

Stefan POSTRZEDNIK  
Instytut Techniki Ciepłej  
Politechnika Śląska  
ul. Konarskiego 18, 44-100 GLIWICE

## MOŻLIWOŚCI POPRAWY EFEKTYWNOŚCI PRACY SILNIKA SPALINOWEGO POPRZEZ ZMNIEJSZENIE PRACY WYMIANY ŁADUNKU

*Streszczenie.* W polu pracy silnika spalinowego występuje podobny obszar jego optymalnej eksploatacji (najniższe jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$ , kg/kWh, najwyższa efektywna sprawność  $\eta_e$ ). Silnik pracuje najczęściej pod obciążeniem częściowym, a wtedy jego efektywna sprawność  $\eta_e$  jest znacznie niższa niż w obszarze nominalnym. Jedną z głównych przyczyn jest względny wzrost pracy wymiany ładunku. W celu uniknięcia tych strat proponuje się rozwiązanie obejmujące elektroniczne sterowanie ruchem zaworów dolotowych i wylotowych. Przegląd rozwiązań oraz możliwości poprawy pracy silników są przedmiotem zainteresowań.

## POSSIBILITIES OF IMPROVING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE EFFICIENCY BY DIMINISHING OF ITS LOAD EXCHANGE WORK

*Summary.* Work of internal combustion engines, which are used as the driving source of cars, occurs not only at the full load, but mostly at the part load, when the energy efficiency  $\eta_e$  – eq. (1) is significantly lower than in the optimal (nominal field) range of the performance parameters. One of the numerous reasons of this state is regular growing of the relative load exchange work of the IC engine. Using the worked out formulas it has been calculated that the relative load exchange work can achieve value up to 40 % (fig. 5) at the part load (e.g. idle run) of the IC engine. The engine speed influences the real investigation results too (fig. 6). As consequence of the growing of the relative load exchange work is the regular and significant drop of the engine energy efficiency (fig. 4); from ca. 55 % down to ca. 25 %. The newest proposals for solving of this problem are based on applying of the fully electronic control of the motion of inlet and outlet valves.

### 1. Wprowadzenie: ogólna charakterystyka zagadnienia

#### 1.1. Potrzeba badań nad ograniczeniem strat w procesie wymiany ładunku

Sprawa znaczącego obniżenia zużycia paliwa przez silniki spalinowe wykorzystywane do napędu samochodów osobowych jest dzisiaj szczególnie poważnie traktowana [1], [3].

Modne stało się hasło: „samochód zużywający 3 litry paliwa na 100 km przebytej drogi”.

Problem ten ma bezpośredni związek z wielkością ponoszonych kosztów eksploatacji pojazdu, a następnie także z wielkością emisji substancji szkodliwych (zarówno składniki gazowe: tlenek węgla CO, tlenki azotu NO<sub>x</sub>, węglowodory C<sub>m</sub>H<sub>n</sub>, tlenki siarki SO<sub>y</sub>, jak i cząstki stałe: sadza, skondensowane węglowodory).

Niebagatelną sprawą jest ponadto potrzeba ograniczenia wielkości emisji gazów przyczyniających się bezpośrednio do intensyfikacji efektu cieplarnianego [4], w tym przede wszystkim dwutlenku węgla CO<sub>2</sub>.

Cechą charakterystyczną eksploatacji pojazdów jest fakt występowania częstych zmian parametrów obciążenia (prędkości obrotowej  $\dot{n}_o$ , obr./min, przenoszonego momentu obrotowego  $M_o$ , Nm/rad, przekazywanej efektywnej mocy  $N_e$ , kW) silnika spalinowego napędzającego samochód. W konsekwencji tego praca silnika pod obciążeniem dokładnie nominalnym (optymalnym) występuje stosunkowo rzadko, natomiast najczęściej ma miejsce jego częściowe obciążenie [2], [5], [7], o zróżnicowanym stopniu odchylenia parametrów od punktu nominalnej pracy silnika. Niestety, w obszarach pracy znacznie oddalonych od stanów nominalnych (optymalnych) efektywna sprawność  $\eta_e$  silnika spalinowego jest znacznie niższa aniżeli w obszarze optymalnym.

**Proces konwersji energii** zachodzący w układzie tłokowego silnika spalinowego scharakteryzować można za pomocą jego **efektywnej sprawności energetycznej**  $\eta_e$ ,

zdefiniowanej jako:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_p W_d} \quad (1)$$

gdzie:  $N_e$ , kW - moc efektywna silnika spalinowego oraz  $\dot{m}_p$ , kg/s - strumień masy spalanej paliwa o wartości opałowej  $W_d$ , kJ/kg.

Fakt znaczącego zmniejszania się efektywnej sprawności  $\eta_e$  silnika w obszarze pozaoptymalnym objawia się także wzrostem jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$ , kg/kWh.

Spośród wielu przyczyn tego stanu rzeczy jako istotne wymienić należy względnie:

- wzrost pracy wymiany ładunku (zmniejszenie stopnia  $\xi_i$  dobroci wewnętrznej),
- wzrost pracy tarcia w układzie (obniżenie stopnia  $\xi_m$  dobroci mechanicznej).

Większe potencjalne możliwości poprawy sytuacji wiązać można z **ograniczeniem strat w procesie wymiany ładunku**, co powinno skutkować wzrostem stopnia  $\xi_i$  dobroci wewnętrznej szczególnie w obszarach znacznie oddalonych od stanów nominalnych pracy silnika spalinowego.

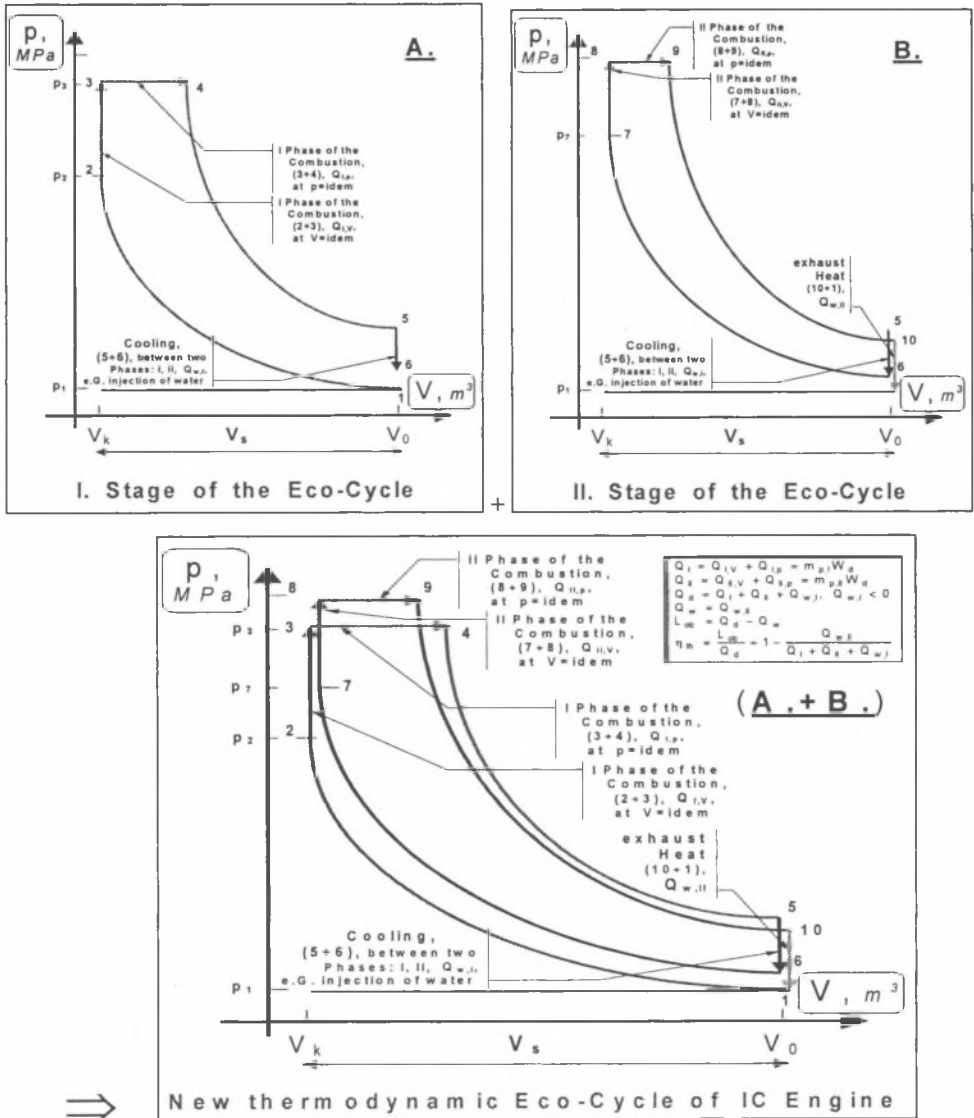
Zarówno praca wymiany ładunku, jak i praca tarcia w układzie przyczyniają się do pomnażania strat energii [6] towarzyszących procesowi konwersji energii w układzie.

W ramach konkretnych rozwiązań proponuje się przede wszystkim pełne elektroniczne sterowanie ruchem zaworów dolotowych (masa świeżego ładunku doprowadzonego do cylindra), jak również ruchem zaworów wylotowych (zatrzymanie reszty spalin w cylindrze, recyrkulacja wewnętrzna spalin).

Inna propozycja autora polega na lepszej organizacji samego obiegu silnika, w tym celowe okazuje się zastosowanie tzw. **ekoobiegu** [4, 5], szczególnie przydatnego przy częściowym obciążeniu silnika spalinowego – rys. 1, kiedy praca wymiany ładunku jest względnie największa.

Organizując pracę silnika spalinowego według wymagań ekoobiegu uzyskać można spalanie paliwa w ubogim zakresie mieszanek palnych (szczególnie w I etapie obiegu,

gdzie stosunek powietrza (tlenu)  $\lambda_1 > 1$ ), a mimo to do usuwania substancji szkodliwych w układzie wylotowym spalin zastosować będzie można klasyczny katalizator 3-funkcyjny, a to głównie dzięki temu, że efektywny stosunek nadmiaru powietrza (a dokładnie: tlenu) stwierdzany w kolektorze wylotowym spalin z silnika może osiągać wartości bliskie jedności ( $\lambda_0 = \lambda_{ef} \approx 1$ ).



Rys. 1. Zasadnicze elementy ekoobiegu silnika spaliniowego; A – pierwszy etap obiegu, B – drugi etap obiegu, (A+B) – ujęcie sumaryczne

Fig. 1. Main elements of the ICE eco-cycle; A – first stage of the cycle, B – second stage of the cycle, (A+B) – full composition

## 1.2. Kryteria oraz parametry oceny układu silnika spalinowego

Standardowym odniesieniem dla rzeczywistego obiegu silnika jest teoretyczny obieg porównawczy, stanowiący podstawę funkcjonowania silnika spalinowego, a zawierający przede wszystkim głównie wyidealizowane etapy [4] działania układu.

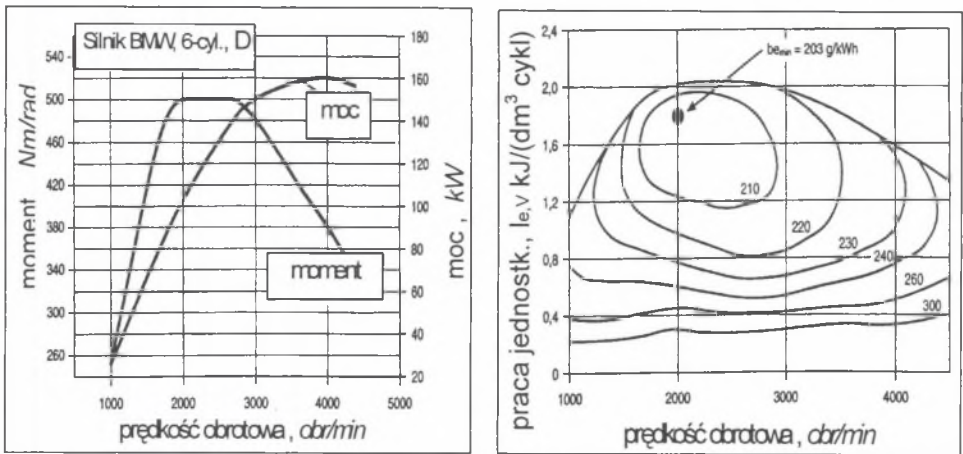
Efektywną sprawność energetyczną  $\eta_e$  (wzór (1)), silnika można wyrazić jako iloczyn:

$$\eta_e = \eta_o \xi_i \xi_m = \eta_i \xi_m \quad \eta_i = \eta_o \xi_i, \quad (2)$$

$$\text{przy czym: } \eta_o = \frac{N_e}{\dot{m}_p W_d}, \quad \eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_p W_d}, \quad \xi_i = \frac{df}{N_o}, \quad \xi_m = \frac{df}{N_e}, \quad (3)$$

gdzie:  $\eta_o$  - sprawność obiegu porównawczego,  $\eta_i$  - sprawność wewnętrzną,  $\xi_i$  - stopień dobroci wewnętrznej,  $\xi_m$  - stopień dobroci mechanicznej silnika spalinowego.

Ilustracją tego jest rys. 2, [6], gdzie oprócz charakterystyk zewnętrznych (lewa strona) zaznaczono izolinie  $b_e = \text{idem}$  w całym polu pracy (prawa strona) silnika spalinowego.



Rys. 2. Charakterystyki eksploatacyjne silnika spalinowego [5], [6]

Fig. 2. Operating characteristics of the internal combustion engine [5], [6]

Zamiast efektywnej sprawności energetycznej  $\eta_e$  stosuje się **wskaźnik względnego**

**jednostkowego zużycia paliwa:**  $b_e = \frac{\dot{m}_p}{N_e}$ ,  $kg/kWs$ , przy czym:  $\eta_e b_e W_d = 1$  (4)

Dzięki zmianom organizacji funkcjonowania oraz doskonaleniu elementów składowych (przemian) obiegu porównawczego można osiągnąć wyższe wartości sprawności energetycznej  $\eta_o$ , tym samym wyższe wartości efektywnej sprawności energetycznej  $\eta_e$ , co w efekcie przyczynia się do zmniejszenia strumienia  $\dot{m}_p$  zużywanego paliwa - wzór (1).

Z kolei wzrost wartości efektywnej sprawności energetycznej  $\eta_e$  silnika spalinowego bezpośrednio pociąga za sobą obniżenie globalnej wielkości emisji substancji toksycznych

głównie za sprawą wydatnego ograniczenia zużycia paliwa  $\dot{m}_p$ , a tym samym powoduje poprawę jakości procesów konwersji energii [4], [5], [7].

### 1.3. Znaczenie sposobu regulacji silnika spalinowego

W obszarach pracy silnika spalinowego znacznie oddalonych od stanów nominalnych (optymalnych) efektywna sprawność  $\eta_e$  konwersji energii chemicznej zużywanego paliwa na pozyskiwaną pracę mechaniczną jest znacznie niższa (natomiast jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$ , kg/kWh – odpowiednio wyższa) aniżeli w obszarze optymalnym – rys. 2.

Zarówno praca wymiany ładunku, jak i praca tarcia w układzie przyczyniają się do pomnażania **strat egzergii** [6] towarzyszących **procesowi konwersji energii** w układzie.

Wspomniane **straty egzergii** [6] wynikają oraz są ściśle powiązane ze stosowanymi **systemami regulacji obciążenia silników spalinowych**.

Powszechnie stosowane są **dwa systemy regulacji obciążenia silników** [2], [4], w tym:

**a) regulacja ilościowa**, stosowana w silnikach z zapłonem iskrowym (**ZI**), kiedy następuje dopasowanie masy czynnika roboczego (suma masy doprowadzonego powietrza oraz masy dawki paliwa) do aktualnego zapotrzebowania, co skutkuje zazwyczaj odpowiednim poziomem ciśnienia  $p_1$  w cylindrze po jego napełnieniu,

**b) regulacja jakościowa**, stosowana w silnikach z zapłonem samoczynnym (**ZS**), której cechą charakterystyczną silnika jest to, że stosunek nadmiaru tlenu  $\lambda$ , a tym samym skład stechiometryczny (jakość) mieszanki palnej przygotowanej do procesu spalania, zmieniają się stosownie do aktualnego obciążenia silnika, a masa doprowadzonego powietrza pozostaje w przybliżeniu na niezmiennym poziomie, natomiast wielkość masy dawki paliwa jest dostosowywana do aktualnego obciążenia silnika, co w konsekwencji skutkuje zmianą stosunku nadmiaru powietrza (tlenu)  $\lambda$  oraz składu mieszanki palnej przygotowanej do procesu spalania, ponadto na skutek tego przy obciążeniach częściowych (aż do pracy na biegu jałowym) przez silnik w każdym cyklu przetłaczana jest znacznie nadmiarowa ilość powietrza (które nie uczestniczy aktywnie w procesie spalania), a jedynie przyczynia się do znacznego wzrostu względnej pracy wymiany ładunku.

Jak się powszechnie wskazuje [5], [7], duże rezerwy oraz istotne możliwości w zakresie znaczącego obniżenia zużycia paliwa przez silniki spalinowe wykorzystywane do napędu samochodów osobowych tkwią w lepszej organizacji procesu wymiany ładunku.

Generalnie na proces wymiany ładunku składa się:

- napełnianie cylindrów świeżym ładunkiem (powietrzem, lub mieszanką palną),
- wypływ produktów spalania (spalin) z cylindrów silnika do otoczenia.

Z procesem wymiany ładunku związane jest także jednostkowe zużycie paliwa  $b_e$ , które wzrasta (ilustruje to rys. 1) znacząco szczególnie w zakresie niższych obciążeń, dlatego w tym obszarze osiągane są niższe wartości efektywnej sprawności  $\eta_e$  silnika spalinowego.

### 1.4. Czynniki wpływające na wielkość pracy wymiany ładunku

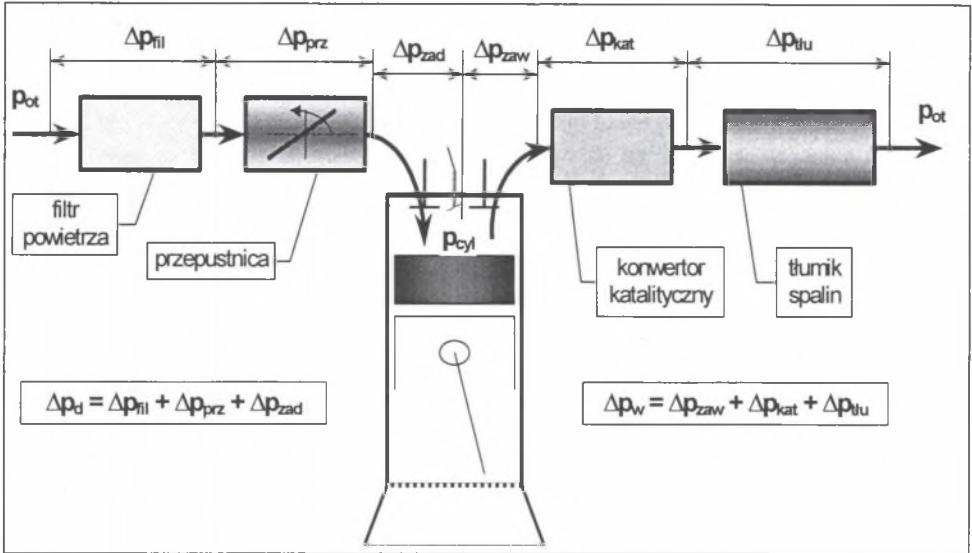
Realizacja procesu wymiany ładunku silnika spalinowego wiąże się bezpośrednio z koniecznością pokonania napotykaných oporów przepływu, a więc z potrzebą wykonania odpowiedniej pracy wymiany ładunku  $L_w$  w ramach każdego cyklu.

Wielkość pracy wymiany ładunku  $L_w$  wykonanej w ramach każdego cyklu wynosi:

$$L_w = L_{nap} + L_{wyp} ; \quad L_{nap} < 0, \quad L_{wyp} < 0, \quad L_w < 0 \quad (5)$$

gdzie:  $L_{nap}$  – praca napełniania cylindra świeżym ładunkiem,  $L_{wyp}$  – praca związana z wypływem produktów spalania (spalin) z cylindra silnika.

Usytuowanie poszczególnych oporów przepływu na drodze wymiany ładunku silnika spalinowego pokazano na rys. 3.



Rys. 3. Zasadnicze elementy układu wymiany ładunku silnika z zapłonem iskrowym (ZI)

Fig. 3. Main elements of the charge exchange system of spark ignition ICE

Praca wymiany ładunku przyjmuje wartości ujemne ( $L_w < 0$ ) i przyczynia się do pomniejszenia wielkości pracy wewnętrznej  $L_i$  wykonywanej przez czynnik roboczy.

Składowe wielkości pracy wymiany ładunku można efektywnie oszacować (rys. 3) jako:

$$|L_{nap}| \approx \Delta p_d V_s, \quad |L_{wyp}| \approx \Delta p_w V_s, \quad \text{a wtedy: } |L_w| \approx (\Delta p_d + \Delta p_w) V_s \quad (6)$$

gdzie:  $\Delta p_d$  – średni spadek ciśnienia po stronie dopływowej do cylindra,

$\Delta p_w$  – średni spadek ciśnienia po stronie wypływowej z cylindra.

Na spadek ciśnienia  $\Delta p_d$  po stronie napełniania cylindrów składają się:

$$\Delta p_d = \Delta p_{fil} + \Delta p_{prz} + \Delta p_{zad} \quad (7)$$

gdzie:  $\Delta p_{fil}$  – spadek ciśnienia na filtrze powietrza,  $\Delta p_{prz}$  – spadek ciśnienia na przepustnicy,  $\Delta p_{zad}$  – spadek ciśnienia w obrębie kolektora i zaworów dopływowych.

Konwertyry katalityczne, instalowane w układach wylotowych spalin silnika, usytuowane są (rys. 3) szeregowo pomiędzy silnikiem a tłumikiem hałasu, stanowią więc dodatkowy opór przepływu na drodze spalin wypływających z silnika oraz bezpośrednio

oddziałują na proces oraz pracę wymiany ładunku silnika spalinowego, gdyż na spadek ciśnienia  $\Delta p_w$  składają się:

$$\Delta p_w = \Delta p_{zaw} + \Delta p_{kat} + \Delta p_{tlu} \tag{8}$$

gdzie:  $\Delta p_{zaw}$  - spadek ciśnienia w obrębie zaworów wypływowych i kolektora,  $\Delta p_{kat}$  - spadek ciśnienia w obrębie konwertora katalitycznego spalin,  $\Delta p_{tlu}$  - spadek ciśnienia w obrębie tłumika wylotowego spalin.

Ostatecznie jednak, aby efektywnie osiągnąć zmniejszenie pracy wymiany ładunku  $L_w$ , należy zadbać o ograniczenie oporów przepływu po stronie napełniania ( $\Delta p_d$ ) świeżym ładunkiem, jak również po stronie wypływu ( $\Delta p_w$ ) spalin silnikowych, których suma:

$$\Delta p_{d-w} = \Delta p_d + \Delta p_w \tag{9}$$

W przypadku regulacji jakościowej (silniki ZS) przy obciążeniach częściowych dławienie na dopływie nie występuje, lecz przez silnik przetłaczana jest znacznie nadmiarowa ilość powietrza, która przyczynia się do znacznego wzrostu względnej pracy wymiany ładunku.

Przepływ masy w układzie (zarówno po stronie napełniania świeżym ładunkiem, jak również wypływu spalin) posiada cechy przepływu pseudoustalonego (pulsacyjnego), co wynika z cykliczności procesów zachodzących w silniku spalinowym.

## 2. Wpływ obciążenia silnika na straty wymiany ładunku

### 2.1. Wpływ pracy wymiany ładunku na sprawność silnika spalinowego

Straty energii wynikające z dławienia powietrza na dopływie do silnika powodują spadek sprawności energetycznej silnika spalinowego.

Sprawność obiegu wyraża się zależnością:

$$\eta_o = \frac{L_o}{Q_d} \tag{10}$$

gdzie:  $Q_d = m_p W_d$  oznacza ciepło doprowadzone do układu,  $m_p$ , kg - wielkość dawki podawanego paliwa,  $W_d$ , kJ/kg - wartość opałowa paliwa.

Następnie dla dowolnego obciążenia silnika (przy częściowym otwarciu przepustnicy):

$$\eta_o = \frac{\left( \frac{L_o}{p_0 V_1} \right)}{\left( \frac{m_p W_d}{p_0 V_1} \right)} = \frac{\left( \frac{L_o}{p_0 V_1} \right)}{E} \tag{11}$$

gdzie:  $E$  - parametr energetyczny,  $E \stackrel{df}{=} \left( \frac{Q_d}{p_1 V_1} \right) = \frac{W_d}{(1 + \lambda n'_{amin} M_a (1 + \delta_{sp})) R T_1}$  ,  $\tag{12}$

powiązany z parametrami obiegu:

$$E = \frac{\varepsilon^{(\kappa-1)}}{(\kappa-1)} [(\gamma-1) + \kappa \gamma (\varphi-1)] \tag{13}$$

definiowanymi jako:

$$\gamma = \frac{p_3}{p_2}, \quad \varphi = \frac{V_4}{V_3}, \quad \varepsilon = \frac{V_1}{V_2}, \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (14)$$

przy czym dla niezmiennej wartości stosunku nadmiaru powietrza ( $\lambda = \text{idem}$ ) uzyskuje się wtedy także niezmienną wartość parametru energetyczno-stechiometrycznego: ( $E = \text{idem}$ ).

Względną pracę obiegu przy dowolnym obciążeniu silnika wyraża wzór (11), stąd po uwzględnieniu w nim zależności (12), (13) uzyskuje się zależność na sprawność (teoretyczną) silnika:

$$\eta_o = \frac{\left( 1 - \frac{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi)}{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) - 1} \left[ 1 - \left( \frac{L_o}{L_{o,0}} \right) \right] \right) \left\{ F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) - \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{1}{1 - \frac{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi)}{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) - 1} \left[ 1 - \left( \frac{L_o}{L_{o,0}} \right) \right] - 1} \right\}}{\frac{\varepsilon^{(\kappa-1)}}{(\kappa-1)} [(\gamma-1) + \kappa \gamma (\varphi-1)]} \quad (15)$$

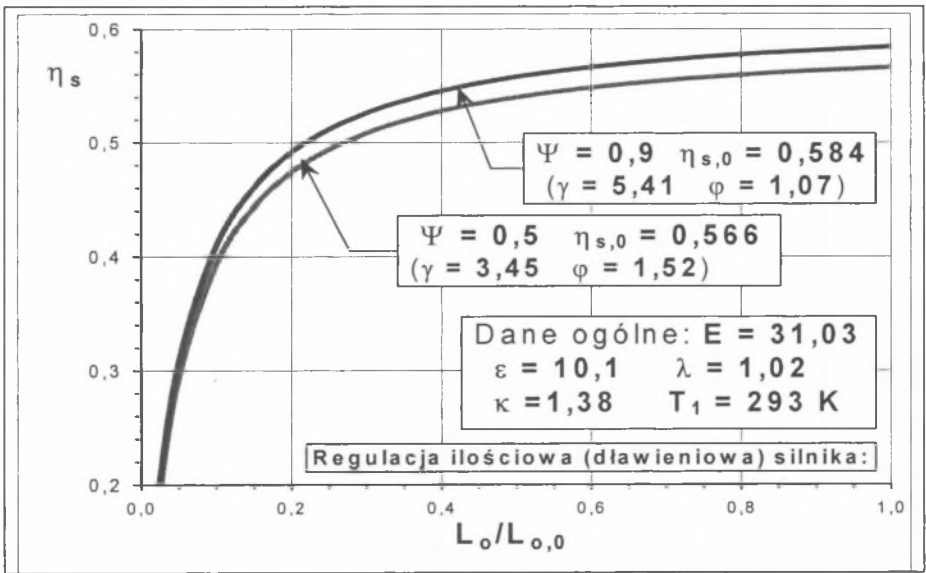
przy czym ułamek  $(L_o/L_{o,0})$  oznacza względne obciążenie silnika, natomiast występująca we wzorze (15) funkcja  $F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi)$  wyraża się jako:

$$F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) = \frac{\varepsilon^{(\kappa-1)} [(\gamma-1) + \kappa \gamma (\varphi-1)] - (\gamma \varphi^\kappa - 1)}{(\kappa-1)} \quad (16)$$

Dla przyjętych wartości parametrów:  $\varepsilon, E, \Psi(\gamma, \varphi), \kappa$  wykonano obliczenia sprawdzające, wykorzystując wzór (14), a wyniki zilustrowano na rys. 4.

Z przeprowadzonej analizy oraz wykonanych obliczeń jednoznacznie wynika, że wraz ze zmniejszaniem obciążenia silnika spalinowego jego sprawność energetyczna monotonicznie maleje (rys. 4), gdyż znacząco wzrasta wówczas względna praca wymiany ładunku. Jedynie przy pełnym obciążeniu silnika wpływ ten można uznać za nieistotny. Zauważalny wpływ wywiera także wartość liczby rozdziału ciepła obiegu:  $\Psi = Q_{d,v}/Q_d$ , przy czym  $0 \leq \Psi \leq 1$ .





Rys. 4. Wpływ obciążenia na teoretyczną sprawność energetyczną silnika

Fig. 4. Influence of the relative load on the engine energy efficiency

2.2. Oszacowanie wartości względnej pracy wymiany ładunku

W zakresie dalszych rozważań odnoszących się do samego procesu napełniania silnika poszukiwano wielkość względnej pracy napełniania silnika  $\mu$ , wyrażającą się jako:

$$\mu = \left( \frac{L_{nap}}{L_o} \right), \tag{17}$$

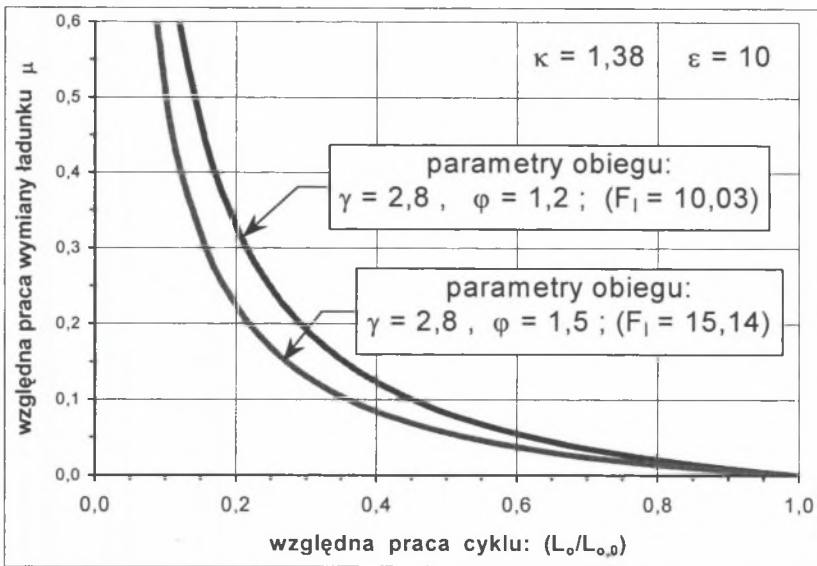
gdzie  $L_o$  – wielkość pracy cyklu z uwzględnieniem wielkości pracy napełniania  $L_{nap}$ .

Wykorzystując wskaźnik  $\mu$  można wyrazić poprzez wielkość podciśnienia  $\Delta p_d$ :

$$\mu = \frac{\Delta p_d V_s}{L_o} = \frac{p_0 V_1 \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \left( \frac{\Delta p_d}{p_0} \right)}{L_o}, \tag{18}$$

przy czym względne podciśnienie  $(\Delta p_d / p_0)$  należy powiązać ze stosunkiem prac  $(L_o / L_{o,0})$ .

Dla przyjętych wartości parametrów:  $(\epsilon, \gamma, \phi, \kappa)$  wykonano na podstawie wzoru (18) obliczenia sprawdzające, a wyniki zilustrowano na rys. 5.



Rys. 5. Wpływ obciążenia silnika na względną pracę napełniania silnika spalinowego  
Fig. 5. Influence of the engine relative load on the filling work of the IC engine

Zgodnie z oczekiwaniami z obliczeń wynika, że wraz ze zmniejszaniem obciążenia silnika względna praca wymiany ładunku ( $L_{nap}/L_o$ ) znacząco wzrasta, aż do ponad 40 % przy najniższych obciążeniach silnika, o czym informują wyniki pokazane na rys. 5.

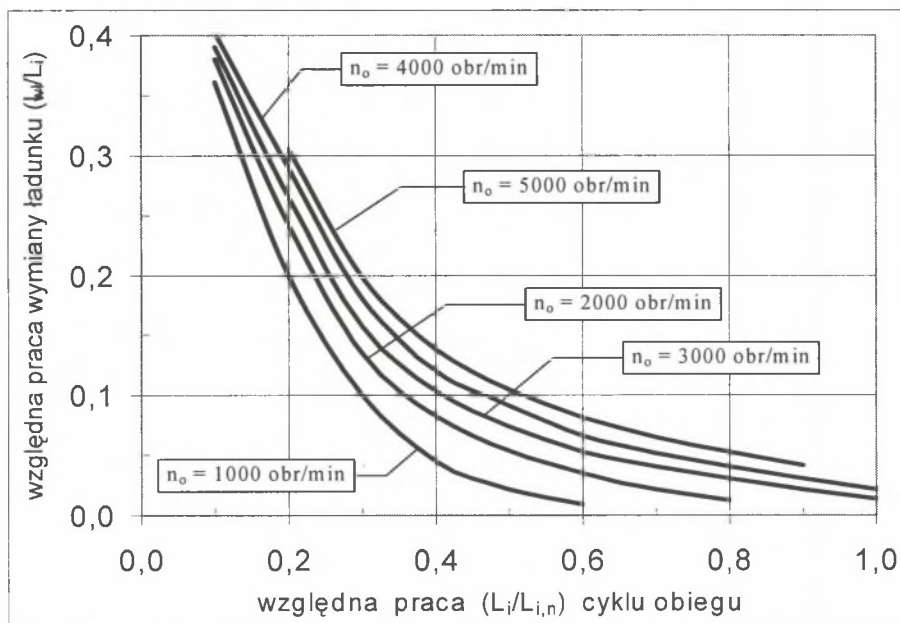
Ponadto ze wzoru (18) wynika, że wielkość pracy obiegu  $L_o$  przy uwzględnieniu pracy napełniania  $L_{nap}$  uwzględnia nie tylko wartość samej pracy napełniania  $L_{nap}$ , lecz także wartość obniżenia ciśnienia początkowego obiegu  $p_1$  o wartość  $\Delta p_d$ , przy czym:  $p_1 = p_0 - \Delta p_d$ , dlatego ostatecznie uzyskuje się:

(19)

$$\mu = \frac{(\varepsilon - 1) \frac{F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi)}{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) - 1} \left[ 1 - \left( \frac{L_o}{L_{o,0}} \right) \right]}{\left[ 1 - \frac{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi)}{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) - 1} \left[ 1 - \left( \frac{L_o}{L_{o,0}} \right) \right] \right] \left\{ F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) - \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{1}{1 - \frac{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi)}{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) - 1} \left[ 1 - \left( \frac{L_o}{L_{o,0}} \right) \right]} - 1 \right\}}$$

W przypadku **obiektów rzeczywistych** straty energii związane z realizacją procesu wymiany ładunku silnika spalinowego są jeszcze większe aniżeli w wyżej rozpatrywanych uproszczonych układach modelowych.

Opracowano ujęcie pokazane na rys. 6, z którego można odczytać wartości względnej pracy wymiany ładunku ( $L_w/L_i$ ) w zależności od względnego obciążenia silnika ( $L_i/L_{i,n}$ ), przy określonej prędkości obrotowej  $\dot{n}_o$  wału korbowego silnika spalinowego [6].



Rys. 6. Wpływ obciążenia silnika na względną pracę wymiany ładunku cyklu

Fig. 6. Influence of the engine relative load on the charge exchange work of the engine

Wielkość spadku ciśnienia na poszczególnych elementach (rys. 3) układu wymiany ładunku silnika spalinowego zależy przede wszystkim od obciążenia silnika oraz od jego aktualnej prędkości obrotowej. Podobnie realizacja procesu wymiany ładunku silnika spalinowego wiąże się bezpośrednio z koniecznością pokonania napotykanego oporów przepływu, a więc z potrzebą wykonania odpowiedniej pracy wymiany ładunku  $L_w$  w ramach każdego cyklu, która także zależy od obciążenia silnika oraz od jego aktualnej prędkości obrotowej.

Zgodnie z oczekiwaniami z obliczeń wynika, że wraz ze zmniejszaniem obciążenia silnika względna praca wymiany ładunku ( $L_w/L_i$ ) znacząco wzrasta, aż do około 40 % przy najniższych obciążeniach silnika, przy czym wzrost prędkości obrotowej  $\dot{n}_o$  silnika powoduje regularny wzrost pracy wymiany ładunku.

## Bibliografia

1. Ferguson C.R.: Internal Combustion Engines. Applied Thermo - Sciences. John Wiley & Sons, Inc., 1986
2. Kowalewicz A.: Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach z zapłonem iskrowym. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. Warszawa 1984

3. Merkisz J.: Ekologiczne aspekty stosowania silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994
4. Postrzednik S., Żmudka Z.: Advanced Thermodynamic Cycle of Internal Eco-Engine. 28<sup>th</sup> International Symposium on Combustion. Engines. Edinburgh, Scotland 2000
5. Postrzednik S.: Termodynamiczny obieg eko-silnika spalinowego. PAN, Komitet Termodynamiki i Spalania. XVII. Zjazd Termodynamików. Kraków-Zakopane, 1999
6. Szargut J., Petela R.: Egzergia. WNT, Warszawa 1965
7. Shell Lexikon: Verbrennungsmotor. Verlegerbeilage der ATZ, MTZ. Verlag Vieweg. Wiesbaden. 2000 – 2002