

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA — TOM XXXV.

Oznaczanie skutku i głównych wymiarów cylindra maszyn spalinowych (gazowych)

NAPISAŁ

Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI

PROFESOR POLITECHNIKI LWOWSKIEJ.



LWÓW 1916.

NAKŁADEM KOMISYI BIBLIOTEKI POLITECHNICZNEJ

I. ZWIĄZKOWA DRUKARNIA WE LWOWIE, LINDEGO 4.



C. 57377

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA — TOM XXXV.

Oznaczanie skutku i głównych wymiarów cylindra maszyn spalinowych (gazowych)

NAPISAŁ

Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI

PROFESOR POLITECHNIKI LWOWSKIEJ.



LWÓW 1916.

NAKŁADEM KOMISJI BIBLIOTEKI POLITECHNICZNEJ

I. ZWIĄZKOWA DRUKARNIA WE LWOWIE, LINDEGO 4.

2.5551



C. 54344

S. 197

Oznaczanie skutku i głównych wymiarów cylindra maszyn spalinowych (gazowych) przedstawione jest w literaturze technicznej w sposób mało pedagogiczny, utrudniający młodemu inżynierowi szybkie wpracowanie się w daną dziedzinę. Z tej przyczyny postanowiłem opublikować część moich wykładów, odnoszącą się do wspomnianego tematu; — wzory potrzebne są wyprowadzone w sposób bardzo prosty, a znany inżynierom z praktyki od szeregu lat. W celu większego ułatwienia przy oznaczaniu głównych wymiarów cylindra umieszczono najważniejsze dane z praktyki jako i kilka liczbowych przykładów.

Ponieważ wyraz „maszyny spalinowe“ nie jest ogólnie używany w terminologii naszej, dodaję w nawiasach „maszyny gazowe“. Również użyłem wyrazu „wartość opałowa“, pomimo że lepiej byłoby używać „wartość cieplikowa“.

Lwów, w marcu 1916.

Autor.

Treść.

Rozdział A.

Wzór, określający skutek maszyny . . . 1—3

Rozdział B.

Obliczenie średniego ciśnienia indikowanego p_i i wydajności ogólnej η_w . . . 3—7

Rozdział C.

Dane z praktyki, potrzebne do obliczenia średniego ciśnienia indikowanego p_i . . . 7—13

Rozdział D.

Dane z praktyki dla $n, s: D, c_m, \eta_m$. . . 13—16

Rozdział E.

Przykłady 16—23

Rozdział F.

Ustanawianie typów normalnych . . . 23—25

Rozdział A.

Wzór, określający skutek maszyny.

Niechaj oznacza:

N_i = dodatni skutek indikowany maszyny w koniach parowych (HP_i);

N_e = skutek efektywny maszyny w koniach parowych (HP_e);

D = średnicę cylindra w cm ;

d = średnicę drąga tłokowego w cm ;

$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ = czynny przekrój tłoka w cm^2 ;

s = skok maszyny w m ;

n = ilość obrotów wału korbowego na minutę;

$c_m = \frac{s \cdot n}{30}$ = średnią prędkość tłokową w m/sec ;

$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$ = wydajność mechaniczną;

p_i = średnie ciśnienie indikowane, działające na tłok, w kg/cm^2 ;

$p_e = p_i \cdot \eta_m$ = średnie ciśnienie efektywne.

Skutek efektywny maszyny parowej, obustronnie działającej, obliczamy podług wzoru:

$$N_e = \frac{2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot p_i \cdot \eta_m}{60 \cdot 75} \quad HP_e. \quad (I)$$

Ten sam wzór można zastosować do wszystkich maszyn spalinowych (gazowych), jeśli pomnoży się go przez $\frac{1}{i}$; liczba i oznacza ilość skoków maszyny, która przypada na jeden skok pożytkowy.

Skutek efektywny maszyny spalinowej (gazowej) obliczamy więc podług wzoru:

$$N_e = \frac{2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot p_i \cdot \eta_m}{60 \cdot 75 \cdot i} \quad HP_e. \quad (II)$$

Stosownie do przedtem podanego określenia posiada i następujące wartości:

Ilość cylindrów	Maszyny działające			
	jednostronnie		obustronnie	
	czterosuw.	dwusuwowe	czterosuw.	dwusuwowe
jeden	4	2	2	1
dwa	2	1	1	$\frac{1}{2}$
cztery	1	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
sześć	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{6}$

Przy projektowaniu nowej maszyny dla pewnego skutku efektywnego N_e przyjmujemy ilość obrotów n i wydajność mechaniczną η_m na mocy danych praktycznych. Chcąc ze wzoru (I) lub (II) obliczyć $F \cdot s$ względnie wymiary D i s , trzeba w pierw oznaczyć średnie ciśnienie indikowane p_i .

Dla maszyn parowych obliczamy p_i z wykresu indikatora. Do cylindra maszyny parowej dopływa para o pewnej, mniej więcej stałej prężności i temperaturze (energia ciśnienia). W poszczególnych przypadkach znane są wielkość szkodliwej przestrzeni cylindra i przeciwprężność, a doświadczenia praktyczne ustaliły z pewnością dostateczną wielkość wykładników krzywych dla ekspansyi i kompresyi. Dla pewnego napełnienia cylindra i pewnej kompresyi możemy więc skonstruować wykres pracy, który prawie zupełnie zgadzać się będzie z wykresem, zdjętym zapomocą indikatora u wykonanej maszyny przy tem samym napełnieniu.

Do cylindra normalnej maszyny gazowej dopływa mieszanka palna o ciśnieniu mniejszem niż 1 atmosfera u czterosuwu, nieznacznie większem niż 1 atm. u dwusuwu (energia chemiczna). Pracę pożytkową uzyskuje się tutaj przez stosowne spalanie mieszanki w cylindrze. Wielkość wykresu indikatora trudno oznaczyć naprzód w sposób niezawodny i dokładny, bo zależna jest ona od licznych czynników, przede wszystkim od dobrego zmieszania świeżych gazów z powietrzem, tempe-

ratury i spalania mieszanki, od dzielności zapalenia i t. d. Indykując maszynę spalinową (gazową), otrzymuje się po sobie następujące wykresy często o nierównej wielkości; — zwłaszcza w okresie spalania mieszanki posiadają one różne ciśnienia, pomimo że obciążenie maszyny się nie zmienia. Również nie są dostatecznie ustalone i wykładniki dla konstrukcyi krzywych ekspansyi i kompresyi. Z wykresu pracy, zaprojektowanego na mocy tak niepewnych danych, otrzymać można łatwo zupełnie fałszywe średnie ciśnienie indikowane p_i . Z tej przyczyny oblicza się zwykle u maszyn spalinowych (gazowych) p_i na mocy zużycia paliwa i powietrza, które stwierdzono przez doświadczenia u podobnych maszyn.

Rozdział B.

Obliczenie średniego ciśnienia indikowanego p_i i wydajności ogólnej η_w .

Wartością opałową (cieplikową) czyli bezwzględnym efektem cieplikowym pewnego paliwa nazywamy ilość ciepłostek, jaką otrzymuje się przy zupełnem spalaniu 1 kg względnie 1 m³ danego paliwa.

W maszynach spalinowych (gazowych) nie możemy jednakowoż wyzyskać tego bezwzględnego efektu cieplikowego, ponieważ wodór (H_2) łączy się z tlenem (O) i uchodzi z cylindra w postaci pary wodnej razem ze spalinami, których temperatura przewyższa znacznie temperaturę skraplania się pary. Po odliczeniu ciepła pary wodnej, znajdującej się w spalinach 1 kg względnie 1 m³ paliwa, od wartości opałowej (zwanej także wartością opałową górną), otrzymujemy t. zw. wartość opałową dolną, która jest miarodajna dla oceny maszyn spalinowych (gazowych). Jedynie w zakładach silnikowych, w których ciepło spalin zostaje także wyzyskane, należałoby liczyć z wartością opałową górną.

Wartość opałową, tak górną jak dolną, należy oznaczyć w każdym poszczególnym przypadku kalorymetrycznie. Przy termicznych ocenach maszyn gazowych przelicza się zwykle objętość gazu zużytego jako i jego wartość opałową dolną na tak zwany stan normalny, t. j. temperaturę 0° C i stan barometru 760 $\frac{mm}{m}$ sł. rt. Dla paliw płynnych przyjmuje się

zwykle $15^{\circ} C$ jako temperaturę normalną, co jednakowoż nie wpływa w praktyce na wynik zużycia paliwa przez maszynę.

Niechaj W_k oznacza wartość opałową dolną w ciepłostkach, znalezioną kalorymetrycznie przy temperaturze $t^{\circ} C$ i stanie barometru b , to wartość opałowa dolna, zredukowana na stan normalny, wynosić będzie:

$$W = W_k \cdot \frac{760(1 + \alpha \cdot t)}{b}; \quad \alpha = \frac{1}{273}.$$

Niechaj G_z oznacza objętość gazu w m^3 przy temperaturze $t^{\circ} C$ i stanie barometru b , którą spotrzebowuje maszyna na 1 HP_c -godz., n. p. odczytaną na zegarze gazowym, to objętość gazu, zredukowana na stan normalny, wynosić będzie:

$$G = \frac{G_z}{1 + \alpha \cdot t} \cdot \frac{b}{760}.$$

Przykład:

$W_k = 5000$ ciepł./ m^3 ; $G_z = 0,4 m^3$; $t = 20^{\circ} C$; $b = 730 \frac{mm}{m}$ sł. rt.

$$W = 5000 \cdot \frac{760}{730} \left(1 + \frac{20}{273}\right) \cong 5585 \text{ ciepł./}m^3.$$

$$G = \frac{0,4 \cdot 730}{\left(1 + \frac{20}{273}\right) \cdot 760} \cong 0,358 m^3.$$

Przez redukcję na stan normalny zwiększa się więc wartość opałowa, a zmniejsza się objętość gazu.

Ponieważ ilość ciepłostek, zużytych przez maszynę na 1 konia i godzinę:

$$C = W \cdot G = W_k \cdot G_z,$$

polecać można. oddawanie gwarancyi zużycia paliwa przez wyrażanie ich w ciepłostkach. Jeśli gwarantuje się zapotrzebowanie paliwa w m^3 , należy wyraźnie zaznaczyć stan barometru i temperaturę, aby uniknąć ewentualnych nieprzyjemności z odbiorcą, który n. p. u maszyn, pędzonych gazem świetlnym, może stwierdzić zapomocą zegaru gazowego użytą ilość gazu, za którą płacić musi.

Ponieważ stan normalny $t = 0^{\circ} C$ i $760 \frac{mm}{m}$ sł. rt. nie odpowiada warunkom najczęściej zachodzącym, słuszne są domagania zaprowadzenia odpowiedniejszego stanu normalnego, mianowicie $b = 735,5 \frac{mm}{m}$ sł. rt. i $t = 15^{\circ} C$.

Niechaj oznacza:

η_n = stopień napełnienia cylindra roboczego, u maszyn czterosuwowych w czasie skoku ssącego, u maszyn dwusuwowych przez pompy;

W = wartość opałową dolną $1 m^3$ gazu, zredukowaną na stan normalny, względnie $1 kg$ paliwa płynnego, wyrażoną w ciepłostkach;

1 = ilość gazu w mieszance palnej, napełniającej cylinder, w m^3 ;

a = ilość powietrza w mieszance palnej, napełniającej cylinder, w m^3 , czyli a = stosunek powietrza do gazu;

$W_m = \frac{W}{1+a}$ = wartość opałową dolną mieszanki palnej, napełniającej cylinder, wyrażoną w ciepłostkach.

Stosunek a podaje ilość powietrza w m^3 , jaka jest rzeczywiście potrzebna do spalania $1 m^3$ gazu względnie $1 kg$ paliwa płynnego.

G = ilość paliwa, zużytego do wytworzenia skutku 1 efektywnego konia — godziny ($1 HP_c$ —godz.), — przy gazach w m^3 , zredukowaną na stan normalny, — przy paliwach płynnych w kg .

Dalsze znakowania, jak na początku podano.

W czasie jednej sekundy maszyna wykonywa pożytkową pracę mechaniczną:

$$L_s = \frac{2 F \cdot s \cdot n \cdot p_i \cdot \eta_m}{60 \cdot i} \quad \text{kgm.} \quad (1)$$

Aby uzyskać tę pracę, trzeba w czasie jednej sekundy doprowadzić do maszyny ilość ciepłostek:

$$Q_s = \frac{2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot \eta_n \cdot W_m}{60 \cdot i \cdot 10000} = \frac{2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot \eta_n \cdot W}{60 \cdot i \cdot 10000 (1+a)} \quad (2)$$

(10000, ponieważ F w cm^2 , a W w ciepł./ m^3).

Ciepło, określone wzorem (2), wytwarza w maszynie pożytkową pracę mechaniczną, wyrażoną wzorem (1), przy czym powstają jedynie pewne straty. Jeśli uwzględnimy straty te przez wydajność ogólną η_w , a równoważnik cieplikowy jednostki

pracy przez $A = \frac{1}{427}$ w ciepl. kgm , to po pomnożeniu wzoru (2) przez $\eta_w \cdot 427$ musi się on równać wzorowi (1), czyli:

$$\frac{2.F.s.n.p_i \cdot \eta_m}{60.i} = \frac{2.F.s.n.\eta_n.W.\eta_w.427}{60.i.10000(1+\alpha)}$$

Z ostatniego równania znajdujemy średnie ciśnienie indikowane maszyn gazowych:

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot \eta_n \cdot \eta_w \cdot W}{\eta_m(1+\alpha)} \quad (3)$$

U maszyn spalinowych, pędzonych paliwami płynnymi, jest objętość paliwa w mieszance bardzo mała w stosunku do objętości powietrza, tak że nie trzeba jej uwzględniać, czyli tutaj otrzymamy:

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot \eta_n \cdot \eta_w \cdot W}{\eta_m \cdot \alpha} \quad (4)$$

Ponieważ równoważnik cieplikowy 1 HP_c — godz. wynosi $\frac{75.3600}{427} \cong 632$ ciepłostek, oznaczamy wydajność ogólną przez wzór:

$$\eta_w = \frac{\text{równoważnik cieplikowy 1 } HP_c \text{ godz.}}{\text{ilość zużytych ciepłostek}} = \frac{632}{W.G} \quad (5)$$

Wydajność mechaniczna:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}; \quad (6)$$

w ostatnim wzorze ma N_i oznaczać dodatni skutek indikowany.

W przeciwstawieniu do norm inżynierów niemieckich dla badania maszyn spalinowych rozumiem przez N_i dawne pojęcie „skutku indikowanego“, więc bez odejmowania pracy indikowanej pomp u maszyn dwusuwowych względnie pracy indikowanej skoku ssącego i wydmuchowego u maszyn czterosuwowych. Podane w dalszym ciągu (rozdział C, D i E) wielkości dla η_m i p_i odnoszą się do pojęcia, określonego przez wzór 6., czyli do p_i , znalezione go z wykresu indikatora cylindra roboczego.

Przy odejmowaniu indikowanej pracy ujemnej od dodatniej, ustanowionem przez normy wyżej wspomniane, otrzymuje

się mniejsze p_i , czyli większe η_m . Odejmuwanie to spowodowało dużo zamętu, tak że czytając dziś jakiegokolwiek sprawozdania z doświadczeń, trzeba wpierv stwierdzać, jak dany inżynier pojmował N_i . Wartości, potrzebne inżynierowi w praktyce, znajduje się najłatwiej i najniezawodniej przy dawnem, jedynie racjonalnem pojęciu N_i , o którego ponowne wprowadzenie do „norm“ słusznie się dopominają inżynierowie.

Rozdział C.

Dane z praktyki, potrzebne do obliczenia średniego ciśnienia indikowanego p_i .

1). Stopień napelnienia η_n .

W warunkach normalnych, więc przy stanie barometru $b \cong 735,5 \frac{mm}{m}$ sł. rt. i temperaturze $t \cong 15^{\circ} C$, jest dla normalnie zbudowanych maszyn spalinowych (gazowych):

$$\eta_n \cong 0,86 \text{ --- } 0,8, \text{ jeśli } n \cong 90 \text{---} 300 \text{ obr/min.};$$

$$\eta_n \cong 0,77 \text{ --- } 0,6, \text{ jeśli } n \cong 550 \text{---} 1200 \text{ obr/min.}$$

Maszyny czterosuwowe, pracujące z przepłukiwaniem cylindra powietrzem i napelnieniem go mieszaną palną o ciśnieniu większem niż atmosferyczne mogą posiadać $\eta_n \geq 1$. Natomiast u maszyn, u których spaliny nie zostają dostatecznie usunięte z cylindra (n. p. pewne rodzaje maszyn dwusuwowych), jest η_n mniejsze niż wartości wyżej podane.

Przy mniejszem ciśnieniu barometru b_x niż $735,5 \frac{mm}{m}$, maksymalny skutek indikowany zmniejsza się mniej więcej w stosunku $b_x : 735,5$. Jeśli jednakowoż w takich przypadkach gazy świeże dopływają do maszyny niezależnie od ciśnienia barometrycznego, to maksymalny skutek indikowany zmniejsza się mniej niż w stosunku $b_x : b$, a przy obliczeniu należy uwzględnić stosunek powietrza do gazu, oznaczony przedtem przez a .

Przykład.

Maszyna gazowa posiada przy stanie barometru $b = 735,5 \frac{mm}{m}$ sł. rt. maksymalny skutek indikowany $N_i = 125 \text{ HP}_i$. Przy $\eta_m = 0,8$ jest $N_e = 125 \cdot 0,8 = 100 \text{ HP}_e$, czyli $N_i = 125 - 100 = 25 \text{ HP}$.

Gdyby maszyna powyższa miała pracować przy stanie barometru $b_x = 618 \text{ mm}$ sł. rt., to maksymalny skutek indikowany wynosiłby: $N_i = 125 \cdot \frac{618}{735,5} \cong 105 \text{ HP}_i$,

a maksymalny skutek efektywny:

$$N_e = 105 - 25 = 80 \text{ HP}_e.$$

2). Wydajność mechaniczna η_m .

$\eta_m = 0,65 - 0,87$ (szczegółowe dane patrz rozdział D.).

3). Średnia wartość opałowa dolna W , zapotrzebowanie powietrza α i wydajność ogólna η_w .

W tablicy obok umieszczonej podano η_w dla pełnego obciążenia maszyn umiejętnie zbudowanych i wzorowo wykonanych, a pracujących z ilością obrotów na minutę $n = 300 - 90$, zależnie od rodzaju maszyny.

Ponieważ zapotrzebowanie siły mechanicznej w praktyce najczęściej się waha, obciążenie silnika jest zmienne. Zależnie od wielkości obciążenia rozróżniamy:

a) skutek normalny, który odpowiadać powinien najczęściej zachodzącemu obciążeniu; — zużycie paliwa przez maszynę winno być wtedy najmniejsze;

b) stały skutek maksymalny, który maszyna może stale wytwarzać w razie zapotrzebowania;

c) przejściowy skutek maksymalny, który maszyna może wytwarzać tylko przez krótki przeciąg czasu (n. p. pół godziny), ze względu na nadmierne zużycie poszczególnych części maszyny względnie nadmierne rozgrzanie się ich;

d) skutek mniejszy niż normalny; — zapotrzebowanie paliwa przez maszynę jest wtedy większe niż przy obciążeniu normalnym.

U maszyn parowych jest stały skutek maksymalny zwykle znacznie większy niż skutek normalny, czyli że maszynę parową można znacznie przeciążać. U maszyn spalinowych (gazowych) natomiast jest zużycie paliwa najmniejsze przy stałym skutku maksymalnym, który jest więc tutaj zarazem skutkiem normalnym. Zwykle wykonywa się jednakowoż maszyny spalinowe o takich wymiarach cylindra, że można je przeciążać stale o 10% do 12%.

R o d z a j p a l i w a	Średnia wartość opałowa dolna W ciepłotek	Ciężar właściwy. Przy $0^{\circ}C$ i $760 \frac{mm}{m}$ sł. rt. $1 m^3$ względnie przy $15^{\circ}C$ 1 liter waży kg	Ilość powietrza a , potrzebna na $1 m^3$ względnie $1 kg$ paliwa		Ilość paliwa G w m^3 względnie w kg na $1 HP_e$ godzinę i wydajność ogólna η_w (dla gazów przy $15^{\circ}C$ i $735,5 \frac{mm}{m}$ sł. rt.) przy pełnym obciążeniu maszyn o skutku														U w a g i
			teoretycznie m^3	rzeczywiście m^3	3 HP_e		12 HP_e		25 HP_e		45 HP_e		100 HP_e		250 HP_e		ponad 400 HP_e		
					G	η_w	G	η_w	G	η_w	G	η_w	G	η_w	G	η_w	G	η_w	
gaz świetlny	5000	0,52	6	7,5—10	0,62	0,204	0,55	0,23	0,51	0,247	0,47	0,268	—	—	—	—	—	—	Wydajność generatora gazowego: $\eta_{gen}=0,73-0,82$.
gaz generatorowe antracyt	8000	—	—	—	—	—	0,55	0,143	0,5	0,158	0,46	0,171	0,41	0,192	0,395	0,2	0,395—0,36	0,2—0,22	
gaz z antracytu	1250	1,—1,1	0,9—1,15	1,4—1,5	—	—	2,7	0,187	2,4	0,21	2,25	0,225	2,1	0,24	2,07	0,244	2,07—1,87	0,244—0,27	
koks	7000	—	—	—	—	—	0,65	0,139	0,59	0,153	0,54	0,167	0,48	0,188	0,45	0,2	0,45—0,41	0,2—0,22	
gaz z koksu	1150	1,1—1,2	0,85—1	1,2—1,3	—	—	2,95	0,186	2,6	0,21	2,44	0,225	2,29	0,24	2,25	0,244	2,25—2,04	0,244—0,27	
brykiety z węgla brunatnego	4800	—	—	—	—	—	0,93	0,142	0,85	0,155	0,79	0,167	0,7	0,188	0,66	0,2	0,66—0,6	0,2—0,22	
gaz z brykietów węgla brunatnego	1100	1,1	0,9—1	1,2—1,3	—	—	3,08	0,186	2,74	0,21	2,55	0,225	2,39	0,24	2,35	0,244	2,35—2,13	0,244—0,27	
gaz wielkopieczowy	900	1,25—1,3	0,7	0,9—1,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2,93	0,24	2,93—2,6	0,24—0,27	Maszyny czterosuwowe z przepłukiwaniem zużywają o około 8% mniej, normalne maszyny dwusuwowe o około 8% więcej gazu.
gaz koksowniany (z pieców koksowych)	4000	0,5—0,6	5,3	7,5—9,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,66	0,24	0,66—0,585	0,24—0,27	
benzyna	10000	0,7—0,73	12,5	17—20	0,35	0,18	0,33	0,191	0,29	0,218	—	—	—	—	—	—	—	—	G i η_w aż do 100 HP_e podane dla motorów jednocylindrowych. U motorów dwucylindrowych jest η_w tak duże jak dla motorów jednocylindrowych o skutku o połowę mniejszym;— n. p. dla motoru dwucylindrowego 90 HP_e jest $\eta_w=0,305$. Leżące motory Diesela zużywają około 3% więcej paliwa, jeśli są czterosuwowe, a około 10% więcej, jeśli są dwusuwowe, niż cyfry obok podane.
benzol, ergin, autin, naftalina	9500	0,86—0,88	10,2	15—18	0,32	0,208	0,3	0,222	0,265	0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	
nafta	10500	0,81—0,83	11,5	16—22	0,4	0,15	0,38	0,158	0,36	0,167	—	—	—	—	—	—	—	—	
spirytus nieoczyszczony (90%)	5700	0,834	6	13—16	0,5	0,222	0,47	0,236	0,44	0,252	—	—	—	—	—	—	—	—	
ropa naftowa (Diesel czterosuwowy stojący)	10000	0,85—0,89	11	18—22	—	—	0,234	0,27	0,218	0,29	0,207	0,305	0,197—0,191	0,32—0,33	0,197—0,191	0,32—0,33	0,197—0,185	0,32—0,34	
ropa naftowa (motor dwusuwowy z kulą żarzącą*)	10000	0,85—0,89	11	20—25	0,42	0,15	0,36	0,175	0,332	0,19	0,316	0,2	—	—	—	—	—	—	
olej smolny dla Diesela (maż pogazowa)	8800—9200	1—1,1	10	18—20	wydajność ogólna η_w mniej więcej jak u maszyn, zasilanych ropą naftową.														

*) motor czterosuwowy Bronsa spotrzebuje o około 20% mniej paliwa.

4). Średnie wartości ciśnień p_i , p_c i p_z .

Przy obciążeniu normalnym maszyn wykonanych znajdujemy najczęściej następujące wartości

- średniego ciśnienia indikowanego p_i w atm.;
- ciśnienia przy końcu kompresji p_c w atm. abs;
- największego ciśnienia w okresie spalania p_z w atm.

nadciśnienia:

Rodzaj paliwa	Maszyny jednostronnie działające			Maszyny obustronnie działające		
	p_i atm	p_c atm abs	p_z atm nadc.	p_i atm	p_c atm abs	p_z atm nadc.
gaz świetlny	4,5—5,8	6—8	20—25	—	—	—
gaz generatowy *)	4—5,3	9—11	20—25	4,8—5,3	10—12	25
gaz wielkopieczowy *)	—	—	—	4,8—5,3	12—14	25
gaz koksowniany *)	—	—	—	4,8—5,3	8,5—7	25—28
benzyna, benzol	4,5—5,5	4—5,5	20	—	—	—
autin, ergin	4,5—5,5	6—9	20	—	—	—
nafta	3,5—4	3—4	20	—	—	—
spirytus nieoczysz.	3,5—4,5	9—12	20	—	—	—
motory Diesela	6,5—7,5	32—35	31—34	6,5—7,5	32—35	31—34
motory dwusuwowe z kulą żarzącą	2,3—3	6—9	17—20	—	—	—
motory czterosuwowe z kulą żarzącą	2,3—3	4—5	17—20	—	—	—

*) u maszyn czterosuwowych z przepłukiwaniem cylindra jest $p_i = 5,7—6,2$ atm.

Rozdział D.

Dane z praktyki dla n , s : D , c_m , η_m .

Cyfry, poniżej umieszczone, odnoszą się do maszyn stałych, więc z wykluczeniem motorów okrętowych i automobilowych.

Ilość obrotów oznaczono przez :

n = ilość obrotów, stosowaną u maszyn wykonanych,

n_p = ilość obrotów, jaką polecać można.

I.) Maszyny spalinowe (gazowe), jednostronnie działające. *)

N_e = skutek efektywny maszyny jednocyldrowej.

$N_e =$	0,5—3	4—6	8—12	15—35	50—80	90—100	125	160
$n =$	600—250	450—230	420—220	380—190	250—170	230—160	220—150	200—150
$n_p =$	350—250	300—250	280—220	250—200	200—180	180	170	160
$s : D =$	1,8—1,1	1,7—1,1	1,7—1,1	1,6—1,1	1,5—1,1	1,4—1,1	1,4—1,05	1,3—1,05
$c_m \leq$	1—2	1,8—2,5	2,2—2,7	2,5—3,3	3—3,6	3,5—3,8	3,7—4	4—4,2
$\eta_m =$	0,6—0,7	0,6—0,72	0,65—0,75	0,75—0,78	0,79—0,8	0,8—0,81	0,81—0,82	0,82

U dwusuwowych motorów ropowych z kulą żarzącą jest η_m o 1% do 2% korzystniejsze niż w powyższej tabelce, a zwykle stosuje się u nich znacznie większą ilość obrotów niż n_p podaje, mianowicie u motorów $N_e = 2—12$ HP, o około 50% do 40%, u motorów $N_e = 15—40$ HP, o około 20% do 10% większą niż n_p .

Maszyny kilkocyldrowe pracują z ilością obrotów, odpowiadającą skutkowi jednego cylindra :

n. p. dwucylindrowy motor o skutku $N_e = 150$ HP, otrzymałby
 $n_p = 200—180$ obrotów/min.

II.) Czterosuwowe maszyny gazowe, obustronnie działające.

	Maszyny jedno-cylindrowe		Maszyny posobne (tandem) i bliźniacze			Uwagi
$N_e =$	150—225	250—325	350—900	1000—1600	1700—3200	U maszyn pędzących dmuchawy stosuje się: $n = 95—80$ obr/min.
$n =$	150	150—125	150—125	110—94	94	
$s : D =$	1,15—1,3	1,15—1,3	1,15—1,4	1,15—1,4	1,15—1,4	
$c_m \leq$	3—3,5	3,2—3,75	3,25—3,75	3,6—4	4—4,5	
$\eta_m =$	0,75—0,76	0,76—0,77	0,78—0,81	0,82—0,84	0,84—0,85	

Maszyny bliźniaczo-posobne (czterocyldrowe) posiadają wydajność mechaniczną η_m o 1% do 2% lepszą.

*) Motory Diesela patrz str. 15 i 16.

III.) Dwusuwowe maszyny gazowe, obustronnie działające (system Koertinga).

$N_e = 300 - 1000 \text{ HP}_e$ w jednym cylindrze.

$n = 100 - 94$ (do popędu dmuchaw $n = 85 - 80$).

$s : D = 1,55 - 1,8$.

$c_m = 3,3 - 4,5$.

$\eta_m = 0,7 - 0,75$.

IV.) Czterosuwowe motory Diesela, jednostronnie działające.

Stałe motory Diesela buduje się najczęściej jako

jednocylindrowe o skutku $N_e = 12 - 100 \text{ HP}_e$,

dwucylindrowe „ „ $N_e = 70 - 250 \text{ HP}_e$,

trzcylindrowe „ „ $N_e = 120 - 450 \text{ HP}_e$,

czterocylindrowe „ „ $N_e = 200 - 1000 \text{ HP}_e$.

Im mniej cylindrów motor posiada dla pewnego skutku, tem jest tańszy, lecz posiada większą wagę z powodu cięższego koła zamachowego. Wydajność mechaniczna η_m nie wzrasta równomiernie z coraz większym skutkiem, gdyż ilość cylindrów wpływa ujemnie na η_m . Zużycie ropy na 1 HP_e —godz. nie zmniejsza się znacznie u wielkich motorów, bo u nich stosuje się tłoki chłodzone, które wywierają wpływ ujemny pod względem termicznym. Im więcej cylindrów motor posiada, tem równomierniejszy może być bieg jego; — równocześnie i ze względu na niezawodność motoru polecać można stosowanie większej ilości cylindrów o małej średnicy.

Jednocylindrowe normalne motory czterosuwowe:

$s : D =$	1,7	1,35	
		↓		↓	
u motorów	. .	mniejszych	większych.	
$N_e =$	12—25	30—50	60—75	80—100	125—150
$n =$	300—205	250—180	230—165	210—160	180—150
$n_p =$	260—240	220—200	200—180	187	167
$c_m \leq$	2,5—3,3	3—3,6	3,2—3,9	3,4—4,1	3,8—4,2
$\eta_m =$	0,68—0,72	0,7—0,74	0,72—0,75	0,73—0,76	0,74—0,77

Motory kilkocylindrowe pracują z ilością obrotów, odpowiadającą skutkowi jednego cylindra:
 n. p. dwucylindrowy motor o skutku $N_e=120 HP_e$ otrzymałby $n_p=200-180$; trzycylindrowy motor o skutku $N_e=250 HP_e$ otrzymałby $n_p=187$; czterocylindrowy motor o skutku $N_e=500 HP_e$ otrzymałby $n_p=167$.

Przy $N_e=800$ jest $n=150$; przy $N_e=1000$ jest $n=140$.

Motory okrętowe posiadają: $c_m \leq 5,5 m/sec$, $s:D=1,4-1,4$.

V.) Motory Diesela o wielkim skutku.

Motory lądowe tego rodzaju wykonuje się obecnie najczęściej jako:

1.) Czterosuwowe maszyny obustronnie działające, ustroju leżącego, mianowicie systemu posobnego (tandem) o skutku $N_e=600-2000 HP_e$, systemu bliźniaczoposobnego (4 cylindrowe) o skutku $N_e=1200-4000 HP_e$.

U maszyn wykonanych znajdujemy:

$n=150-94$ obr./min; $c_m=3,8-4,5 m/sec$; $s:D=1,4-1,15$;
 $p_e=p_i \cdot \eta_m=4,6-5,2 kg/cm^2$; $\eta_m=0,75-0,8$.

Czterosuwowe maszyny jednostronnie działające, ustroju stojącego, bywają budowane aż do $N_e \approx 1000 HP_e$.

2.) Dwusuwowe maszyny jednostronnie działające, ustroju stojącego, mianowicie jako czterocylindrowe o skutku $N_e=750-2000 HP_e$, jako sześciocylindrowe o skutku $N_e=1250-4000 HP_e$.

U maszyn wykonanych znajdujemy:

$n=180-130$ obr./min; $c_m=3,6-4,4 m/sec$;
 $p_e=p_i \cdot \eta_m=4,4-5,2 kg/cm^2$.

Stosunek $s:D$ zależy od rodzaju przepłukiwania cylindra; — przy przepłukiwaniu zapomocą wentyli w łbicy jest $s:D=1,5-1,85$, — przy przepłukiwaniu zapomocą szczelin w cylindrze jest $s:D=1,2-1,45$.

Rozdział E.

Przykłady.

We wszystkich przykładach obliczeń maszyn gazowych oznacza W wartość opałową dolną w ciepł./ m^3 , a G zużycie paliwa na $1 HP_e$ —godzinę w m^3 przy podanem przez odbiorcę lub dostawcę ciśnieniu barometru i podanej temperaturze.

U maszyn, pędzonych paliwami płynnymi, oznacza W wartość opałową dolną w ciepł./kg.

Średnie ciśnienie efektywne $= p_e = p_i \cdot \eta_m$.

Dalsze znakowania, jak przedtem podano.

1 - wszy przykład.

Oznaczyć wymiary czterosuwowego motoru stojącego, jednostronnie działającego, o skutku $N_e = 16 \text{ HP}_e$; $n = 300$; gaz świetlny posiada $W = 4500 \text{ ciepł./m}^3$.

Z tablicy, umieszczonej na stronach 9—12, przyjmujemy

$$\eta_m = 0,23 \text{ czyli } G = \frac{632}{0,23 \cdot 4500} \cong 0,61 \text{ m}^3 \text{ na } 1 \text{ HP}_e\text{-godz.}$$

Przyjmując dalej:

$\eta_m = 0,8$; $\eta_m = 0,76$; $a = 8 \text{ m}^3/\text{m}^3$, otrzymamy:

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot 0,8 \cdot 0,23 \cdot 4500}{0,76 \cdot 9} \cong 5,17 \text{ kg/cm}^2;$$

$$N_e = \frac{2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot p_i \cdot \eta_m}{60 \cdot 75 \cdot 4};$$

$$F \cdot s = \frac{16 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 4}{2 \cdot 300 \cdot 5,17 \cdot 0,76} \cong 122 \text{ cm}^2 \cdot \text{m.}$$

$$\text{Jeśli } s = 280 \text{ m}_m, \text{ to } F = \frac{122}{0,28} \cong 437 \text{ cm}^2; D \cong 236 \text{ m}_m.$$

Aby móżd przeciążyć motor o około 10%, wykonywamy:

$$s = 280 \text{ m}_m; D = 250 \text{ m}_m; s : D = 1,12; c_m = \frac{0,28 \cdot 300}{30} = 2,8 \text{ m/sec.}$$

$$F \cong 491 \text{ cm}^2.$$

Dla obciążenia $N_e = 16 \text{ HP}_e$ otrzymalibyśmy:

$$p_e = \frac{16 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 4}{2 \cdot 491 \cdot 0,28 \cdot 300} \cong 3,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Przy $\eta_m = 0,76$ byłoby $p_i = \frac{3,5}{0,76} \cong 4,6 \text{ kg/cm}^2$.

Dla obciążenia $N_e = 18 \text{ HP}_e$ otrzymalibyśmy:

$$p_e = \frac{3,5 \cdot 18}{16} \cong 3,94 \text{ kg/cm}^2.$$

Przy $\eta_m = 0,76$ byłoby $p_i = \frac{3,94}{0,76} \cong 5,18 \text{ kg/cm}^2$.

2 - gi przykład.

Oznaczyć wymiary czterosuwowego motoru leżącego, jednostronnie działającego, o skutku $N_e = 55 \text{ HP}_e$, zasilanego gazem ssanym.

Koks posiada $W = 6800 \text{ ciepł./kg}$, a gaz ssany $W \cong 1110 \text{ ciepł./m}^3$.

Podług danych rozdziału C, 3) wynosi wydajność ogólna generatora gazowego i motoru $\eta_w = 0,167$ czyli $G = \frac{632}{6800 \cdot 0,167} \cong \cong 0,557 \text{ kg}$ koksu. Przyjmując wydajność generatora gazowego $\eta_{gen} = 0,743$, otrzymamy dla motoru $\eta_w = \frac{0,167}{0,743} \cong 0,225$.

$$\text{Ilość ciepłostek na } 1 \text{ HP}_e\text{-godz.} = W \cdot G = \frac{632}{0,225} \cong 2800.$$

Jeśli $\eta_n = 0,81$; $\eta_m = 0,79$; $n = 200$; $a = 1,25 \text{ m}^3/\text{m}^3$, otrzymamy:

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot 0,81 \cdot 0,225 \cdot 1110}{0,79 \cdot 2,25} \cong 4,85 \text{ kg/cm}^2.$$

$$F \cdot s = \frac{55 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 4}{2 \cdot 200 \cdot 4,85 \cdot 0,79} \cong 645 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}.$$

Wyliczamy następującą tabelkę:

s	m'_m	=	450	480	500
F	cm^2	\cong	1430	1340	1290
D	m'_m	\cong	427	413	405
$s:D$		\cong	1,05	1,16	1,23
c_m	m/sec	\cong	3	3,2	3,34

Wybieramy: $s = 480 \text{ m}'_m$; $D = 420 \text{ m}'_m$; $s:D = 1,14$;
 $F = 1385 \text{ cm}^2$.

Przy obciążeniu $N_c = 55 \text{ HP}_e$ jest: $p_c = \frac{55 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 4}{2 \cdot 1385 \cdot 0,48 \cdot 200} \cong \cong 3,72 \text{ kg/cm}^2$;

jeśli $\eta_m = 0,79$, to otrzymalibyśmy: $p_i = \frac{3,72}{0,79} \cong 4,71 \text{ kg/cm}^2$;

Przy obciążeniu $N_c = 60,5 \text{ HP}_e$ jest: $p_c = 3,72 \cdot \frac{60,5}{55} \cong \cong 4,09 \text{ kg/cm}^2$;

jeśli $\eta_m = 0,79$, to otrzymalibyśmy: $p_i = \frac{4,09}{0,79} \cong 5,18 \text{ kg/cm}^2$.

3-ci przykład.

Czterosuwowa maszyna gazowa, obustronnie działająca, systemu posobnego (tandem) o skutku $N_c = 2000 \text{ HP}_e$. Gazy wielkopieczowe posiadają $W = 900 \text{ ciepł./m}^3$. Fabryka, budująca generator elektryczny, ustanowiła $n = 94 \text{ obr./min}$.

Przyjmujemy:

$$\eta_w = 0,27 \text{ czyli } W \cdot G = \frac{632}{0,27} \cong 2340 \text{ ciepł. na } 1 \text{ HP}_e\text{-godzinę.}$$

$$\eta_n = 0,82; \quad \eta_m = 0,84; \quad \alpha = 1 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Średnie ciśnienie indikowane wynosi:

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot 0,82 \cdot 0,27 \cdot 900}{0,84 \cdot 2} \cong 5,06 \text{ kg/cm}^2.$$

$$F \cdot s = \frac{2000 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 94 \cdot 5,06 \cdot 0,84} \cdot \frac{1}{0,93} \cong 12 \text{ } 100 \text{ cm}^2 \cdot \text{m.}$$

($\frac{1}{0,93}$ w celu uwzględnienia drąga tłokowego).

Obliczamy następującą tabelkę:

$s \text{ } \frac{m}{m}$	=	1200	1300	1400
$F \text{ cm}^2$	\cong	10080	9320	8650
$D \text{ } \frac{m}{m}$	\cong	1135	1090	1050
$s : D$	\cong	1,055	1,19	1,33
$c_m \text{ m/sec}$	\cong	3,76	4,07	4,38

Wybieramy: $s = 1300 \text{ } \frac{m}{m}$; $D = 1100 \text{ } \frac{m}{m}$; $s : D \cong 1,18$.

Po przyjęciu średnicy drąga tłokowego $d = 300 \text{ } \frac{m}{m}$, otrzymamy czynny przekrój tłoka: $F = 9503 - 707 \cong 8800 \text{ cm}^2$.

Przy obciążeniu $N_e = 2000 \text{ HP}_e$ jest: $p_e = \frac{2000 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 8800 \cdot 1,3 \cdot 94} \cong 4,18 \text{ kg/cm}^2$;

jeśli $\eta_m = 0,84$, to otrzymalibyśmy: $p_i = \frac{4,18}{0,84} \cong 4,98 \text{ kg/cm}^2$.

Przy obciążeniu $N_e = 2200 \text{ HP}_e$ jest: $p_e = \frac{4,18 \cdot 2200}{2000} \cong 4,6 \text{ kg/cm}^2$;

jeśli $\eta_m = 0,84$, to otrzymalibyśmy: $p_i = \frac{4,6}{0,84} \cong 5,48 \text{ kg/cm}^2$.

Przy wybranych wymiarach może uzyskanie 10% przeciążenia sprawiać pewne trudności.

4 - ty przykład.

Dwusuwowa maszyna gazowa, obustronnie działająca, systemu Koertinga o skutku 350 Kilowatt. Gazy wielkopieczowe posiadają $W = 860 \text{ ciepł./m}^3$. Wydajność generatora elektrycznego $= \eta_{\text{dyn}} = 0,9$.

Ilość obrotów $n = 94$ na minutę.

$$N_e = \frac{350}{0,9 \cdot 0,736} \cong 530 \text{ HP}_e.$$

Przyjmujemy:

$$W.G = 2750 \text{ ciepł. na } 1 \text{ HP}_e \text{—godzinę czyli } \eta_w = \frac{632}{2750} \cong 0,23;$$

$$\eta_n = 0,8; \quad \eta_m = 0,71; \quad \alpha = 0,9 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Na mocy tych założeń obliczamy:

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot 0,8 \cdot 0,23 \cdot 860}{0,71 \cdot 1,9} \cong 5 \text{ kg/cm}^2.$$

$$F \cdot s = \frac{530 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 94 \cdot 5 \cdot 0,71} \cdot \frac{1}{0,93} \cong 3840 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}.$$

$\left(\frac{1}{0,93} \right)$ w celu uwzględnienia drąga tłokowego).

Tabela:

s	m'_m	=	1000	1100	1200
F	cm^2	\cong	3840	3490	3200
D	m'_m	\cong	699	667	638
$s : D$		\cong	1,43	1,65	1,88
c_m	m/sec	\cong	3,13	3,45	3,76

Wybieramy: $s = 1100 \text{ m}'_m$; $D = 675 \text{ m}'_m$; $s : D = 1,63$.

Jeśli przyjmiemy średnicę drąga tłokowego $d = 180 \text{ m}'_m$, otrzymamy:

$$F = 3578 - 254 = 3324 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Przy obciążeniu } N_e = 530 \text{ HP}_e \text{ jest: } p_e = \frac{530 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 3324 \cdot 1,1 \cdot 94} \cong \cong 3,46 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\text{jeśli } \eta_m = 0,71, \text{ to otrzymalibyśmy: } p_i = \frac{3,46}{0,71} \cong 4,88 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Przy obciążeniu } N_e = 585 \text{ HP}_e \text{ jest: } p_e = \frac{3,46 \cdot 585}{530} \cong \cong 3,82 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\text{jeśli } \eta_m = 0,71, \text{ to otrzymalibyśmy } p_i = \frac{3,82}{0,71} \cong 5,38 \text{ kg/cm}^2.$$

5 - ty przykład.

Czterosuwowa maszyna gazowa, obustronnie działająca, systemu posobnego (tandem) o skutku 450 Kilowatt. Gazy koksowniane posiadają $W = 4300 \text{ ciepł./m}^3$. Generator elektryczny ma mieć wydajność $\eta_{dyn} = 0,905$; — ilość obrotów $n = 140$ na minutę.

$$N_e = \frac{450}{0,905 \cdot 0,736} \cong 675 \text{ HP}_e.$$

Przyjmujemy :

$$\eta_w = 0,255; \quad \eta_n = 0,82; \quad \eta_m = 0,8; \quad a = 8,5 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

$$\text{Zużycie ciepła na 1 HP}_e\text{-godz.} = W \cdot G = \frac{632}{0,255} \cong 2480 \text{ ciepł.}$$

$$\text{Zużycie gazu na 1 HP}_e\text{-godz.} = G = \frac{2480}{4300} \cong 0,577 \text{ m}^3.$$

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot 0,82 \cdot 0,255 \cdot 4300}{0,8 \cdot 9,5} \cong 5,06 \text{ kg/cm}^2.$$

$$F \cdot s = \frac{675 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 140 \cdot 5,06 \cdot 0,8} \cdot \frac{1}{0,92} \cong 2910 \text{ cm}^2 \cdot \text{m},$$

$$\left(\text{draż tłokowy uwzględniony przez } \frac{1}{0,92} \right).$$

$s \text{ m}$	=	750	800	900
$F \text{ cm}^2$	\cong	3880	3640	3240
$D \text{ m}$	\cong	703	681	642
$s : D$	\cong	1,06	1,17	1,4
$c_m \text{ m/sec}$	\cong	3,5	3,73	4,2

Wy b i e r a m y : $s = 800 \text{ m}$; $D = 700 \text{ m}$; $s : D \cong 1,14$.

Jeśli przyjmiemy średnicę draża tłokowego $d = 185 \text{ m}$, czynny przekrój tłoka wynosi:

$$F = 3848 - 268 = 3580 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Przy obciążeniu } N_e = 675 \text{ HP}_e \text{ jest: } p_e = \frac{675 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 3580 \cdot 0,8 \cdot 140} \cong \cong 3,78 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\text{jeśli } \eta_m = 0,8, \text{ to otrzymalibyśmy: } p_i = \frac{3,78}{0,8} \cong 4,73 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Przy obciążeniu } N_e = 750 \text{ HP}_e \text{ jest: } p_e = \frac{3,78 \cdot 750}{675} \cong \cong 4,2 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\text{jeśli } \eta_m = 0,8, \text{ to otrzymalibyśmy: } p_i = \frac{4,2}{0,8} = 5,25 \text{ kg/cm}^2.$$

6-ty przykład.

Czterosuwowy motor benzynowy, jednostronnie działający, o skutku $N_e = 4 \text{ HP}_e$. Benzyna posiada $W = 10300 \text{ ciepł./kg}$.

Przyjmujemy :

$$n = 300; \quad \eta_n = 0,8; \quad \eta_m = 0,7; \quad \eta_w = 0,18; \quad a = 18,5 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Średnie ciśnienie indikowane :

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot 0,8 \cdot 0,18 \cdot 10300}{0,7 \cdot 18,5} \cong 4,88 \text{ kg/cm}^2.$$

$$p_e = 4,88 \cdot 0,7 = 3,416 \text{ kg/cm}^2.$$

$$F \cdot s = \frac{4 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 4}{2 \cdot 300 \cdot 4,88 \cdot 0,7} \cong 35,2 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}.$$

$s \text{ m}'_m$	=	180	200	220
$F \text{ cm}^2$	\cong	195	176	160
$D \text{ m}'_m$	\cong	158	150	143
$s : D$	\cong	1,14	1,33	1,54
$c_m \text{ m/sec}$	=	1,8	2	2,2

Wy b i e r a m y: $s = 200 \text{ m}'_m$; $D = 150 \text{ m}'_m$.

Przy obciążeniu $N_e = 4,5 \text{ HP}_e$ otrzymalibyśmy:

$$p_i = \frac{4,88 \cdot 4,5}{4} \cong 5,5 \text{ kg/cm}^2;$$

$$p_e = 5,5 \cdot 0,7 = 3,85 \text{ kg/cm}^2.$$

7-my przykład.

Stojący dwucylindrowy motor Diesela (czterosuw jednostronnie działający) o skutku $N_e = 120 \text{ HP}_e$. Ropa naftowa posiada $W = 10000$ ciepł./kg.

Przyjmujemy:

$$n = 190; \quad \eta_n = 0,82; \quad \eta_m = 0,73; \quad a = 21,5 \text{ m}^3/\text{kg};$$

$$G = 0,200 \text{ kg na } 1 \text{ HP}_e\text{-godzinę czyli } \eta_w = 0,316.$$

Obliczamy:

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot 0,82 \cdot 0,316 \cdot 10\,000}{0,73 \cdot 21,5} \cong 7,03 \text{ kg/cm}^2.$$

$$F \cdot s = \frac{120 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 2}{2 \cdot 190 \cdot 7,03 \cdot 0,73} \cong 554 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}.$$

$s \text{ m}'_m$	=	500	530	550
$F \text{ cm}^2$	\cong	1108	1045	1005
$D \text{ m}'_m$	\cong	376	365	358
$s : D$	\cong	1,33	1,45	1,54
$c_m \text{ m/sec}$	\cong	3,17	3,36	3,48

Wy b i e r a m y: $s = 530 \text{ m}'_m$; $D = 370 \text{ m}'_m$; $s : D = 1,43$;
 $F = 1075 \text{ cm}^2$.

Przy obciążeniu $N_e = 120 \text{ HP}_e$ jest: $p_e = \frac{120 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 2}{2 \cdot 1075 \cdot 0,53 \cdot 190} \cong$
 $\cong 5 \text{ kg/cm}^2$;

jeśli $\eta_m = 0,73$, to otrzymalibyśmy: $p_i = \frac{5}{0,73} \cong 6,85 \text{ kg/cm}^2$.

Przy obciążeniu $N_c = 132 \text{ HP}_c$ jest: $p_c = 5 \cdot \frac{132}{120} = 5,5 \text{ kg/cm}^2$;

jeśli $\eta_m = 0,73$, to otrzymalibyśmy: $p_i = \frac{5,5}{0,73} \cong 7,54 \text{ kg/cm}^2$.

8-my przykład.

Jednostronnie działający dwusuwowy motor ropowy z kulą żarzącą o skutku $N_c = 15 \text{ HP}_c$. Ropa naftowa posiada $W = 10000 \text{ ciepł/kg}$.

Przyjmujemy:

$n = 270$; $G = 0,36 \text{ kg}$ czyli $\eta_w = 0,175$;

$\eta_u = 0,65$; $\eta_m = 0,78$; $a = 23 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Obliczamy:

$$p_i = \frac{0,0427 \cdot 0,65 \cdot 0,175 \cdot 10000}{0,78 \cdot 23} \cong 2,7 \text{ kg/cm}^2.$$

$$F \cdot s = \frac{15 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 2}{2 \cdot 270 \cdot 2,7 \cdot 0,78} \cong 119 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}.$$

$s \text{ m/m}$	=	260	280	300	320
$F \text{ cm}^2$	\cong	458	426	397	372
$D \text{ m/m}$	\cong	242	233	225	218
$s : D$	\cong	1,07	1,2	1,33	1,47
$c_m \text{ m/sec}$	\cong	2,34	2,52	2,7	2,88

Wybieramy: $s = 280 \text{ m/m}$; $D = 235 \text{ m/m}$; $s : D \cong 1,19$;
 $F = 434 \text{ cm}^2$.

Przy obciążeniu $N_c = 15 \text{ HP}_c$ jest: $p_c = \frac{15 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 2}{2 \cdot 434 \cdot 0,28 \cdot 270} \cong$
 $\cong 2,06 \text{ kg/cm}^2$;

jeśli $\eta_m = 0,78$, to otrzymalibyśmy: $p_i = \frac{2,06}{0,78} \cong 2,64 \text{ kg/cm}^2$.

Przy obciążeniu $N_c = 16,5 \text{ HP}_c$ jest: $p_c = \frac{2,06 \cdot 16,5}{15} \cong$
 $\cong 2,27 \text{ kg/cm}^2$;

jeśli $\eta_m = 0,78$, to otrzymalibyśmy: $p_i = \frac{2,27}{0,78} \cong 2,91 \text{ kg/cm}^2$.

Rozdział F.

Ustanawianie typów normalnych.

Każda fabryka maszyn spalinowych (gazowych) powinna budować na mocy swych doświadczeń typy normalne o skutku, który najczęściej bywa żądany. Ze względu na koszty modeli

trzeba u maszyn wielkich ograniczyć się do możliwie małej ilości stosowanych skoków maszyny, n. p. niektóre fabryki wykonywują czterosurowe maszyny gazowe, obustronnie działające, o skoku 650, 750, 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1300 i 1400 mm , inne natomiast ograniczają liczbę budowanych maszyn do skoków 750, 900, 1100, 1200, 1300 i 1400 mm , stosując jednakowoż przy tym samym skoku różne średnice cylindra. Zmiana ta nie powoduje dużych kosztów modelowych, ponieważ cylinder bywa zwykle formowany w glinie.

Jeśli na wale maszyny spalinowej (gazowej) osadzony ma być generator elektryczny, to przy wyborze ilości obrotów należy porozumieć się z fabrykami elektrotechnicznymi.

Fabryki, budujące maszyny spalinowe (gazowe) o skutku średnim, starać się muszą o to, aby przy możliwie małych kosztach modelowych posiadać gotowe maszyny o każdym skutku żądanym. Nie ulega wątpliwości, że w praktyce te motory mogą najlepiej pracować, u których liczba obrotów stopniowo się zmniejsza od małych aż do dużych typów. Przeprowadzenie tej zasady wymaga oczywiście posiadania bardzo dużej ilości modeli, co urzeczywistnić można tylko w bardzo dużej fabryce specjalnej. Ponieważ w rzeczywistości jednakowoż warunki pracy motorów są bardzo różnorodne (n. p. niektóre motory pracują dziennie bardzo krótko, a chodzi u nich o możliwie małą cenę), można ten sam motor sprzedawać jako silnik o różnym skutku, zmieniając jedynie liczbę obrotów. W powyższy sposób fabryka ułatwia sobie konkurencję, gdyż za tę samą cenę można dostarczyć motor, który n. p.:

przy $n=250$ obr./min. posiada skutek efektywny	$N_e=4,5$	HP_e ,
$n=300$	n	n
$n=360$	n	n
$n=400$	n	n
		$N_e=5,5$
		HP_e ,
		$N_e=6,5$
		HP_e ,
		$N_e=7-7,2$
		HP_e .

Przez stosowanie bardzo różniącej się ilości obrotów przy tym samym skutku powstają motory szybkobieżne i o t. zw. normalnej ilości obrotów. Ze względu na dopuszczalną średnią prędkość tłokową muszą motory szybkobieżne o średnim i wielkim skutku posiadać stosunkowo mały skok. Ponieważ maszyny, pracujące z normalną ilością obrotów, bywają najczęściej żądane, każda fabryka motorów spalinowych powinna, w celu sprostania

konkurencyi, posiadać typy, u których skutek stopniowo się zmienia od jednej wielkości do drugiej.

Chcąc główne wymiary maszyn jednostronnie działających, pracujących z t. zw. normalną ilością obrotów, ustanowić z uwzględnieniem małych kosztów modelowych, można zmieniać w granicach niewielkich ilość obrotów i średnicę tulei roboczej cylindra, którą wsadza się w ramę motoru.

Na przykład dla czterosurowych motorów Diesela, jednostronnie działających (ustrój stojący, jednocylindrowy), możnaby ustawić następujące typy normalne:

$$N_e = \frac{2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot p_c}{60 \cdot 75 \cdot 4} = \frac{F \cdot s \cdot n \cdot p_c}{9000} = \frac{F \cdot c_m \cdot p_c}{300}$$

N_e HP _c	s mm	D mm	n obr./min	$s : D$	F cm ²	c_m m sec	p_c kg/cm ²
15	350	220	215	1,59	380	2,5	4,73
20	350	220	280	1,59	380	3,27	4,83
25	350	240	280	1,46	452	3,27	5,08
30	440	280	200	1,57	616	2,93	4,98
35	440	280	230	1,57	616	3,37	5,06
40	440	300	230	1,47	707	3,37	5,03
50	530	350	180	1,51	962	3,18	4,91
60	530	370	190	1,43	1075	3,36	4,98
70	530	370	220	1,43	1075	3,89	5,02
70	600	400	170	1,5	1257	3,4	4,92
80	600	400	190	1,5	1257	3,8	5,03
90	600	430	190	1,4	1452	3,8	4,88
100	600	430	205	1,4	1452	4,1	5,03

Na żądanie odbiorcy można we wymiarach powyższych poczynić zmiany pewne bez narażania się na koszty modelowe, n. p. motor o skutku $N_e = 35$ HP_c mógłby otrzymać także wymiary: $s = 440$ mm, $D = 300$ mm, $n = 200$ obr./min.