

6) Rzeczywisty objętościowy współczynnik sprężania

$$V_u = \frac{V_r}{60 \cdot n} = \frac{62,0}{60 \cdot 100} = 0,01033 \text{ m}^3$$

$$V_o = \frac{\pi \cdot s}{4} (2D^2 - d^2) = \frac{\pi \cdot 0,2}{4} (2 \cdot 0,15^2 - 0,035^2) = 0,01434 \text{ m}^3$$

$$\lambda_u = \frac{V_u}{V_o} = \frac{0,01033}{0,01434} = 0,72.$$

Z wykresów indykatora znaleziono wykładnik politropy sprężania po stronie dna $m = 1,24$, po stronie korby $m = 1,26$, średnio $m = 1,25$, więc w dalszym ciągu wyznaczmy

7) sprawność indykowaną dla politropy sprężania

$$\begin{aligned} \eta_i &= \lambda_u \frac{m}{m-1} \frac{p_o}{p_i} \left[\left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \\ &= 0,72 \frac{1,25}{1,25-1} \cdot \frac{0,9 \cdot 2}{1,8+1,77} \left[\left(\frac{4}{0,9} \right)^{\frac{0,25}{1,25}} - 1 \right] = 0,63 \end{aligned}$$

Bilans cieplny.

a) Dostarczono na wał sprężarki

$$632 N_e = 632 \cdot 3,17 = 2000 \text{ kal/godz} = 100\%$$

z tego uzyskaliśmy

$$b) 632 N_e \cdot \eta_m \cdot \eta_i = 2000 \cdot 0,862 \cdot 0,63 = 1085 \text{ kal/godz, czyli } 54,3\%$$

straciliśmy

c) wskutek oporów mechanizmu

$$632 N_e (1 - \eta_m) = 2000 (1 - 0,862) = 276 \text{ kal/godz, czyli } 13,8\%$$

d) wskutek chłodzenia wodą

$$60 G (t'' - t') = 60 \cdot 0,926 (12,5 - 3,5) = 500 \text{ kal/godz, czyli } 25,0\%$$

e) resztę przez promieniowanie

$$2000 - (1085 + 276 + 500) = 139 \text{ kal/godz czyli } 6,9\%$$

Razem 100 %

VIII. Badanie silników spalinowych.

Metody badania wszystkich silników spalinowych są w zasadzie jednakowe, pewne odchylenia mieć mogą miejsce przy badaniu silników szybkobieżnych lub silników wielkich. Sposób działania silnika według

tego czy innego typu wpływa na jego sprawność, nie oddziałują natomiast na metodę badania; w każdym razie im silnik porusza się z większą prędkością i im jest większy tem łatwiej o błędy przy pomiarze i tem pomiar jest trudniejszy.

1. Pomiar mocy silnika.

Moc rzeczywistą N_e silnika spalinowego oznaczyć można w różny sposób zależny od jego liczby obrotów, warunków pracy a przede wszystkim od wartości samej mocy. Podobnie, jak przy innego rodzaju silnikach, najdogodniejszą jest metoda pomiaru mocy elektrycznej napędzanej przez silnik prądnicy przy uwzględnieniu jej sprawności. Metoda ta, nadająca się do małych i wielkich silników, najmniejszym wysiłkiem daje najlepsze wyniki.

Na stacjach prób silników nadaje się niekiedy prądnicom kształt specjalny, mianowicie wał silnika łączy się z twornikiem prądnicy, której elektromagnesy spoczywają w łożyskach, mogąc się swobodnie obracać. Powstająca podczas ruchu silnika siła, działając na obwodzie wirnika, stara się unieść ze sobą pole magnetyczne i obrócić elektromagnesy. Do korpusu elektromagnesu przytwierdza się dźwignię, której koniec ciśnie na wagę pewną siłą, proporcjonalną do momentu, a przy uwzględnieniu liczby obrotów, — do mocy silnika. Prąd wytworzony wysyła się na sieć. Ten ekonomiczny i dogodny sposób badania, nie wymagający przekładni pasowej, nadaje się jednak tylko do prądu stałego i tylko wtedy, gdy bada się silnik przy równym obciążeniu przez dłuższy przeciąg czasu i przy dużej liczbie obrotów.

W tych wypadkach, gdy silnik nie posiada prądnicy, a gdy chcemy oznaczyć jego moc, należy użyć hamulców. Hamulec, bez względu na swój typ, nadaje się do hamowania tylko mniejszych silników, przy mocy dochodzącej do 150 — 60 KM; odprowadzanie ciepła, wydzielanego podczas hamowania, mimo chłodzenia hamulca wodą, oraz ujęcie występujących już wówczas dużych sił — sprawia trudności przy większej mocy.

Silniki mniejsze do 20 — 25 KM bardzo dobrze obciąża się przy pomocy t. zw. hamulców linkowych. Składają się one z 2 — 3 natłuszczonych linek konopnych około 10 mm \varnothing , opasujących koło rozpędowe, których jeden koniec zaczepiony jest o sprężynową wagę Q_1 , przytwierdzoną do czegoś stałego, więc np. do podłogi lub, przy podwójnem owinięciu, do specjalnej belki Q_1' , zaś drugi — obciążony ciężarkiem Q ; ze względu na możliwość zmiany kierunku koła rozpędowego przy puszczeniu silnika w ruch lub zatrzymywaniu, ciężarek ten przywiązany jest sznurkiem do podłogi. Aby linki przy wahanii napięcia nie spadały przymocowuje się do nich w kilku miejscach na obwodzie drewniane łapki (patrz rys. 138)

obejmujące z obu stron koło rozpędowe; muszą one być lekkie i równomiernie rozłożone, by nie obciążały dodatkowo wagi.

Po ustaleniu się warunków ruchu, przyczem ciężar Q musi być unoszony, odczytana różnica $(Q - Q_1)$ i liczba obrotów n pozwala znaleźć moc silnika przy znanym promieniu koła rozpędowego R :

$$N_e = \frac{(Q - Q_1) \cdot 2 \pi \cdot R \cdot n}{60 \cdot 75} =$$

$$= 0,001396 (Q - Q_1) R \cdot n \text{ KM.}$$

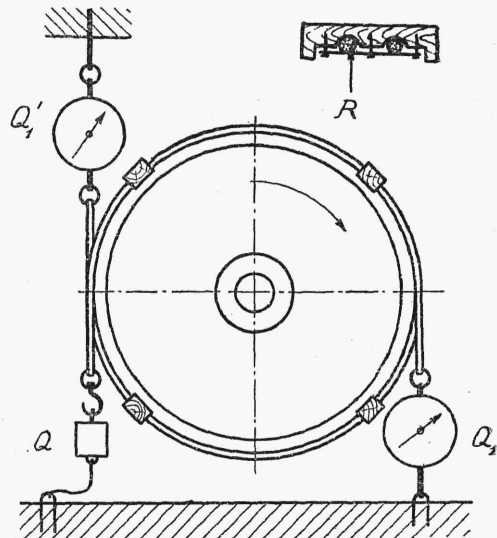
Jako promień R uważać należy połowę średnicy koła rozpędowego, powiększoną o średnicę linki, zaś pod Q również ciężar zwisającej linki między punktem stycznym i odważnikiem oraz ciężar haka.

Przy zbyt silnem obciążaniu ciężarami Q moc hamowana nie wzrasta, gdyż wówczas, z powodu zbyt małego stosunkowo tarcia, obciążenie to przenosi się na wagę Q_1 , ona więc jest dodatkowo obciążana a nie silnik.

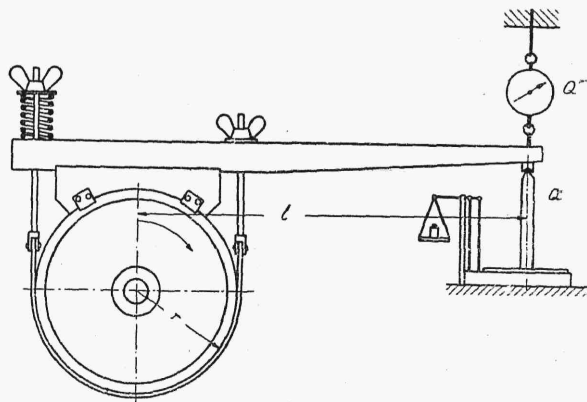
Gdy siła na obwodzie jest duża redukuje się ją przy pomocy dźwigni dostatecznie długiej, a sztywnej, drewnianej lub żelaznej, a wówczas zamiast linki stosuje się szczęki drewniane lub klocki na taśmie stalowej (rys. 139). Powstaje w ten sposób hamulec Prony'ego, przy pomocy którego oznacza się moc według poniższego związku:

$$N = \frac{Q \cdot l \cdot n}{716} \text{ KM.}$$

Pod siłą Q rozumieć należy tylko siłę działającą pod wpływem przenoszonego momentu, od wskazań więc wagi odjąć należy ciężar własny



Rys. 138.



Rys. 139.

dźwigni hamulca. Taruje się hamulec w ten sposób, że pod górną szczękę jego podkłada się trójkątny lub okrągły kawałek żelaza i obserwuje wskazania wagi przy nieruchomym silniku i zluźwanych klockach lub szczękach.

Podczas hamowania szczęki, czy to drewniane czy metalowe, powinny być smarowane, a pozatem koło pasowe chłodzone od wewnątrz wodą, która stale dopływa i stale jest podczas ruchu silnika odprowadzana.

W celu subtelniejszego dociskania klocków do koła pasowego dobrze jest zewnętrzną śrubę zaopatrzyć ślimakiem i ślimacznicą, a kręcąc korbką można w sposób czuły regulować nacisk, który wogóle dochodzić może do 5 kg/cm^2 klocków lub szczęk.

Hamulce te działają sprawnie, są lekkie i t. p., gdy moc nie jest duża lub przede wszystkim, gdy liczba obrotów jest znaczna, kiedy więc siła na obwodzie jest przy danej mocy mała. W przeciwnym wypadku musimy się zadowolić stwierdzeniem mocy indykowanej N_i przez indykowanie i wyliczeniem mocy rzeczywistej N_e przez przyjmowanie sprawności mechanicznej η_m jako stosunku mocy rzeczywistej do indykowanej, przyczem

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

posiada wartość przeciętną:

dla silników spalinowych $\eta_m = 0,80 - 0,85$,

dla silników Diesela ze sprężarką $\eta_m = 0,70 - 0,78$.

Moc indykowaną dla średniego ciśnienia p_i i dla liczby obrotów n , przy jednostronnem działaniu na tłok, wyraża zależność:

dla silnika czterosurowowego:

dla dwusurowowego:

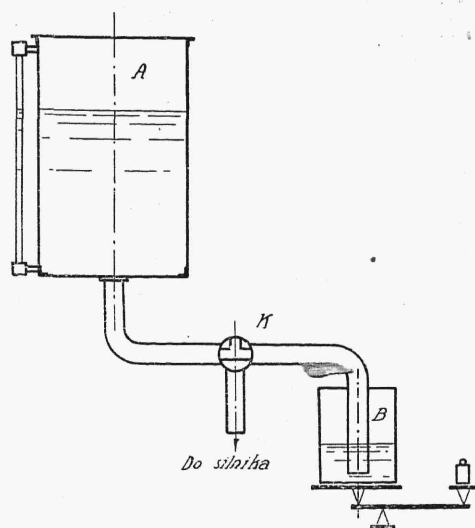
$$N_i = \frac{F \text{ cm}^2 p_i \text{ kg/cm}^2 s \cdot n}{60 \cdot 75 \cdot 2} \text{ KM}; \quad N_i = \frac{F \cdot p_i \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ KM}.$$

2. Pomiar rozchodu paliwa.

Zachodzą tu dwa różne przypadki, gdy silnik napędzany jest gazem i paliwem płynnym. W pierwszym wypadku stosujemy do oznaczenia objętości paliwa metody podane w rozdziale „Badanie wentylatorów“ i „Badanie sprężarek“, dobierając je w zależności od mocy silnika, warunków miejscowych i celu pomiaru. W każdym razie należy pamiętać o tem, że silnik pracuje okresowo, następują więc w rurociągach zasilających go przyspieszenia i opóźnienia mas gazu, co ujemnie wpływa na wyniki pomiaru, a czego uniknąć można przez wstawienie bezpośrednio przed silnikiem powietrznika metalowego o dostatecznej pojemności albo gumowych balonów, jako regulatorów ciśnienia.

W tych wypadkach, gdy zasilamy silnik paliwem płynnym można zmierzyć rozchód paliwa w najprostszy sposób przez obserwowanie stanu wodowskazu na zbiorniku bezpośrednio zasilającym paliwem silnik. Różnica poziomów paliwa na początku i końcu okresu pomiaru, przy uwzględnieniu pojemności zbiornika, temperatury i ciężaru właściwego paliwa, pozwala znaleźć rozchód paliwa drogą rachunku albo przez bezpośrednie wzorcowanie. Ten sposób daje tylko przybliżoną wartość, gdyż dokładne odczytanie na wodowskazie zbiornika jest trudne, co wobec jego znacznego przekroju i krótkotrwałości tego rodzaju pomiarów, pociąga za sobą błędy.

Tam gdzie chodzi o dokładny wynik, otrzymany w dowolnie krótkim czasie, doskonale nadaje się następujący sposób oznaczania rozchodu płynnego paliwa: do zbiornika *A* (rys. 140) zasilającego paliwem silnik, przyłącza się przy pomocy kurka trójprzewodowego *K* rurkę sięgającą prawie do dna zbiornika *B*, ustawionego na wadze. Bepośrednio przed rozpoczęciem pomiaru, przez pokręcenie kurkiem *K* napełnia się paliwem zbiorniczek *B*, poczem odcina się połączenie z głównym zbiornikiem *A*, a silnik dzięki różnicy poziomów zasilany jest przez lewarową rurkę ze zbiornika *B*. Następnie taruje się na wadze ten zbiorniczek wraz z paliwem tak, by nieco przeważał położony na szalce odważnik, w miarę jednak jak paliwa ubywa, waga wraca do równowagi i w momencie, gdy jej języczek stanie w położeniu zerowym, notuje się godzinę, poczem zdejmuje się z szalki odważnik, odpowiadający tej ilości paliwa, jaką chcemy w silniku zużyć. Waga wychyli się ponownie, lecz w miarę opróżniania się zbiornika wskutek odpływu paliwa do silnika poczem waga wraca do równowagi, a w chwili gdy jej języczek znajdzie się ponownie w położeniu zerowym znów notujemy godzinę. W ten sposób jest możliwość zmierzenia czasu, w którym określona ilość paliwa dopłynęła do silnika, z dokładnością do ułamka sekundy (stopper), a ilości paliwa — z dokładnością wagi, więc również bardzo znaczną. Błąd wywołany zanurzeniem rurki lewarowej w ważonym paliwie jest tak znikomy, że się go nie uwzględnia.



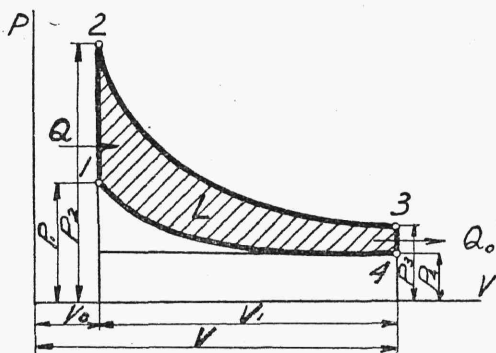
Rys. 140.

3. Wielkości charakterystyczne silnika.

a) Sprawność teoretyczna. Chcąc mieć miarę stopnia zbliżenia się w silniku wykonanym, do tego, co możnaby osiągnąć w silniku doskonałym, wprowadza się pojęcie t. zw. sprawności teoretycznej t. j. stosunku pracy AL_t , otrzymanej w silniku przyjętym za doskonały do dostarczonego ciepła Q więc:

$$\eta_t = \frac{AL_t}{Q}.$$

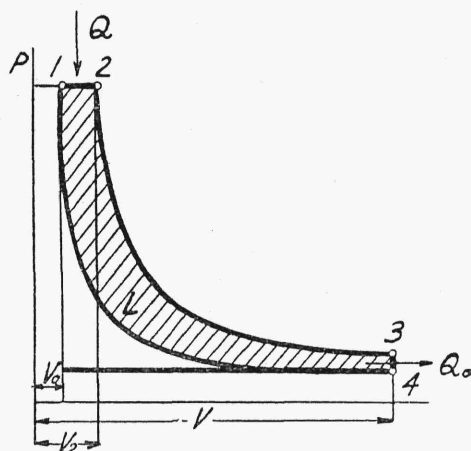
Przyjmując dla silnika wybuchowego sposób dostarczania ciepła przy stałej objętości, dla silnika Diesela przy stałej prężności, a pozatem sprężanie i rozprężanie adiabatyczne, zaś odprowadzanie ciepła przy stałej objętości, otrzymamy wyrażenie na sprawność teoretyczną (patrz rys 141 i 142):



Rys. 141.

dla silnika wybuchowego:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$



Rys. 142.

dla silnika Diesela:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \left[\frac{1}{\kappa} \cdot \frac{\varphi^{\kappa}-1}{\varphi-1} \right]$$

przyczem oznacza: $\varepsilon = \frac{v}{v_0}$ współczynnik sprężania, zaś $\varphi = \frac{v_2}{v_1}$ współczynnik napełnienia.

b) Sprawność indykowana. Wskutek strat w cylindrze, pochodzących z chłodzenia cylindra, spalania przewlekłego lub niezupełnego, otwarcia przedzwrotowego zaworu wypustowego, od oporów dławienia przy zasysaniu powietrza lub mieszanki, wreszcie wskutek nieszczelności cylindra, nie zdołamy zamienić w silniku rzeczywistym tej ilości ciepła na

pracę, jakby to miało miejsce w silniku doskonałym AL_i , ale mniej, mianowicie tylko AL . Stosunek

$$\eta_{it} = \frac{AL_i}{AL_t} = \frac{\frac{AL_i}{Q}}{\frac{AL_t}{Q}} = \frac{AL_i}{AL_t} = \frac{632 \cdot N_i}{B \cdot W_u \cdot \eta_t}$$

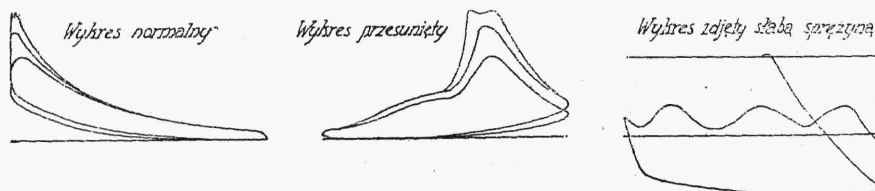
zwie się sprawnością indykowaną silnika, przyczem B oznacza ilość paliwa, zużyta w silniku w ciągu jednej godziny, W_u jego wartość opałową użyteczną, N_i moc indykowaną, zaś η_t sprawność teoretyczną.

c) Sprawność ogólna oznacza stosunek wywiązanej mocy do doprowadzonego ciepła i przedstawia się stosunkiem

$$\eta_0 = \frac{AL_e}{Q} = \frac{632 \cdot N_e}{B \cdot W_u} = \frac{N_e}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N_t} \cdot \frac{632 \cdot N_t}{B \cdot W_u} = \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_t.$$

Niekiedy u silników Diesela nie wlicza się pracy sprężarki przy obliczaniu sprawności mechanicznej, t. zn. że jest ona tylko miarą strat mechanicznych samego silnika, zaś koszty ruchu sprężarki nie obciążają go. Jest to pojmowanie rzeczy niesłuszne, sprężarka stanowi nieodłączną część całego urządzenia i jej napęd powinien obciążać całość zamiany ciepła na pracę; staje się to tem jaskrawsze dzisiaj, gdy wchodzą w użycie silnik Diesela bez sprężarek.

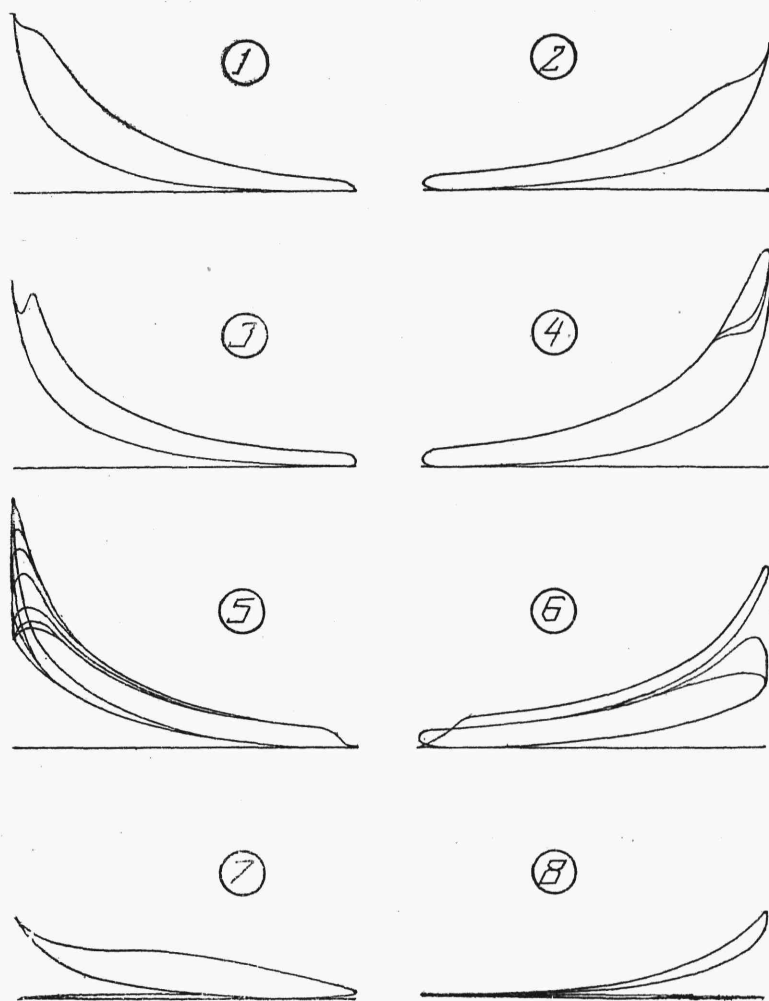
Poza stwierdzeniem powyższych wielkości, które dają miarę strat w silniku, można przez indykowanie uzyskać pewien komentarz wykreślony, obrazujący nam zjawiska zachodzące w cylindrze, mianowicie przez zdjęcie wykresu indykatora, przesuniętego o 90° względem drogi tłoka oraz przez indykowanie cylindra przy pomocy słabej sprężyny. Wykres taki daje nam obraz zjawisk zachodzących podczas spalania w cylindrze i przedzwrotowego otwarcia zaworu wypustowego, zaś wykres zdjęty przy pomocy



Rys. 143.

słabej sprężyny mówi nam o oporach przy zasysaniu mieszanki i wytłaczaniu spalin. Na rys. 143 przedstawiony jest normalny wykres silnika gazowego, obok ten sam wykres przesunięty, a dalej — wykres pracy zasysania, zdjęty słabą sprężyną.

Pozatem pewną miarą warunków pracy silnika może być wykładnik krzywej rozprężania m ; im jego wartość jest wyższa, bardziej zbliżona do 1,4, tem chłodzenie jest mniej skuteczne, tem szczelność cylindra jest większa i t. p.



Rys. 144.

Wykres indykatora daje doskonały obraz pracy silnika i o ile otrzymany przy indykowaniu jego kształt odbiega od normalnego można przez wnioskowanie wykryć przyczynę tego.

Na rys. 144 podanych jest kilka wadliwych wykresów silników Diesla gazowych, więc np. wykres 144/1 wykazuje zbyt powolne i opóźnione

spalanie wskutek zbyt niskiego ciśnienia wstrzyku w silniku Diesela. Wykres 144/2 silnika gazowego świadczyłby o niedoborze paliwa, nie szczelności zaworów i opóźnionem spalaniu. Na wykresie 144/3 — zły dopływ paliwa do dyszy, stąd opóźnione spalanie. Opóźnione otwarcie iglicy i zbyt niskie ciśnienie rozpylania daje wykres jak 144/4. Wskutek niskiego punktu zapłonu smaru — następuje na wykresie 144/5 przedwczesny zapłon. Wykres 144/6 daje obraz przebiegu ciśnień, gdy zapłon nastąpił już na początku sprężania, co pociąga silne uderzenie. Typowy wykres dla opóźn. nego zapłonu daje wykres 144/7. Wreszcie wykres 144/8 przedstawia okres sprężania i rozprężania przy zamkniętym dopływie paliwa, świadczący o nie szczelności tłoka.

Badanie silników szybkobieżnych przy pomocy indykatorów lusterkowych również daje sposoby kontroli pracy silników (patrz str. 102).

4. Bilans ciepła w silniku.

Ciepło dostarczone do silnika w postaci paliwa gazowego w ilości $V m^3$ lub płynnego $B \text{ kg}$ o znanej użytecznej wartości opałowej W_u zamienia się w cylindrze na pracę jako $632 N_i$, z czego część, mianowicie

$$(1 - \eta_m) 632 N_i$$

idzie na pokrycie oporów mechanicznych i napędu sprężarki (Diesel) reszta ciepła, t. zn. $(B \cdot W_u - 632 N_i)$ lub $(V \cdot W_u - 632 N_i)$ jest do zamiany na pracę w tym silniku stracona i uchodzi z układu w postaci ogrzanej przy chłodzeniu cylindrów wody i w postaci gorących spalin, wreszcie resztę tracimy przez promieniowanie, przewodzenie, nie szczelności i t. p.

Straty mechaniczne przy silnikach dwójkowych i Diesela rozkładają się na dwie grupy, jedne wywołane są ruchem samego silnika, drugie — urządzeń pomocniczych jak sprężarki i pompy powietrznej. Zapotrzebowanie mocy przez te urządzenia można znaleźć przez indykowanie cylindrów roboczych pomp czy sprężarek i obliczenie jej z wykresów indykatora.

Straty cieplne, spowodowane chłodzeniem cylindra można wyrazić jako

$$G_0 (t'' - t') \text{ kal/h,}$$

gdzie pod G_0 rozumieć należy ilość wody chłodzącej, która odpływa z cylindra, ogrzana o $(t'' - t')$.

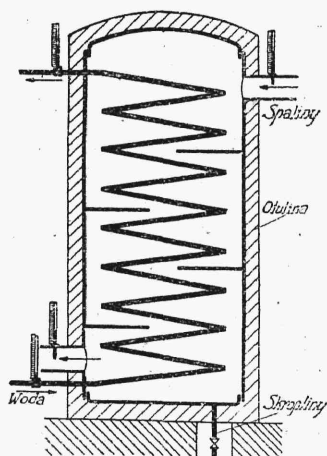
Wartość G_0 oznaczyć można, zależnie od warunków miejscowych, jednym ze sposobów podanych w rozdziale „Badanie pomp odśrodko-

wych", zazwyczaj jednak są to wielkości tak małe, że jeżeli wody nie można zmierzyć we wzorcowanym zbiorniku, najlepiej oznaczyć jej ilość przy pomocy wzorcowanego naczynia Ponceleta (danaida). Temperaturę wody odpływającej z cylindra mierzy się przy pomocy termometrów rtęciowych. Temperatury te mogą być różne przy każdym z cylindrów, względnie przy silniku Diesela woda chłodząca sprężarkę posiadać może również inną temperaturę, z tego powodu ilość wody i jej temperatury mierzyć należy oddzielnie przy każdym odpływie, więc ciepło unoszone przez wodę wyrazi się np. dla silnika dwucylindrowego Diesela ze sprężarką jako:

$$G_0' (t_1'' - t') + G_0'' (t_2'' - t') + G_0''' (t_3'' - t') = Q_0 \text{ kal/h.}$$

Ciepło unoszone przez spaliny oznaczyć można przez pomiar bezpośredni w kalorymetrze lub przez obliczenie go ze składu chemicznego spalin i ich temperatury.

Pomiar bezpośredni odbywa się w ten sposób, że spaliny przeprowadza się przez zbiornik, przez który w przeciwnym kierunku przepływa woda stykając się z nimi bądź przy pośrednictwie rurek, bądź bezpośrednio w postaci pyłu wodnego; spaliny oziębiają się do temperatury otoczenia, a woda ogrzewa się jednocześnie. Z ilości ogrzanej wody i przyrostu jej temperatury obliczamy ilość odebranego ciepła pod założeniem, że nie ma promieniowania ciepła z kalorymetru.



Rys. 145.

Ten warunek osiąga się przez dobre otulenie tego aparatu oraz przewodów łączących go z silnikiem złym przewodnikiem ciepła. Taki kalorymetr przedstawiony jest np. na rys. 145. Spaliny przebywając krętą drogę między rurkami, przez które płynie woda, ochładzają się od temperatury t_s'' do t_s' , a jednocześnie woda nagrzewa się od t'' do t' . Rozchód wody w kalorymetrze G_s można oznaczyć w sposób dowolny, np. przy pomocy danaidy. Ilość ciepła, która przeszła ze spalin do wody wynosi:

$$V_s (t_s'' - t_s') c_p = G_s (t'' - t'),$$

gdzie V_s jest objętością spalin, przepływających w godzinie, zaś c_p — ich średnim ciepłem właściwym w granicach temperatur $t_s'' - t_s'$. Jeżeli temperatura otoczenia, przy której zostało doprowadzone paliwo, jest t_0 , to całkowita ilość ciepła unoszona przez spaliny wyrazi się związkiem:

$$Q_s = G_s(t'' - t') \frac{t_s'' - t_o}{t_s'' - t_s'}.$$

Sposób ten jest dokładny pod warunkiem, że spalanie jest zupełne, a co można stwierdzić przez analizę spalin aparatem Orsata.

Inny sposób znalezienia ilości ciepła zawartego w spalinach jest pośredni i polega na oznaczeniu ilości spalin przepływających w godzinę na podstawie wyników analizy spalin oraz paliwa. Palne składniki materiału opałowego płynnego i gazowego są połączeniami, w których skład wchodzi węgiel C i wodór H . Sposób analizy paliwa podany jest na innym miejscu (patrz str. 113), przyjąć więc można tutaj, że skład jego jest znany.

Składnikami spalin są: dwutlenek węgla CO_2 , para wodna H_2O , tlen O_2 (ponieważ spalanie odbywa się z pewnym nadmiarem powietrza) i azot N_2 . W objętościowej analizie spalin wykrywa się: zawartość bezwodnika węglowego jako $k_1\%$, tlenu — $o\%$, zaś jako resztę do 100% stanowi azot — $n\%$. Pary wodnej $w\%$ nie wykryjemy, gdyż ulega ona podczas analizy, odbywającej się przy temperaturze otoczenia, skropleniu. Poszczególne wartości na k_1, o, n , obciążone są pewnym błędem, są one większe od wartości rzeczywistych k_1', o', n' , bo na miejsce pary wodnej weszły pozostałe składniki proporcjonalnie do swej poprzedniej ilości:

$$k_1' = k_1 \frac{100 - w}{100}; \quad o' = o \frac{100 - w}{100}; \quad n' = n \frac{100 - w}{100}.$$

Widać stąd, że $\frac{o'}{k_1'} = \frac{o}{k_1}$; $\frac{n'}{k_1'} = \frac{n}{k_1}$, więc jak się okazuje, błąd analizy nie powoduje błędów rachunkowych.

Z jednego kilograma węgla chemicznego przy spalaniu zupełnym otrzymujemy bezwodnika węglowego:

$$\frac{V_m}{12} m^3,$$

gdzie V_m jest objętością jednego mola, wspólną dla wszystkich gazów, więc z 1 kg paliwa, zawierającego $C\%$ węgla, otrzymujemy:

$$\frac{C}{100} \cdot \frac{V_m}{12} m^3.$$

Jeżeli w ciągu godziny rozchód paliwa wynosił $B \text{ kg}$ to powstanie stąd bezwodnika węglowego:

$$B \frac{C}{100} \cdot \frac{V_m}{12} m^3.$$

Ilość tlenu i bezwodnika węglowego pozostają do siebie w stosunku $\frac{o'}{k_1} = \frac{o}{k}$ więc tlenu będzie w spalinach:

$$B \frac{C}{100} \cdot \frac{V_m}{12} \cdot \frac{o}{k_1} m^3,$$

podobnie azotu

$$B \frac{C}{100} \cdot \frac{V_m}{12} \cdot \frac{n}{k_1} m^3.$$

Pary wodnej będzie

$$B \frac{H}{100} \cdot \frac{V_m}{2} m^3,$$

przyczem H oznacza procentową zawartość wodoru w paliwie.

Całkowita zatem objętość spalin, wytworzonych z B kg paliwa w ciągu godziny jest:

$$V_s = B \frac{V_m}{100} \left[\frac{C}{12} \left(1 + \frac{o+n}{k_1} \right) + \frac{H}{2} \right] m^3.$$

przyczem objętość 1 mola V_m odpowiada ciśnieniu i temperaturze, np. 1 at i 15° C.

Oznaczając dalej: t_s — temperaturę spalin w rurze wydechowej tuż za zaworem wypustowym, t_o — temperaturę otoczenia, c_p' — średnie ciepło właściwe 1 mola bezwodnika węglowego o temperaturze t_s , podobnie oznaczając przez c_p'' , c_p''' , c_p'''' ciepło właściwe 1 mola tlenu, azotu i pary wodnej przy temperaturze t_s i znajdując te wielkości z odpowiednich tablic ¹⁾ oraz

uwzględniając, że ciepło właściwe 1 m³ gazu jest $c_{p1} = \frac{c_p}{V_m}$, można wyrazić ciepło uchodzące ze spalinami w ciągu godziny związkiem.

$$Q_s = B \frac{t_s - t_o}{100} \left[\frac{C}{12} \left(\frac{k_1 c_p' + o c_p'' + n c_p'''}{k_1} \right) + \frac{H}{2} c_p'''' \right] \text{ kJ/h.}$$

¹⁾ B. Stefanowski Termodynamika techniczna. Warszawa 1923.

Sposób ten jest ścisły pod warunkiem, że wartości średniego ciepła właściwego gazu przy wysokich temperaturach są dobrze przyjęte dla $(t_s - t_o)$ i że wyniki analizy spalin i paliwa dokładnie odpowiadają rzeczywistości.

W wypadku spalania niezupełnego część węgla zawartego w paliwie ulega zamianie na CO; wodór niespalony spotkać można rzadziej, czasami daje się wykryć w analizie spalin metan (CH_4).

Przypuśćmy, że przy analizie aparatem Orsata wykryliśmy w spalinach $k_2\%$ CO; jeżeli ciepło właściwe 1 mola CO o temperaturze t_s jest c_p'''' , to, ponieważ z 1 kg węgla otrzymujemy na objętość tyleż CO ile CO_2 , ciepło uchodzące ze spalinami w ciągu godziny będzie w tym wypadku:

$$Q_s' = B \frac{t_s - t_o}{100} \left[\frac{C}{12} \left(\frac{k_1 c_p' + o c_p'' + k_2 c_p'''' + n c_p'''}{k_1 + k_2} \right) + \frac{H}{2} c_p'''' \right] \text{ kal/h.}$$

Pozatem uchodzący ze spalinami tlenek węgla o niewyzyskanej wartości opałowej 2440 kal/kg powoduje stratę dodatkową, którą oblicza się w sposób następujący: z zawartego w 1 kg paliwa $\frac{C}{100}$ kg węgla część

$$C' = \frac{k_2}{k_1 + k_2} \cdot \frac{C}{100} \text{ kg}$$

ulegnie spalaniu niezupełnemu na tlenek węgla, którego otrzymamy

$$\frac{k_2}{k_1 + k_2} \cdot \frac{C}{100} \cdot \frac{28}{12} \text{ kg,}$$

więc strata dodatkowa w ciągu godziny wyniesie:

$$Q_s'' = B \frac{k_2}{k_1 + k_2} \cdot \frac{C}{100} \cdot \frac{28}{12} \cdot 2440 \sim 56,9 B \frac{k_2}{k_1 + k_2} C \text{ kal/h.}$$

Temperatura t_s oznacza się zazwyczaj zapomocą termoelementów gdyż jest dość wysoka, wynosi bowiem 300 — 700° C.

Straty na promieniowanie, przewodzenie i t. p. łącznie z błędami doświadczenia stanowią resztę do 100%.

Tak więc bilans cieplny silnika spalinowego przedstawi się w sposób następujący:

a) dostarczono ciepła w godzinie:

$$B \cdot W_u \text{ kal/h} - 100\%$$

b) zamieniono na pracę użyteczną:

$$632 N_i \cdot \eta_m \text{ kal/h} \quad - \quad \frac{632 N_i \eta_m}{B \cdot W_u} 100\%$$

c) straty mechaniczne:

$$632 N_i (1 - \eta_m) \text{ kal/h} \quad - \quad \frac{632 N_i (1 - \eta_m)}{B \cdot W_u} 100\%$$

d) odprowadzono z wodą chłodzącą:

$$G_0 (t'' - t') \text{ kal/h} \quad - \quad \frac{G_0 (t'' - t')}{B \cdot W_u} 100\%$$

e) odprowadzono ze spalinami:

$$B V_s (t_s - t_o) c_p \text{ kal/h} \quad - \quad \frac{V_s (t_s - t_o) c_p}{W_u} 100\%$$

f) promieniowanie i t. p.

jako reszta

Razem 100%.

Przykład.

Wyniki badania czwórkowego silnika wybuchowego jednocylinrowego na gaz świetlny, wyrobu firmy ABC.

Wymiary silnika:

średnica tłoka $D = 250 \text{ mm}$

skok „ $s = 400 \text{ mm}$

przestrzeń szkodliwa $V_1 = 2,7 \text{ ltr.}$

Paliwo: gaz świetlny o wartości opałowej użytecznej $W_u = 3000 \text{ kal/m}^3$ wyznaczonej kalorymetrem Junkersa oraz temperaturze $t_g = 10^\circ \text{ C}$ i nadciśnieniu $h = 40 \text{ mm}$ sł. wody.

Pomiaru mocy uzyskanej dokonano przy pomocy hamulca klockowego, posiadającego dźwignię o długości $l = 1,5 \text{ m}$, tara hamulca $= 3,8 \text{ kg}$.

Początek pomiaru o g. 16.30. Koniec pomiaru o g. 17.30.

Ciśnienie barometryczne $b_a = 738 \text{ mm Hg}$.

Temperatura otoczenia $t_a = 18^\circ \text{C}$.

Nr pomiaru		1	2	3	4	5	U W A G I
Czas		16.30	16.46	17.01	17.05	17.30	
Nacisk hamulca brutto kg		44,0	46,0	45,5	44,5	45,0	Starano się utrzymać stałe obciążenie
Średnie ciśnienie indykow. $p_i \text{ at}$		4,8	4,82	4,83	4,85	4,85	Przy pomocy indykatora ze sprężyną zewnętrzną
Liczba obrotów $n \text{ obr/min}$		245	253	252	250	250	
Woda chłodząca	Temp. na wejściu $t'^0 \text{ C}$	12,5 ⁰	12,5 ⁰	12,5 ⁰	12,5 ⁰	12,5 ⁰	
	Temp. na wyjściu $t''^0 \text{ C}$	62,0 ⁰	60,0 ⁰	58,0 ⁰	59,0 ⁰	61,0 ⁰	
	Zużycie wody $G_0 \text{ kg/h}$	469	473	475	474	472	Zmierzone w zbiorniku
Zużycie gazu (stan gazomierza) V_m^3		153,3	158,3	163,0	167,6	172,5	Mokry gazomierz czerpakowy
S p a l i n y	Temp. wody na wejściu do kalor. $t'''^0 \text{ C}$	12,5 ⁰	12,5 ⁰	12,5 ⁰	12,5 ⁰	12,5 ⁰	
	Temp. wody na wyjściu $t''''^0 \text{ C}$	36,0 ⁰	37,0 ⁰	38,5 ⁰	39,0 ⁰	39,5 ⁰	
	Zużycie wody $G_1 \text{ kg/h}$	498	500	492	497	503	Zmierzone przy pomocy danaidy
	Temp. spalin na wejściu $t_s'^0 \text{ C}$	386 ⁰	387 ⁰	389 ⁰	390 ⁰	388 ⁰	Zmierzone termoelementem żelazo-konstantan
	Temp. spalin na wyjściu $t_s''^0 \text{ C}$	79 ⁰	80 ⁰	83 ⁰	85 ⁰	83 ⁰	
	Skład spalin	$CO_2 - k\%$	8,0	8,5	8,4	8,5	Zanalizowano aparatem Orsata
		$O_2 - o\%$	6,0	5,8	5,8	5,7	
		$N_2 - n\%$	86	85,7	85,8	85,8	

Na zasadzie powyższych danych ustalamy wartości średnie:

Nacisk hamulca brutto.	p_t	n	t'^0	t''^0	G_0	t'''^0	t''''^0	G_1	$t_s'^0$	$t_s''^0$	$\eta^0/\%$	$\sigma^0/\%$	$\eta^0/\%$
45	4,83	250	12,5°	60°	473	12,5°	38°	498	388°	82°	8,4%	5,8%	85,8%

Zużycie gazu $172,5 - 153,3 = 19,2 \text{ m}^3$ w ciągu $17.30 - 16.30 = 1$ godz.

$$V = 19,2 \text{ m}^3/\text{godz.}$$

1. Moc uzyskana:

$$N_e = \frac{2 \pi \cdot R \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{2 \pi (45 - 3,8) 1,5 \cdot 250}{60 \cdot 75} = 21,6 \text{ KM.}$$

2. Moc indykowana:

$$N_i = \frac{\pi D^2}{4} p_t \frac{s \cdot n}{2 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{\pi \cdot 25^2 \cdot 4,83 \cdot 0,4 \cdot 250}{4 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 75} \cong 26,3 \text{ KM}$$

3. Sprawność mechaniczna:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{21,6}{26,3} = 0,82$$

4. Wartość opałowa gazu przy $t_g = 10^\circ$ i ciśnieniu

$$b_a + \frac{h}{13,6} = 738 + \frac{40}{13,6} \cong 741 \text{ mm Hg}$$

$$W_u' = W_u \frac{(273 + 15) \cdot 741}{(273 + 10) \cdot 735,5} = 3000 \frac{288 \cdot 741}{283 \cdot 735,5} \cong 3080 \text{ kal/m}^3.$$

5. Spółczynnik sprężania

$$\varepsilon = \frac{\frac{\pi D^2}{4} s + V_1}{V_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 2,5^2}{4} 4 + 2,7}{2,7} = 8,28.$$

6. Sprawność teoretyczna:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}; \text{ przyjmujemy } \kappa = 1,35,$$

więc

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{8,28^{1,35-1}} = 0,523.$$

7 Sprawność indykowana:

$$\eta_i = \frac{632 \cdot N_i}{V \cdot W_u' \cdot \eta_t} = \frac{632 \cdot 26,3}{19,2 \cdot 3080 \cdot 0,523} = 0,537.$$

8. Sprawność ogólna:

$$\eta_{og} = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m = 0,523 \cdot 0,537 \cdot 0,82 = 0,23.$$

9. Zużycie paliwa na godzinę i jednostkę mocy:

a) indykowanej

$$\frac{V}{N_i} = \frac{19,2}{26,3} = 0,73 \text{ m}^3/\text{l KMh}.$$

b) uzyskanej

$$\frac{V}{N_e} = \frac{19,2}{21,6} \cong 0,89 \text{ m}^3/\text{l KMh}.$$

10. Spółczynnik nadmiaru powietrza:

$$\lambda = \frac{21}{21 - 79 \frac{O}{n}} = \frac{21}{21 - 79 \frac{5,8}{85,8}} = 1,34.$$

Bilans cieplny.

1) Dostarczono do silnika w ciągu godziny:

$$V \cdot W_u' = 19,2 \cdot 3080 = 59100 \text{ kal/h}.$$

2) Z tego uzyskaliśmy:

$$632 \cdot N_e = 632 \cdot 21,6 = 13650 \text{ kal/h czyli } 23,00\%.$$

Straciliśmy.

3) Wskutek oporów mechanizmu:

$$632 \cdot N_i (1 - \eta_m) = 632 \cdot 26,3 (1 - 0,82) = 2990 \text{ kal/h czyli } 5,07\%.$$

4. Wskutek chłodzenia wodą:

$$G_0 (t'' - t') = 473 (60 - 12,5) = 22450 \text{ kal/h czyli } 38,00\%$$

5) Ze spalinami:

$$G_1 \frac{(t'' - t''')}{(t_s' - t_s''')} (t_s' - t_g) = 498 \frac{(38 - 12,5)}{(388 - 82)} (388 - 10) = 15940 \text{ kal/h czyli } 27,00\%.$$

albo straty przez spaliny obliczamy pośrednio: skład objętościowy gazu jest

$$\begin{array}{llll} \text{CO}_2 = 6,4\% & \text{C}_n \text{H}_{2n} = 1,3\% & \text{O}_2 = 1,3\% & \text{N} = 6,6\% \\ \text{H}_2 = 56,4\% & \text{CH}_4 = 18,3\% & \text{CO} = 10,1\% & \end{array}$$

Niespalony węgiel jako pierwiastek zawarty jest w metanie (CH_4) tlenku węgla (CO), ciężkich węglowodorach ($C_n H_{2n}$), a których większość stanowi etylen ($C_2 H_4$), więc waga węgla mogącego być jeszcze utlenionym a zawartego w $1 m^3$ gazu jest

$$\frac{12}{100 V_m} (18,3 + 10,1 + 2 \cdot 1,3) = \frac{3,72}{V_m} kg,$$

gdzie V_m jest objętością jednego mola.

Pozatem w bezwodniku węglowym (CO_2) tkwi utleniony już całkowicie węgiel

$$\frac{12}{100 \cdot V_m} 6,4 = \frac{0,768}{V_m} kg,$$

więc razem w $1 m^3$ gazu świetl. jest $C = \frac{4,488}{V_m} kg$ węgla. Objętość jednego mola w temp. $t_g = 10^\circ C$ i ciśnieniu $b_a + h = 738 + 3 = 741 mm Hg$ jest:

$$V_m = \frac{24,42 \cdot 737,4 \cdot (273 + 10)}{741 \cdot (273 + 15)} = 20,85 m^3,$$

więc

$$C = \frac{4,488}{20,85} \cong 0,215 kg.$$

Podobnie wodoru mamy na wagę:

$$H = \frac{2}{100 \cdot 20,85} (56,4 + 2 \cdot 18,3 + 2 \cdot 1,3) = 0,0915 kg.$$

Temperatura spalin $t_s' = 388^\circ C$ i temp. otoczenia $t_a = 18^\circ C$.

Zużycie gazu na godzinę $V = 19,2 m^3/h$.

Ciepło wł. 1-go mola CO_2 w temp. $t_s' = 388$, $c_p' = 10,08$

" " " " O_2 " " " " $c_p'' = 7,04$

" " " " N_2 " " " " $c_p''' = 7,04$

" " " " H_2O " " " " $c_p'''' = 6,99$

więc strata ciepła uchodzącego ze spalinami w ciągu godziny jest:

$$\begin{aligned} Q_s &= V (t_s - t_a) \left[\frac{C}{12} \left(\frac{k \cdot c_p' + o \cdot c_p'' + n \cdot c_p'''}{k} \right) + \frac{H}{2} c_p'''' \right] = \\ &= 19,2 (388 - 18) \left[\frac{0,215}{12} \left(\frac{8,4 \cdot 10,08 + 5,8 \cdot 7,04 + 85,8 \cdot 7,04}{8,4} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{0,0915}{2} 6,99 \right] = 13150 kal/h \end{aligned}$$

co stanowi $\frac{13150}{59100} \cdot 100 = 22,3\%$ ciepła dostarczonego.

6) Przez promieniowanie, wentylację i t. p. resztę:
 $59100 - (13650 + 2990 + 22450 + 16800) = 3210 \text{ kal/h}$. czyli $5,43\%$

IX. Badanie urządzeń chłodniczych.

Urządzenia chłodnicze stosowane bywają do dwóch przedewszystkiem celów: do chłodzenia płynów i powietrza oraz do wytwarzania lodu. W pierwszym wypadku czynnik odbierający ciepło, więc amonjak, bezwodnik węglowy lub siarkawy, chłodzi solankę, która dopiero służy do chłodzenia cieczy lub powietrza albo też rozprężając się w przestrzeni, która ma być chłodzoną, bezpośrednio odbiera ciepło. Zależnie więc od tego, jaki jest ogólny układ urządzenia chłodniczego dostosowuje się odpowiednią metodę pomiaru.

W każdym z tych wypadków ogólny bilans urządzenia chłodniczego ze sprężarką przedstawi się następująco:

$$Q_0 + AL_i = Q \pm S,$$

gdzie $Q_0 \text{ kal/h}$ oznacza ciepło doprowadzane do układu, $AL_i \text{ kal/h}$ — indykowaną pracę mechaniczną doprowadzaną do sprężarki, $Q \text{ kal/h}$ — ciepło odprowadzone z układu, $S \text{ kal/h}$ — straty o znaku dodatnim lub ujemnym, wszystko odniesione do tego samego okresu czasu, zazwyczaj do 1 godziny. Równanie to jest punktem wyjścia przy wszelkich badaniach chłodziarek, oznaczenie tych trzech wielkości stanowi właściwy cel pomiaru.

Równanie to jest jednak słusznem pod warunkiem, że na początku i na końcu okresu pomiaru panuje w układzie ten sam stan, więc aby to osiągnąć należy podczas pomiaru utrzymywać stan równowagi w układzie, temperatury we wszystkich częściach urządzenia powinny być podczas tego okresu stałe.

Badanie urządzenia chłodniczego sprowadza się do ustalenia wielkości: skutku chłodzenia $Q_0 \text{ kal/h}$, pracy indykowanej sprężarki 632 N i ciepła odprowadzonego ze skraplacza $Q \text{ kal/h}$.

1. Oznaczanie skutku chłodzenia.

Oznaczanie tej wielkości najbardziej zależne jest od przeznaczenia i sposobu wykonania badanego urządzenia chłodniczego. Mogą więc tu mieć zastosowanie następujące metody:

a) Ciepło odbierane jest z pomieszczeń chłodzonych przy pomocy solanki, krążącej przez rury; solanka ta dopływa z temperaturą niższą,