

# POSSIBILITY OF DEFINING THEORETICAL OPERATION FOR DIESEL ENGINES IN ENERGY TERMS POSSIBILITY OF DETERMINING DIESEL ENGINE THEORETICAL OPERATION IN ENERGY APPROACH

*A proposal of evaluation (quantitative determination) of operation of any diesel engine, for example a marine main engine in which energy interactions occur within a specified time. This operation is defined as the energy transfer to a propeller in a fixed time within which the energy is converted and transferred in the form of work or heat. Valuation of operation of main engines installed in marine power plants, proposed by the author of this paper, consists in equating the operation of this type of engines to a physical quantity with the unit of measure joule-second. The concept of theoretical engine operation has been introduced as a model operation which the real operation of engines having various degrees of wear, could be equaled to. It has been shown that calculation of the value of such understood operation needs application of the theoretical work defined on the basis of the ideal Diesel and Sabathe cycles, modified by heat dissipation according to isobaric or isothermal transformation. It has been shown that the commonly known ideal Diesel and Sabathe cycles cannot be applied.*

Keywords: operation, energy, diesel engine, marine main engine

## Możliwość określania działania teoretycznego silników o zapłonie samoczynnym w ujęciu energetycznym

*Przedstawiono propozycję wartościowania (ilościowego określenia) działania dowolnego silnika o zapłonie samoczynnym, na przykładzie okrętowego silnika głównego, w którym zachodzą oddziaływania energetyczne w określonym czasie. Działanie to rozumiane jest jako przekazywanie energii śrubie napędowej w ustalonym czasie, w którym zachodzi przetwarzanie i przenoszenie energii w formie pracy bądź ciepła. Wartościowanie działania silników głównych instalowanych w siłowniach okrętowych, zaproponowane przez autora tego artykułu, polega na przyrównaniu działania tego rodzaju silników do wielkości fizycznej, której jednostką miary jest dżulosekunda [dżul×sekunda]. Wprowadzono pojęcie działania teoretycznego silników, które uznano za działanie wzorcowe, z którym można byłoby porównywać działania rzeczywiste silników o różnym stopniu zużycia. Wykazano, że do obliczenia wartości tak rozumianego działania należy zastosować pracę teoretyczną określoną w oparciu o obiegi teoretyczne Diesla i Sabathe'a, zmodyfikowane o odprowadzenie ciepła według przemiany izobarycznej bądź izotermicznej. Wykazano, że do obliczenia działania teoretycznego tego rodzaju silników nie można wykorzystać znanych powszechnie obiegów teoretycznych Diesla i Sabathe'a..*

Słowa kluczowe: działanie, energia, silnik o zapłonie samoczynnym, okrętowy silnik główny

### 1. Wstęp

Działanie silników można interpretować różnie [1, 6, 7, 9]. Jednak dla potrzeb racjonalnego sterowania ich działaniem, dobrze przyjęć, że działanie silników spalinowych (w ujęciu opisowym) jest wynikiem istnienia takiego ich stanu energetycznego, który umożliwi przetwarzanie przez nie energii  $E$  w formie ciepła i pracy, w określonym czasie  $t$ . Oznacza to, że rozpatrując działanie wspomnianych silników, należy uwzględnić jednocześnie generowaną przez te silniki energię i czas jej przemiany. Tak interpretowane działanie można (w ujęciu wartościującym) przyrównać do wielkości fizycznej, która ma określoną wartość liczbową i jednostkę miary nazwaną dżulosekundą [dżul×sekunda].

Działanie tak rozumiane ulega pogorszeniu wraz z narastaniem zużycia tego rodzaju silników. Oznacza to, że wartość tego działania, wraz z wpływem czasu eksploatacji każdego silnika, będzie maleć w porównaniu z działaniem silnika wzorcowego (idealnego).

Jest oczywiste, że zachodząca w przestrzeniach roboczych każdego silnika spalinowego przemiana energii w formie ciepła bądź pracy może zachodzić w różnym czasie. W praktyce istotne jest, aby praca wykonana w określonym czasie była możliwie największa albo, aby dana praca została wykonana możliwie najszybciej. W praktyce istotne jest także, aby podczas spalania wyzwalone było możliwie największe ciepło, zaś ciepło tracone – możliwie

najmniejsze. Jeśli nie można uzyskać takiej przemiany energii, która jest najkorzystniejsza, uznaje się, że silnik jest wtedy w stanie częściowej zdadności [2, 3, 7, 8]. Z tego wynika, że istotna jest analiza działania silnika i porównywanie tego działania z działaniem teoretycznym, czyli takim, które cechuje silnik wzorcowy (idealny) działający zgodnie z obiegiem teoretycznym. Zatem istnieje potrzeba określenia działania teoretycznego silnika idealnego. Możliwość określenia takiego działania zostało przedstawione na przykładzie silnika okrętowego (rys. 1), ale dotyczy także innych tłokowych silników spalinowych.

## 2. Problem działania silników głównych w ujęciu deterministycznym

W ujęciu deterministycznym, działanie silnika głównego można rozpatrywać w dwóch przypadkach. W pierwszym zakłada się, że przekazywana śrubie napędowej przez ten silnik energia  $E$  nie ulega zmianie w przedziale czasu  $[0, t]$ . Wtedy można uznać, że jego działania ( $D$ ) może być określone wzorem: [1, 3, 4]:

$$D = Et \quad (1)$$

Natomiast w drugim przypadku, gdy przekazywana śrubie przez silnik energia ( $E$ ) zależy od czasu ( $t$ ), działanie  $D(t)$  należy określić z zależności:

$$D(t) = D = \int_0^t E(\tau) d\tau \quad (2)$$

gdzie:

$E$  – energia przetwarzana i przekazywana podczas

działania silnika,

$[0, t]$  – przedział czasu, w którym trwa działanie silnika.

Energia jest ujawniana w formie pracy bądź ciepła. Wobec tego działanie silnika może być interpretowane zgodnie z zależnością (2) w następująco [4]:

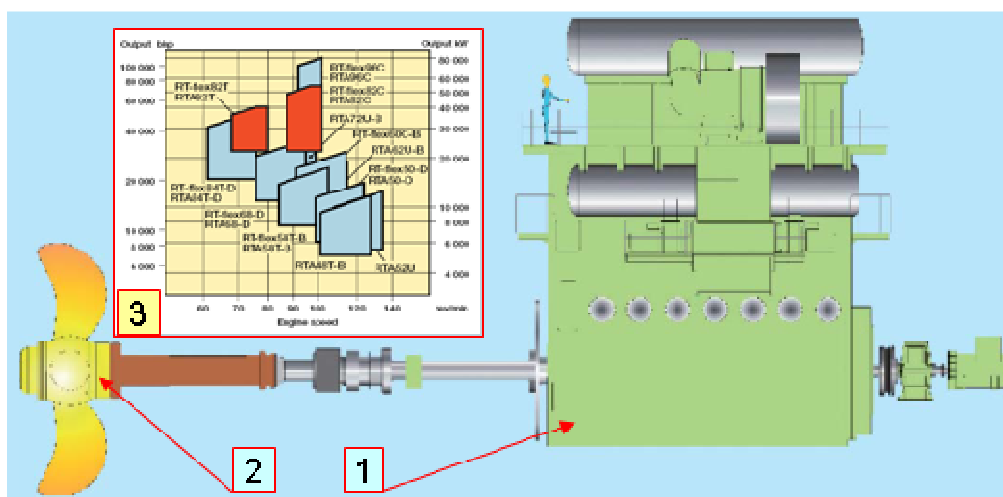
$$D_L = \int_0^t L(\tau) d\tau; \quad D_Q = \int_0^t Q(\tau) d\tau; \quad (3)$$

gdzie:

$D_L$  – działanie związane z wykonywaniem pracy ( $L$ ),  $D_Q$  – działanie związane z przenoszeniem ciepła ( $Q$ ),  $[t_1, t_2]$  – przedział czasu działania,  $t$  – czas, zmienna niezależna.

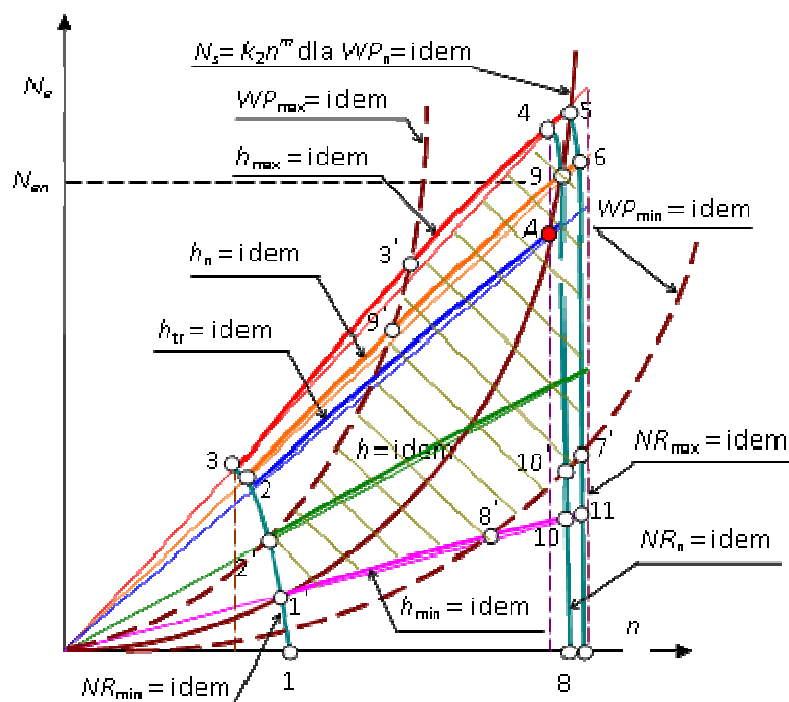
Warunki działania silników głównych są kształtowane głównie przez warunki zewnętrzne ruchu statku morskiego i zadania podjęte przez użytkowników (załogi) statków. Wspomniane warunki i zadania sprawiają, że w przestrzeniach roboczych wspomnianych silników przetwarzane są różne ilości energii w różnym czasie. W każdym jednak przypadku działanie silników głównych wyznaczone jest przez pola ich osiągnięć (rys. 1) [6, 10]. Pola te są określone przez ich charakterystyki prędkościowe takie jak: zewnętrzne i regulatorowe. Jeżeli na wspomniane charakterystyki zostaną naniesione charakterystyki śrubowe silników głównych, które również należą do charakterystyk prędkościowych, to zostaną określone zakresy działania tych silników, możliwe do zobrazowania w formie pól (rys. 2).

Charakterystyki rzeczywiste odbiegają od teoretycznych (rys. 2) dlatego, że średni moment obro-



Rys. 1. Układ napędowy stosowany często na kontenerowcach, masowcach i zbiornikowcach [5, 11]: 1 - silnik dwusuwowy wolnoobrotowy, 2 - śruba napędowa o dużej średnicy i dużej masie, 3 - podane przez producenta pola pracy różnych rodzin silników

Fig.1 The propulsion system used often for container ships, bulk carriers and tankers [5, 11]: 1 - low speed two-stroke engine, 2 - propeller of large diameter and heavy weight, 3 - operation fields for various engine families provided by the manufacturer



Rys. 2. Charakterystyki prędkościowe rzeczywiste tłokowego silnika napędu głównego (silnika głównego) statku morskiego:

- pole osiągow silnika (pole dopuszczalnych obciążeń silnika, pole tzw. stabilnej pracy silnika):  $1^*-2^*-9^*-9-10^*-10-8^*-1^*$ ,
- pole przeciążenia silnika:  $2-3-3^*-4-5-6-7^*-10^*-9-2$ ,
- pole obrazujące zakres działania silnika:  $1^*-2^*-9^*-3^*-4-5-6-7^*-10^*-8^*-1^*$ ,

$N_e$  – moc użyteczna (efektywna),  $N_{en}$  – moc użyteczna nominalna (znamionowa),

$n$  – prędkość obrotowa,  $h_{max}$  – maksymalna nastawa pompy wtryskowej,

$h_n$  – nominalna (znamionowa) nastawa pompy wtryskowej,  $h_{tr}$  – trwała nastawa pompy wtryskowej,  $h_{min}$  – minimalna nastawa pompy wtryskowej,  $NR_{max}$  – maksymalna nastawa regulatora,  $NR_n$  – nominalna (znamionowa) nastawa regulatora,

$NR_{min}$  – minimalna nastawa regulatora,  $WP_{max}$  – najtrudniejsze warunki pływania (ruchu) statku (największe opory ruchu),  $WP_n$  – nominalne warunki pływania (ruchu) statku,  $WP_{min}$  – najłatwiejsze warunki ruchu statku (najmniejsze opory ruchu),

$N_s = k_2 n^m$  – rzeczywista charakterystyka śrubowa obrazująca zależność mocy zapotrzebowanej przez śrubę od prędkości obrotowej ( $n$ ),  $k_2$  – rzeczywisty współczynnik mocy,  $m$  – współczynnik zależny od kształtu kadłuba statku (dla kadłubów wypornościowych  $m \approx 3,0$ )

Fig. 2 Real speed characteristics for a piston engine in the main propulsion system (main engine) of a sea-going ship:

- engine performances field (field of admissible engine loads, field of so-called stable engine operation):  $1^*-2^*-9^*-9-10^*-10-8^*-1^*$ ,
- engine overload field:  $2-3-3^*-4-5-6-7^*-10^*-9-2$ ,
- engine operation range field:  $1^*-2^*-9^*-3^*-4-5-6-7^*-10^*-8^*-1^*$ ,

$N_e$  - power output (effective),  $N_{en}$  - nominal power output (rated),  $n$  - rotational speed,  $h_{max}$  - maximum setting of injection pump,  $h_n$  - nominal (rated) setting of injection pump,  $h_{tr}$  - stable setting of injection pump,  $h_{min}$  - minimum setting of injection pump,  $NR_{max}$  - maximum setting of regulator,  $NR_n$  - nominal (rated) setting of regulator,  $NR_{min}$  - minimum setting of regulator,  $WP_{max}$  - the most difficult conditions for vessel motion (moving) (the largest resistance to motion),  $WP_n$  - nominal conditions for vessel motion (moving),  $WP_{min}$  - the easiest conditions for vessel motion (the least resistance to motion),  $N_s = k_2 n^m$  - propeller real characteristic showing the dependence between the power demanded by the propeller and rotational speed ( $n$ ),  $k_2$  - real power ratio,  $m$  - coefficient dependent on the ship hull shape (for displacement hulls  $m \approx 3,0$ ).

towy ( $M_o$ ) silnika spalinowego tłokowego jest funkcją średniego ciśnienia użytecznego ( $p_e$ ), czyli

$$M_o = c_s p_e \quad (4)$$

Zaś wartości ciśnienia użytecznego ( $p_e$ ) zależą istotnie nie tylko od dawki paliwa, ale między innymi także od prędkości obrotowej ( $n$ ) silnika [1, 6, 10]:

$$p_e = f(\Delta G_p, W_d, p_d, R_\mu, T_d, L_o, \lambda, \eta_v, \eta_i, \eta_m) \quad (5)$$

gdzie:

$c_s$  – współczynnik określający cechy konstrukcyjne silnika,  $\Delta G_p$  – dawka paliwa,  $W_d$  – wartość opałowa (wartość opałowa dolna) paliwa,  $p_d$  – ciśnienie powietrza doprowadzonego

do przestrzeni roboczych silnika,  $R_\mu$  – uniwersalna (bezwzględna) stała gazowa ( $R_\mu \equiv R \cdot M$ ),  $T_d$  – temperatura powietrza doprowadzonego do przestrzeni roboczych silnika,  $L_o$  – teoretyczna ilość powietrza niezbędna do spalania 1 kg paliwa,  $\lambda$  – współczynnik nadmiaru powietrza,  $\eta_v$  – sprawność napełniania przestrzeni roboczej (cylindra) silnika,  $\eta_i$  – sprawność indykowana,  $\eta_m$  – sprawność mechaniczna silnika.

Działanie silnika głównego jest ograniczone czasowo w polu przeciążenia, zwłaszcza w polu przeciążenia momentem. Na charakterystyce rzeczywistej (rys. 2) jest to pole 9\*-3\*-4-9-9\*. Silnik ten nie może także długotrwale działać w polu przeciążenia tylko prędkością obrotową. Na charakterystyce tej jest to pole 6-7\*-10\*-9-6. Oczywiście jest, że działanie silnika jeszcze bardziej jest ograniczone czasowo w polu przeciążenia zarówno momentem jak i prędkością obrotową. Pole to na wspomnianej charakterystyce (rys. 2) jest polem 4-5-6-9-4.

Z kolei rzeczywiste pole osiągow (pole pracy) silnika będzie ograniczone krzywymi:  $h_{\max} = \text{idem}$ ,  $NR_{\max} = \text{idem}$ ,  $h_{\min} = \text{idem}$  oraz  $NR_{\min} = \text{idem}$ . Jednak zakres działania silnika będzie określony przez pole mniejsze od pola osiągow, ponieważ silnik główny może tylko tak działać, aby zapewnić śrubie napędowej statku wymaganą energię, potrzebną do wykonania zadania. Zapotrzebowanie tej energii przez śrubę napędową w określonych warunkach eksploatacji zależy od rzeczywistej charakterystyki śrubowej  $N_s = f(k_2, n)$ , która jest różna dla różnych warunków pływania  $WP_n = \text{idem}$ .

Warunki WP mogą ulegać zmianie w zakresie od najkorzystniejszych ( $WP_{\min} = \text{idem}$ ) do najtrudniejszych ( $WP_{\max} = \text{idem}$ ). Warunki te wyznaczają zakres działania silnika głównego, który obrazuje pole: 1\*-2\*-9\*-3\*-4-5-6-7\*-10\*-8\*-1\* (rys. 2)

Analizując zakres działania tego rodzaju silnika, należy uznać za oczywiste [10] to, że zmiana jego stanu obciążenia następuje (rys. 2) z punktu:

- 1\* do 2\* po charakterystyce regulatorowej  $NR_{\min} = \text{idem}$ ,
- 2\* do 3\* po charakterystyce śrubowej  $WP_{\max} = \text{idem}$ ,
- 3\* do 4 i 5 po charakterystyce zewnętrznej mocy silnika przy maksymalnej nastawie pompy wtryskowej  $h_{\max} = \text{idem}$ ,
- 5 do 6 i 7\* po charakterystyce regulatorowej  $NR_{\max} = \text{idem}$ ,
- 7\* do 10\* i 8\* po charakterystyce śrubowej  $WP_{\min} = \text{idem}$ ,
- 8\* do 1\* po charakterystyce zewnętrznej mocy silnika przy minimalnej nastawie pompy wtryskowej  $h_{\min} = \text{idem}$ .

Opisany zakres działania silnika głównego został zobrazowany na rys. 2 w formie pola zakreślanego. Moc wyzwalana przez silnik główny będzie zawsze wyznaczona przez punkt współpracy

tego silnika ze śrubą napędową, który powstaje na przecięciu charakterystyki zewnętrznej mocy silnika z jego charakterystyką śrubową. Przykładowy taki punkt współpracy silnika i śruby został przedstawiony na rys. 2 jako:

- punkt A, powstały z przecięcia się charakterystyk  $h_{tr} = \text{idem}$  oraz  $WP_n = \text{idem}$ ,
- punkt 9, powstały z przecięcia się charakterystyk  $h_n = \text{idem}$  oraz  $WP_n = \text{idem}$ ,
- punkt 5, powstały z przecięcia się charakterystyk  $h_{\max} = \text{idem}$  oraz  $WP_n = \text{idem}$

Wynika z tego, że wymienione punkty współpracy powstają przy danej charakterystyce śrubowej ( $WP = \text{idem}$ ) w zależności od tego, jaka zostanie zadana nastawa pompy wtryskowej ( $h = \text{idem}$ ). Zatem może tak się zdarzyć, że silnik główny przy określonej jego charakterystyce śrubowej może być obciążony mocą według następujących jego charakterystyk zewnętrznych mocy [7, 11]: częściowej  $N_{ec}$  ( $h_c = \text{idem}$ ,  $c = 1, 2, \dots, N_{ec} < N_{etr}$ ), mocy eksploatacyjnej trwałej  $N_{etr}$  ( $h_{tr} = \text{idem}$ ), mocy znamionowej  $N_{en}$  ( $h_n = \text{idem}$ ), bądź mocy maksymalnej  $N_{emax}$  ( $h_{\max} = \text{idem}$ ).

Moc użyteczna  $N_e$  wyzwalana przez silnik główny (rys. 2) zawiera informację jak szybko praca użyteczna  $L_e$  zostanie wykonana w określonym czasie  $t$  [2, 6]. Oznacza to, że moc charakteryzuje działanie silnika w aspekcie szybkości przetwarzania energii w formie pracy, w jego przestrzeniach roboczych z uwzględnieniem różnych strat, zwłaszcza cieplnych. Jednak działanie silnika polegające na przetwarzaniu energii w formie pracy nie jest możliwe, jeśli wcześniej nie zostanie przetworzona w jego przestrzeniach roboczych energia w formie ciepła [2, 3, 6, 10]. Wobec tego, analizując działanie silnika głównego należy uwzględnić nie tyle moc silnika, ale doprowadzoną i przetwarzaną w nim energię zawartą w mieszaninie paliwowo-powietrznej, która najpierw jest przetwarzana w formie ciepła ( $Q$ ) a następnie w formie pracy ( $L$ ).

Z rozważań wynika, że w przypadku okrętowych silników głównych, jak również wszystkich silników spalinowych tłokowych, przetwarzanie energii chemicznej (zawartej w wytworzonej w komorach spalania mieszaninie paliwowo-powietrznej) na energię cieplną a następnie mechaniczną układu korbowo-tłokowego, umożliwia wytworzenie mocy użytecznej  $N_e$ . Moc ta musi być wytwarzana przez czas  $t$  niezbędny do wykonania zadania przez statek. Oznacza to, że do wykonania zadania w tym czasie musi być wykonana przez dowolny silnik główny praca użyteczna  $L_e \cdot t$ . Wykonanie tej pracy jest rezultatem wytwarzania momentu obrotowego ( $M_o$ ) wału korbowego przy określonej prędkości obrotowej ( $n$ ) każdego silnika spalinowego tłokowego, więc także silnika głównego [1, 6, 10]. Wobec tego działanie silnika interpretowane jako przetwarzanie energii w formie pracy

użytecznej  $L_e$  przez czas  $t$ , zgodnie z wzorem (2), może być wyrażone w formie zależności:

$$D_{L_e} = \int_0^t L_e(\tau) d\tau = 2\pi \int_0^t n(\tau) M_o(\tau) \pi d\tau \quad (6)$$

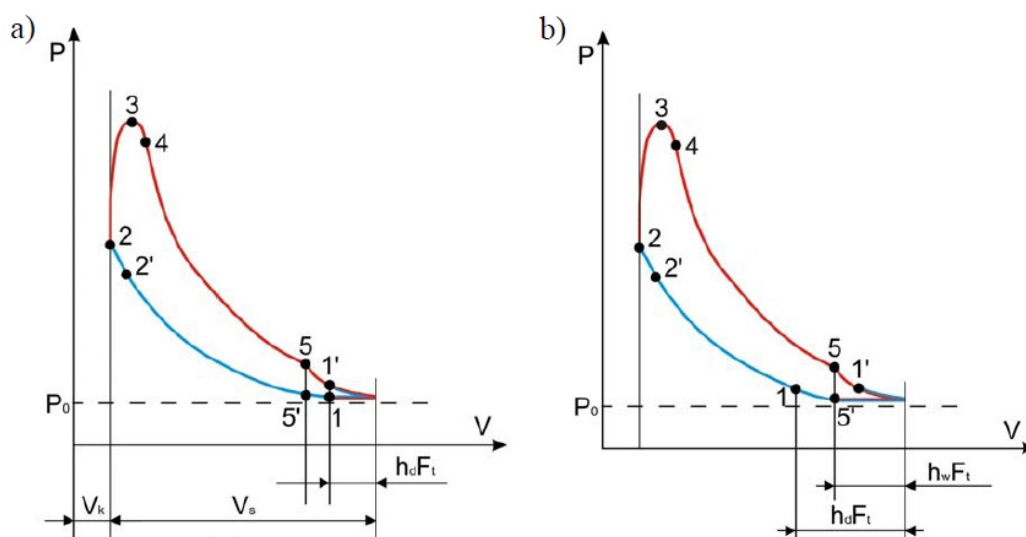
Na kontenerowcach, masowcach i zbiornikowcach stosowane są jako silniki główne silniki dwusuwowe, wolnoobrotowe, najczęściej o przepłukaniu wzdłużnym oraz o przepłukaniu poprzecznym ze szczelinami dolotowymi wyższymi od dolotowych. Przykładowy wykres indykatorowy tego rodzaju silników o przepłukaniu wzdłużnym został przedstawiony na rys. 3a, natomiast o przepłukaniu poprzecznym ze szczelinami dolotowymi ( $h_d$ ) wyższymi od wylotowych ( $h_w$ ), czyli dla przypadku, gdy  $h_d > h_w$  na (rys. 3b),

Z przedstawionych obiegów rzeczywistych wynika, że sprężanie świeżego ładunku (mieszaniny dostarczonego do cylindra powietrza i reszty spalin, które pozostały w cylindrze po poprzednim obiegu) następuje w chwili zakończenia procesu przepłuka-

nia cylindra, czyli dolotu powietrza i jednoczesnego wylotu spalin. Do tej chwili, począwszy od chwili usuwania spalin z cylindra, następuje odprowadzenie wraz z spalinami ciepła do otoczenia. Uwzględniając ten fakt, w obiegach teoretycznych silników o zapłonie samoczynnym należy rozpatrywać nie tylko izochoryczne odprowadzenie ciepła (jak to jest w obiegu Diesla i Sabathe'a), lecz także dodatkowo, w zależności od szybkobieżności silników:

- odprowadzenie ciepła przy stałym ciśnieniu (izobaryczne), w przypadku silników wolnobieżnych,
- odprowadzenie ciepła przy stałej temperaturze (izotermiczne), w przypadku silników średniobieżnych i szybkobieżnych.

Takie podejście można uzasadnić tym, że w przypadku silników wolnobieżnych opory przepływu zmieniają się nieznacznie i można uznać, że proces odprowadzenia ciepła zachodzi przy jednakowym ciśnieniu. W czasie realizacji tego procesu następuje jednak istotna zmiana temperatury, ze względu na dłuższy czas przekazywania ciepła (niż w przypadku silników szybkobieżnych) do otocze-



Rys. 3. Obiegi robocze silników dwusuwowych o przepłukaniu a) wzdłużnym, b) poprzecznym, przy  $h_d > h_w$ , 1 – zasłonięcie szczelin dolotowych powietrza, 5 – zamknięcie zaworu wylotowego spali (rys. a), zasłonięcie szczelin wylotowych spalin (rys. b), 5 – otwarcie zaworu wylotowego spalin (rys. a), odsłonięcie szczelin wylotowych spalin (rys. b), 1' – otwarcie zaworów zwrotnych dolotowych powietrza,  $p_o$  – ciśnienie otoczenia,  $V_k$  – objętość komory spalania,  $V_s$  – objętość skokowa cylindra,  $V_c$  – objętość całkowita cylindra, GMP – górne martwe położenie tłoka, DMP – dolne małe położenie tłoka,  $p$  – ciśnienie,  $V$  – objętość

Fig.3. Workflows in two-stroke engines with a) loop scavenging b) crossflow scavenging, at  $h_d > h_w$ , 1 – covering the air intake slots, 5' - closing the exhaust outlet valve (Fig. a), covering the exhaust outlet slots (Fig. b) 5 - opening the exhaust outlet valve (Fig. a), disclosing the exhaust outlet slots (Fig. b), 1' - opening the air intake check valves,  $p_o$  - the ambient pressure,  $V_k$  - combustion chamber volume,  $V_s$  - cylinder displacement volume,  $V_c$  - cylinder total volume, GMP - top dead position of piston, DMP - bottom most position of piston  $p$  - pressure,  $V$  - volume

nia, jaki upłynie zanim rozpocznie się wspomniane już sprężanie świeżego ładunku w cylindrze.

Natomiast w przypadku silników średniobieżnych, a zwłaszcza szybkobieżnych opory przepływu zmieniają się znacznie (w porównaniu z silnikami wolnobieżnymi) i wobec tego nie można uznać, że proces odprowadzenia ciepła zachodzi przy jednakowym ciśnieniu. W czasie realizacji tego procesu następuje jednak nieistotna zmiana temperatury, ze względu na krótszy czas przekazywania ciepła (niż w przypadku silników wolnobieżnych) do otoczenia, jaki upłynie zanim rozpocznie się wspomniane już sprężanie świeżego ładunku w cylindrze. Zatem można uznać, że w tego rodzaju silnikach można przyjąć istnienie (po zakończeniu procesu izochorycznego odprowadzenia ciepła) procesu izotermicznego odprowadzenia ciepła, jaki ma miejsce zanim zostanie zapoczątkowany proces sprężania świeżego ładunku w cylindrze.

Aby ocenić działanie rzeczywiste silników eksploatowanych w danych warunkach, opisane w publikacji [2], należy je porównać z działaniem teoretycznym.

## 2. Działanie teoretyczne silników spalinych i jego praktyczne znaczenie

W przypadku silników spalinych o zapłonie samoczynnym istotne jest nie tylko działanie możliwe i wymagane zależne od pracy użytecznej  $L_e$  i czasu (6), ale także działanie teoretyczne jako działania umożliwiające ustalenie jak dalece odbiega działanie możliwe silnika od działania wzorcowego. W tym przypadku niezbędna jest (oprócz czasu działania  $\tau$ ) znajomość pracy teoretycznej ( $L_t$ ). Pracę tę można łatwo określić znając średnie ciśnienie teoretyczne ( $p_t$ ). Takie działanie teoretyczne, inaczej – teoretycznie możliwe ( $D_{L_t}$ ), może być określone, zgodnie z zależnością (2) i z uwzględnieniem zależności (6), wzorem:

$$D_{L_t} = \int_0^t L_t(\tau) d\tau \quad (7)$$

Do obiegów teoretycznych silników o zapłonie samoczynnym należą obiegi termodynamiczne tego rodzaju silników takie jak: obieg Sabathe'a i obieg Diesla. Stosowane są one do porównania idealnego i rzeczywistego przebiegu przemian energii cieplnej na mechaniczną w dowolnym silniku o zapłonie samoczynnym (i z tego powodu nazywane niekiedy porównawczymi), z tym, że do obiegu Sabathe'a najbardziej zbliżone są obiegi rzeczywiste szybkobieżnych silników o zapłonie samoczynnym, natomiast do obiegu Diesla – obiegi rzeczywiste wolnobieżnych silników tego rodzaju [6].

Do określenia pracy teoretycznej ( $L_t$ ) potrzebna jest znajomość pracy wykonanej podczas jednego teoretycznego obiegu (cyklu) roboczego ( $L_{t1}$ ) silni-

ka. Nie można jednak zastosować obiegów teoretycznych Sabathe'a i Diesla, lecz ich zmodyfikowane wersje, które uwzględniałyby specyfikę działania silników spalinych. W przypadku silników dwusuwowych o przepłukaniu wzdłużnym, specyfika ta wynika z opóźnienia zamknięcia zaworu wylotowego, co sprawia, że sprężanie świeżego ładunku zaczyna się nie po osiągnięciu przez tłok DMP, lecz po zamknięciu zaworu wylotowego spalin (rys. 3 a, punkt 5'). Natomiast w przypadku silników o przepłukaniu poprzecznym ze szczelinami  $h_d > h_w$ , specyfika ta wynika z opóźnienia względem DMP przesłonięcia przez tłok szczelin (okien) dolotowych powietrza (rys. 3b, punkt 1). Odzwierciedlają tę specyfikę obu rodzajów silników obiegi teoretyczne (rys. 4a i rys. 4b), w których sprężanie czynnika roboczego także nie rozpoczyna się w DMP, lecz później, w punkcie 1.

Z przedstawionych rozważań wynika, że w przypadku silników wolnobieżnych może być rozpatrywany obieg teoretyczny w formie zmodyfikowanego obiegu Diesla z uwzględnieniem dodatkowo izobarycznego odprowadzenia ciepła (rys. 4a). Natomiast w przypadku silników średniobieżnych może być rozpatrywany obieg teoretyczny w formie zmodyfikowanego Diesla z uwzględnieniem dodatkowo izotermicznego odprowadzenia ciepła (rys. 4b).

Dla zmodyfikowanego obiegu Diesla, z uwzględnieniem najpierw izochorycznego a następnie izobarycznego odprowadzenia ciepła, praca teoretyczna wykonana w cylindrze podczas jednego obiegu określona jest wzorem:

$$\begin{aligned} L_{t1} &= Q_1 - (Q_{2v} + Q_{2p}) = \\ &= mc_v [\kappa(T_3 - T_2) - (T_4 - T_5 + \kappa(T_5 - T_1))] \end{aligned} \quad (8)$$

lub

$$\begin{aligned} L_{t1} &= Q_1 - Q_2 = \\ &= p_3 V_3 + \int_3^4 p dV - \left( p_5 V_5 - p_1 V_1 + \int_1^2 p dV + p_2 V_2 \right), \end{aligned} \quad (9)$$

$$p_1 = p_5$$

Natomiast dla zmodyfikowanego obiegu Diesla, z uwzględnieniem najpierw izochorycznego a następnie izotermicznego odprowadzenia ciepła, wspomniana praca teoretyczna określona jest wzorem:

$$\begin{aligned} L_{t1} &= Q_1 - (Q_{2v} + Q_{2T}) = \\ &= mc_v [\kappa(T_3 - T_2) - (T_4 - T_5)] - T_5 (S_5 - S_1) \end{aligned} \quad (10)$$

lub

$$L_{t1} = Q_1 - Q_2 = p_3 V_3 + \int_3^4 p dV - \left( \int_5^1 p dV + \int_1^2 p dV + p_2 V_2 \right) \quad (11)$$

Oczywiste jest, że pracę teoretyczną ( $L_t$ ) niezbędną do określenia działania teoretycznego silnika można, uwzględniając liczbę zrealizowanych obiegów  $n$  oraz liczbę cylindrów  $k$ , określić w formie zależności:

$$L_t = k \cdot n \cdot L_{t1} \quad (12)$$

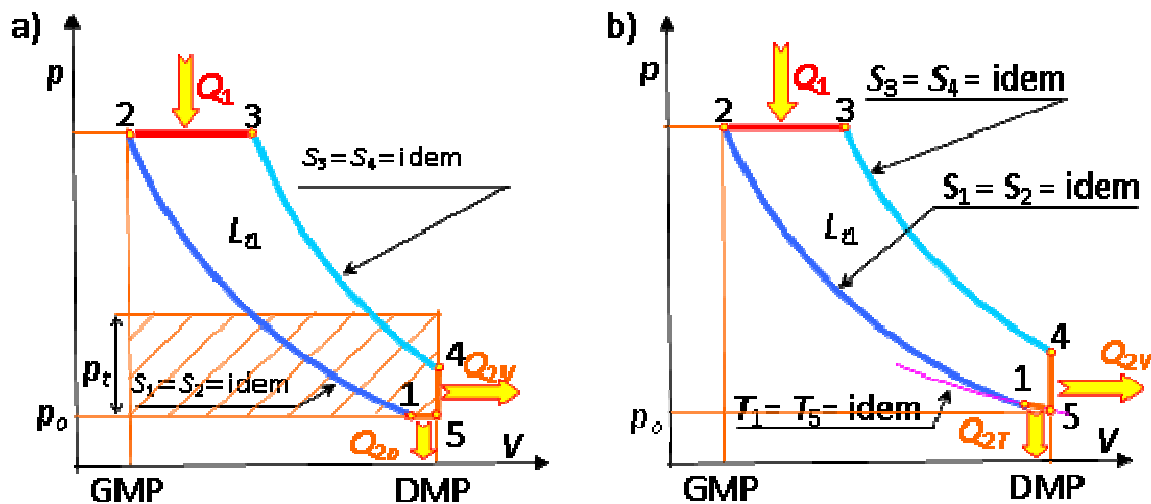
bądź, po uprzednim wyznaczeniu średniego ciśnienia teoretycznego  $p_t$  (rys. 4a), z zależności:

$$L_t = k \cdot n \cdot L_{t1} = k \cdot n \cdot p_t \cdot (V_5 - V_2) = k \cdot n \cdot p_t \cdot \Delta V_{5,2} \quad (13)$$

idealnego,  $p_t$  – średnie ciśnienie teoretyczne,  $V_s$  – objętość skokowa cylindra,  $V_5$ ,  $V_2$  – objętości cylindra (przestrzeni roboczej) o interpretacji wynikającej z oznaczeń na rys. 4.

Porównując tylko pracę użyteczną wykonaną przez silnik w czasie  $t$  oraz teoretyczną, jaka może być wykonana przez silnik teoretyczny (idealny) w tym samym czasie można określić stopień doskonałości ( $\varepsilon_{Ln(ob)}$ ) przetwarzania energii w formie pracy użytecznej ( $L_e$ ) przez dany silnik, który można nazwać stopniem doskonałości działania silnika. Stopień ten można określić uwzględniając dwa przypadki. Pierwszy ma miejsce wtedy, gdy nie można założyć, że w czasie  $t$  działania silnika, w każdym cylindrze wytwarzana jest taka sama praca użyteczna. Wtedy wspomniany stopień doskonałości przetwarzania energii w silniku ( $\varepsilon_{Ln(ob)}$ ) można określić zależnością:

$$\varepsilon_{Ln(ob)} = \frac{\sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^n L_{e(j)k}}{L_t} \quad (14)$$



Rys. 4. Obiegi teoretyczne zmodyfikowane: a) obieg Diesla z uwzględnieniem dodatkowo izobarycznego odprowadzenia ciepła, b) obieg Diesla z uwzględnieniem dodatkowo izotermicznego odprowadzenia ciepła:  $L_{t1}$  – praca teoretyczna obiegu,  $p$  – ciśnienie,  $p_t$  – średnie ciśnienie teoretyczne,  $V$  – objętość,  $T$  – temperatura,  $S$  – entropia,  $Q_1$  – ciepło doprowadzone,  $Q_{2v}$  – ciepło odprowadzone przy stałej objętości (izochoryczne),  $Q_{2p}$  – ciepło odprowadzone przy stałym ciśnieniu (izobaryczne),  $Q_{2T}$  – ciepło odprowadzone przy stałej temperaturze (izotermiczne), GMP i DMP – odpowiednio górne i dolne martwe położenie tłoka

Fig. 4 Modified ideal cycles: a) Diesel cycle considering additionally isobaric heat dissipation, b) Diesel cycle considering additionally isothermal heat dissipation:  $L_{t1}$  - theoretical work of the cycle,  $p$  - pressure,

$p_t$  - theoretical average pressure,  $V$  - volume,  $T$  - temperature,  $S$  - entropy,  $Q_1$  - delivered heat,  $Q_{2v}$  - heat dissipated at constant volume (isochoric),  $Q_{2p}$  - heat dissipated at constant pressure (isobaric),  $Q_{2T}$  - heat dissipated at constant temperature (isothermal), GMP and DMP - respectively the top and bottom dead position of piston

gdzie:

$k$  – liczba cylindrów silnika,  $n$  – liczba zrealizowanych obiegów teoretycznych (cykli) w przedziale czasu działania  $[0, t]$ ,  $L_{t1}$  – praca pojedynczego (jednego) obiegu teoretycznego w cylindrze silnika

gdzie:

$L_{e(j)k}$  – praca użyteczna  $j$ -tego obiegu w  $k$ -tym cylindrze silnika,  $L_t$  – praca teoretyczna określona wzorem (13).

Określony wzorem (14) stopień doskonałości przetwarzania energii w formie pracy charakteryzuje, jak dalece odbiega przetwarzanie energii w formie pracy w silniku rzeczywistym od pracy teoretycznej silnika idealnego, po wykonaniu  $n$  obiegów.

Drugi przypadek ma miejsce wtedy, gdy można założyć, że w czasie  $t$  działania silnika, w każdym cylindrze wytwarzana jest taka sama praca użyteczna. Wtedy wspomniany stopień doskonałości ( $\mathcal{E}_{Ln(ob)}$ ) można określić zależnością

$$\mathcal{E}_{Ln(ob)} = \frac{L_e}{L_t} = \frac{L_{e1}}{L_{t1}}; \quad L_e = knL_{e1} \quad (15)$$

gdzie:

$k$  – liczba cylindrów silnika,  $n$  – liczba zrealizowanych obiegów teoretycznych (cykli) w przedziale czasu działania  $[0, t]$ ,  $L_{e1}$  – praca użyteczna (jednego) obiegu rzeczywistego w cylindrze silnika.

Interesujące może być także to, jak dalece odbiega działanie silnika rzeczywistego od działania silnika idealnego. Uwzględniając takie same przypadki jak przy określaniu stopienia doskonałości ( $\mathcal{E}_{Ln(ob)}$ ) przetwarzania energii w formie pracy użytecznej ( $L_e$ ) przez dany silnik, można zdefiniować stopień doskonałości ( $\mathcal{E}_{Dn(ob)}$ ) działania silnika. Tak więc w pierwszym przypadku, gdy trzeba przyjąć że w sumarycznym czasie  $t$  działania silnika, w każdym cylindrze wytwarzana jest inna praca użyteczna w poszczególnych przedziałach  $t_{(j)k}$ , wspomniany stopień doskonałości działania silnika ( $\mathcal{E}_{Dn(ob)}$ ) można określić zależnością:

$$\mathcal{E}_{Dn(ob)} = \frac{\sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^n L_{e(j)k} t_{(j)k}}{L_t t} \quad (16)$$

gdzie:

$L_{e(i)k}$  – praca użyteczna  $j$ -tego obiegu w  $k$ -tym cylindrze silnika,  $t_{(j)k}$  – czas wytwarzania pracy  $L_{e(j)k}$ ,  $L_t$  – praca teoretyczna określona wzorem (13).

Natomiast w drugim przypadku, gdy można założyć, że w czasie  $t$  działania silnika, w każdym cylindrze wytwarzana jest taka sama praca użyteczna  $L_{e1}$ , wspomniany stopień doskonałości ( $\mathcal{E}_{Dn(ob)}$ ) można wyrazić taką samą zależnością jak stopień doskonałości ( $\mathcal{E}_{Ln(ob)}$ ) przetwarzania energii w formie pracy użytecznej ( $L_e$ ) przez dany silnik (15).

Wynika to z tego, że  $\sum_{i=1}^n t_{(j)k} = t$ . Wobec tego

można uznać, że w tym drugim przypadku stopień doskonałości ( $\mathcal{E}_{Dn(ob)}$ ) działania danego tłokowego silnika spalinowego jest równoważny jego stopniowi doskonałości ( $\mathcal{E}_{Ln(ob)}$ ) przetwarzania energii w formie pracy użytecznej ( $L_e$ ).

Jeśli uwzględnić w tych rozważaniach pracę indukowaną  $L_i$ , można określić współczynnik (stopień) rozpraszania działania silnika, spowodowanego stratą energii na pokonanie oporów mechanicznych. Wspomniany stopień rozpraszania działania silnika mógłby być określony następująco:

$$\xi_{Dn(ob)} = \frac{\sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^n L_{e(j)k} t_{(j)k}}{\sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^n L_{i(j)k} t_{(j)k}} \quad (17)$$

Jeśli można przyjąć, że w okresie  $t$  działania silnika zachodzi przypadek, że:  $L_i = \text{idem}$  oraz  $L_e = \text{idem}$ , to wtedy stopień rozpraszania działania silnika jest równy jego sprawności mechanicznej.

### 3. Uwagi i wnioski

Działanie silnika spalinowego zostało zinterpretowane jako dostarczanie wymaganej energii w określonym czasie, które można wyrazić w formie wielkości fizycznej z jednostką miary nazwaną *dżulosekundą*.

Rozważając walory energetyczne silników spalinowych należy analizować ich działanie a nie tylko ich pracę. W analizie działania oprócz pracy uwzględniany jest także czas jej realizacji.

Można zastosować zaproponowaną metodę do określenia działania teoretycznego, jako wzorcowego, umożliwiającego porównanie działania rzeczywistego silników spalinowych o zapłonie samoczynnym o różnym stopniu zużycia. Niezbędną do obliczenia wartości tego działania pracę teoretyczną określono z uwzględnieniem zmodyfikowanych obiegów teoretycznych Diesla w zależności od ich szybkobieżności. Modyfikacja tych obiegów polegała na dodatkowym uwzględnieniu odprowadzenia ciepła według przemiany izobarycznej bądź izotermicznej.

Podobne rozważania można dokonać uwzględniając, dla silników średnio i szybkobieżnych, zmodyfikowane obiegi Sabathe'a o dodatkowe odprowadzenie ciepła według przemiany izobarycznej bądź izotermicznej.

Z przedstawionych rozważań wynika, że do określenia pracy teoretycznej umożliwiającej obliczenie wartości działania silników nie jest wskazane stosowanie powszechnie znanych obiegów teoretycznych Diesla i Sabathe'a.

Została przedstawiona deterministyczna metoda oceny działania okrętowego silnika tłokowego napędu głównego statku (silnika głównego), jednak metoda ta może być zastosowana także do oceny działania dowolnego silnika spalinowego tłokowego.

Odrębnym zagadnieniem jest opracowanie metody oceny działania silników spalinowych w uję-



---

ciu stochastycznym. W tym przypadku należy uwzględnić to, że procesy zmiany energii w czasie działania silników są procesami stochastycznymi.

---

## Bibliography/Literatura

- [1] Girtler J.: Work of a compression-ignition engine as the index of its reliability and safety. II International Scientifically-Technical Conference EXPLO-DIESEL & GAS TURBINE'01. Conference Proceedings. Gdansk-Miedzyzdroje-Copenhagen, 2001, pp.79-86.
- [2] Girtler J.: Possibility of valuation of operation of marine diesel engines. Journal of POLISH CIMAC, Vol 4, No 1, 2009.
- [3] Girtler J.: Energy-based aspect of operation of diesel engine. COMBUSTION ENGINES No 2/2009 (137).
- [4] Girtler J.: Conception of valuation of combustion engine operation. Journal of KONES. Powertrain and Transport. Editorial Office Institute of Aeronautics BK, Warsaw 2008.
- [5] Łosiewicz Z.: Probabilistyczny model diagnostyczny okrętowego silnika napędu głównego. Praca doktorska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Łódzkiej, Gdańsk
- [6] Piotrowski I., Witkowski K.: Eksploatacja okrętowych silników spalinowych. AM, Gdynia 2002.
- [7] Roślanowski J.: Identification of ships propulsion engine operation by means of dimensional analysis. Journal of POLISH CIMAC, Vol 4, No 1, 2009.
- [8] Rudnicki J.: Loads of ship main diesel engine in the aspect of practical assessment of its operation. Journal of POLISH CIMACE, Vol. 3, No 1, 2008.
- [9] Rudnicki J.: On making into account value of operational applied to ship main propulsion engine as an example. Journal of POLISH CIMAC, Vol 4, No 1, 2009.
- [10] Wojnowski W.: Okrętowe silowni spalnowe. Cz. I. Wyd. AMW, Gdynia 1998.
- [11] Aeberli K.: New high-economy engines for panama containerships and large tankers, Wartsila Switzerland Ltd, Winterthur, September 2007.

Prof. Jerzy Girtler, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology at Gdańsk University of Technology.

*Prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler – profesor na Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.*

*e-mail: [jgirtl@pg.gda.pl](mailto:jgirtl@pg.gda.pl)*

