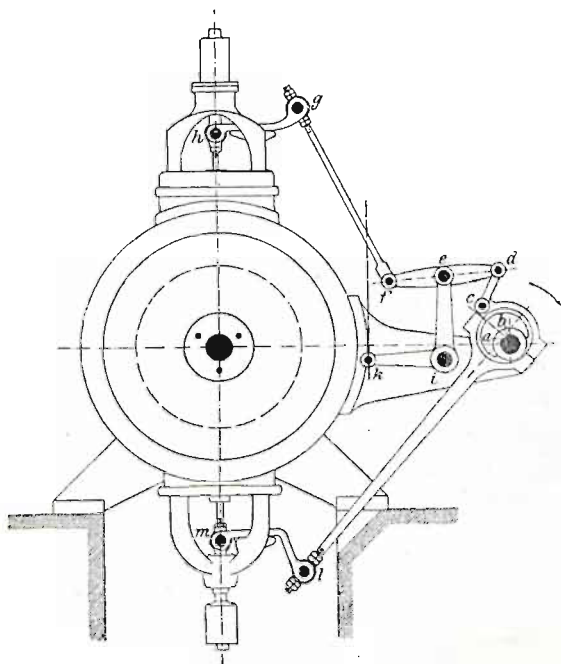
w chwili rozpoczęcia ruchu zaworu. W razie przeciwnym bowiem, np. gdyby we wspomnianej chwili bieguny stykały się w pobliżu punktu *N*, — cel stawidła byłby chybiony. Mechanizm stawidłowy ulegałby wtedy silniejszemu zdzieraniu, a zawór osiadał by na siodle z silnym uderzeniem.



Rys. 192.

Stawidła biegunowe wykonywa się prawie wyłącznie dla niezmiennego rozrządu pary, ponieważ otrzymuje się wówczas mechanizm prosty, zdolny do opanowania dużych mas stawidłowych i dużych przyspieszeń. Natomiast stosowanie zmiennej wielkości napełnienia prowadzi naogół do bardzo zawiłego, a zatem kosztownego mechanizmu stawidłowego. Oprócz tego przy zmiennym rozrządzie pary zachodzi bardzo duże naprężenie sprężyny zaworowej,

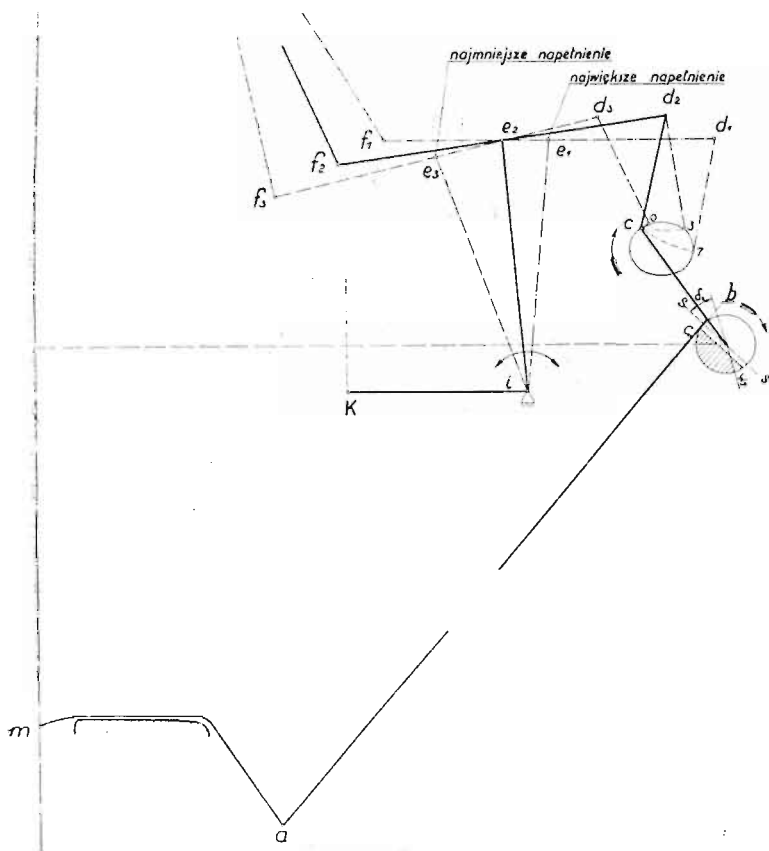
bo skok  $h$  zaworu wzrasta znacznie przy większych napełnieniach (rys. 192). Zmniejszenie największego skoku  $h_{max}$  powodowałoby również zmniejszenie skoków zaworu przy mniejszych napełnieniach, czyli przyczyniałoby się do dużego dławienia pary. Wielka różnica pomiędzy normalnym i największym skokiem zaworu zmusza jednak do budowy długiego zaworu, co jest niekorzystne przede wszystkim ze względu na uzyskanie jego szczelności.



Rys 193.

Licznych, bardzo skomplikowanych, a dziś już nie budowanych konstrukcyj stawideł biegunowych dla zmiennego rozrządu pary nie będę podawał, przytoczę tylko jako przykład takiego stawidła jedno z najprostszych, tj. stawidło Widmanna (rys. 193). W stawidle tym jeden mimośród uruchamia zawór wlotowy i wylotowy, mianowicie pierwszy bezpośrednio zapomocą drążka  $b-l$ , natomiast drugi przy pomocy przytwierdzonej do pokrywy mimośrodu kierownicy  $c-d$ , dźwigni  $d-f$  i drążka umocowanego w punkcie  $f$ . Położenie punktu obrotu  $e$  dźwigni  $d-f$  ustala regulator.

którego mechanizm jest połączony z punktem  $k$ . Przy zmianie położenia pochwy regulatora punkt  $e$  opisuje łuk wokoło wałka regulacyjnego  $i$ . Jeżeli punkt  $e$  zbliża się do cylindra, to maszyna pracuje z mniejszym napełnieniem, a jeżeli zbliża się do wału sterującego — z większym.



Rys. 194

Stawidło Widmanna buduje się zwykle w ten sposób, aby procentowy wlot przedzwrotowy nie podlegał żadnej zmianie (rys. 194). Przyjmując mimośrodowość, znamy drogę punktu  $b$ , oraz znajdujemy drogę punktu  $c$ . Przy napełnieniu średniej wielkości mechanizm stawidłowy znajduje się przy wlocie przedzwrotowym w położeniu  $d_2 - e_2 - f_2$ , — przy największym napełnieniu mamy położenie  $d_1 - e_1 - f_1$ , zaś



przy najmniejszym napełnieniu — położenie  $d_3 - e_3 - f_3$ . Momenty rozpoczęcia rozprężania pary w cylindrze znajdujemy dla powyższych napełnień, wykreślając wokoło punktów  $d_2$ ,  $d_1$  i  $d_3$  łuki promieniami  $d_2 - c$ ,  $d_1 - c$ ,  $d_3 - c$ . Znajdujemy przez to na drodze opisywanej przez punkt  $c$  punkty 3, 7, 0, które określają położenie dźwigni  $c - d$  w chwili ukończenia napełnienia średniej wielkości (punkt 3), największego (punkt 7) i najmniejszego (punkt 0).

Przy projektowaniu mechanizmu dla zaworu wylotowego, trzeba oczywiście dobrać układ, który zapewnia osiągnięcie dostatecznego kąta przodowania. W tym celu wykreślamy prostopadłe do środkowego kierunku drążka mimośrod  $b - a$  linję  $S - S$ , która daje nam kąt przodowania  $\delta_1$ . Linia łącząca punkty początku wylotu przedzwrototowego  $Wy$  i początku kompresji  $Co$ , może być równoległą do linii  $S - S$ , jeżeli długość  $b - a$  drążka mimośrod jest duża w stosunku do mimośrodowości.

## § 48. PROJEKTOWANIE STAWIDEŁ BIEGUNOWYCH.

Najpierw obliczamy na podstawie wzoru  $F \cdot c = f \cdot v$  wolne przekroje zaworu wlotowego i wylotowego. Jeżeli przyjmiemy niezmienny rozrząd pary, to zaprojektowany dla określenia wymaganej mocy silnika wykres indykatora daje nam wielkość charakterystycznych okresów rozrządu pary, mianowicie punkty  $Ex$ ,  $Co$  i  $Wy$ . Na podstawie tych danych kreślimy wykresy suwakowe, osobny dla wlotu i dla wylotu. Średnicę koła suwakowego poleca się przyjąć 100 mm.

Przy projektowaniu wykresu suwakowego dla zaworu wlotowego (rys. 195), przyjmujemy jednakowe napełnienie po stronie ku — i odkorbowej, oraz kąty  $\alpha_l$  i  $\alpha_p$  (w granicach  $7^\circ$  do  $12^\circ$ ), które nie powinny bardzo różnić się. Wykreślając łuki  $L = 5 R_e$ , znajdujemy na kole korby punkty  $Ex_l$  i  $Ex_p$  oraz po stronie odkorbowej przysłonięcie  $e_l$ , zaś po stronie kukorbowej przysłonięcie  $e_p$ . Celem znalezienia kątów przodowania  $\delta_{el}$  po stronie odkorbowej i  $\delta_{ep}$  po stronie kukorbowej, kreślimy równoległe do linii  $Wl_l - Ex_l$  linję  $S_{el} - S_{el}$ , a równoległe do linii  $Wl_p - Ex_p$  linję  $S_{ep} - S_{ep}$ . Z otrzymanego wykresu suwakowego wynika, że zawór wlotowy jest otwarty po stronie odkorbowej w czasie, w którym korba