

INVESTIGATION ON THE IMPROOVING OF ICE ENERGY CONVERSION EFFICIENCY AT DIFFERENT ENGINE LOAD

Stefan Postrzednik, Zbigniew Żmudka

Silesian University of Technology, Institute of Thermal Technology
Konarskiego Street 18, 44-100 Gliwice, Poland
tel.: +48 32 2371231, fax: +48 32 2372872
e-mail: stefan.postrzednik@polsl.pl

Abstract

Effective 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 η_e is significant 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 theoretical formulas it has been calculated that the relative load exchange work can achieve value up to 40% at the part load (e.g. idle run) of the IC engine, whereby in real systems the engine speed influences the results too. As consequence of the growing of the relative load exchange work is the significant drop of the engine efficiency; from ca. 45% down to ca. 25%. The solutions of this problem are based on the fully independent control of the motion of inlet and outlet valves, whereby the optimal internal recirculation ratio of flue gases should be taken into account.

Thanks to the introduction of proposed solutions the energy efficiency of the all system can usually considerably exceeds the energy efficiency of itself combustion engine, dealt individually, though will appear the necessity of carrying of necessary investment-issues.

Keywords: combustion engines, engine efficiency, engine excellence, operation criteria, load exchange work

BADANIA NAD POPRAWĄ EFEKTYWNOŚĆ KONWERSJI ENERGII SILNIKA SPALINOWEGO PRZY JEGO RÓŻNYCH OBCIĄŻENIACH

Streszczenie

W pracy przedstawiono podstawowe ujęcie zagadnienia konwersji energii w układzie silnika spalinowego, co jest związane z racjonalną eksploatacją silnika spalinowego, szczególnie przy obciążeniach różnych (niższych) od nominalnych. W polu pracy każdego silnika spalinowego występuje podobozzar jego optymalnej eksploatacji (najwyższa efektywna sprawność energetyczna η_e , najniższe jednostkowe zużycie paliwa b_e). Często się zdarza, że silnik spalinowy pracuje pod obciążeniem częściowym, a wtedy jego efektywna sprawność energetyczna η_e jest znacznie niższa, aniżeli w obszarze nominalnym. Wyrazem tego jest także obniżenie wartości stopnia doskonałości wewnętrznej ξ_i oraz doskonałości mechanicznej ξ_m silnika spalinowego. Jedną z głównych przyczyn tego stanu rzeczy, jest względny wzrost pracy wymiany ładunku. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że względna (w stosunku do osiągniętej pracy całego obiegu) praca wymiany ładunku może dochodzić do 40% (np. na biegu jałowym). W celu ograniczenia tych strat, proponuje się różne rozwiązania, np. elektroniczne, niezależne sterowanie ruchem zaworów dolotowych i wylotowych, lepszą organizację samego obiegu termodynamicznego. Dzięki wprowadzeniu proponowanych rozwiązań sprawność energetyczna całego układu może zwykle znacznie przewyższyć sprawność energetyczną samego silnika spalinowego, traktowanego indywidualnie, aczkolwiek wystąpi konieczność poniesienia niezbędnych nakładów inwestycyjnych.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, efektywność pracy, stopnie doskonałości, kryteria eksploatacji

1. Silnik spalinowy jako złożony obiekt energetyczny

1.1. Charakterystyka oraz parametry procesu konwersji energii w silniku

Systematycznie zmniejszające się zasoby paliw kopalnych, w tym głównie ciekłych paliw węglowodorowych (ich wyczerpanie może nastąpić w erspektywie ok. 40 lat), sprawa znaczącego

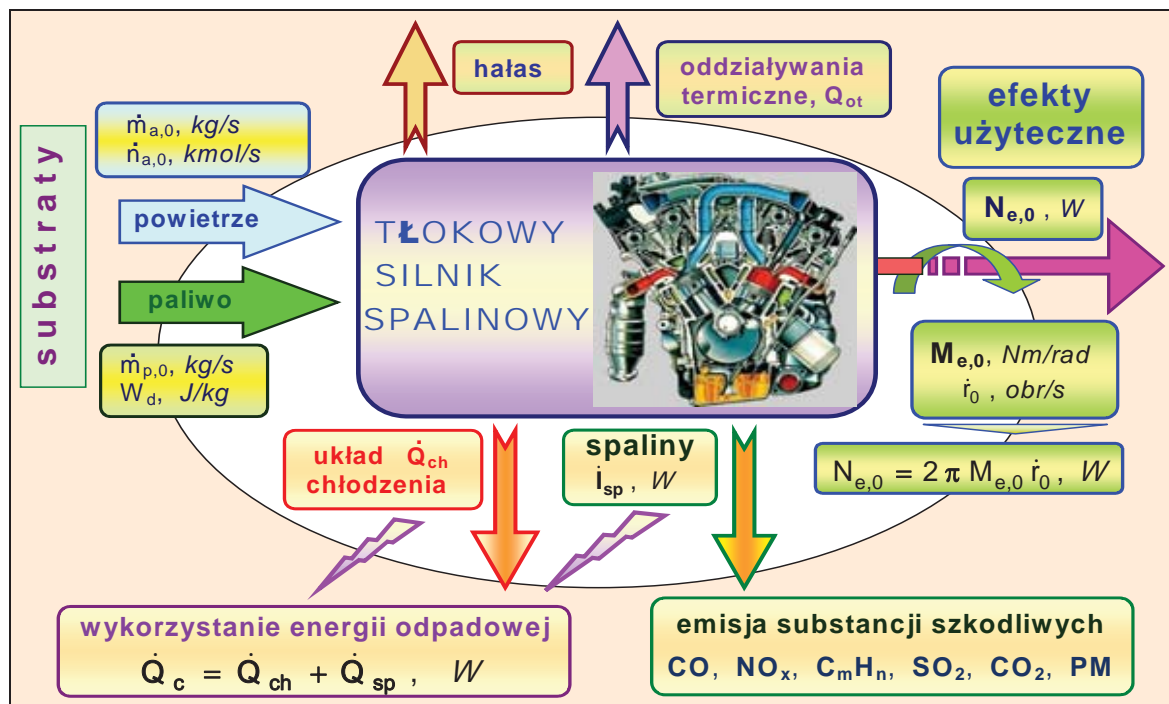
obniżenia zużycia paliwa przez silniki spalinowe, wykorzystywane do napędu samochodów, jest dzisiaj szczególnie poważnie traktowana [3, 4].

Pomimo nawet zbyt rozbudzonych nadziei związanych z szerszym wykorzystaniem biopaliw, coraz częściej jest powtarzane oraz aktualne się staje nośne 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_x, węglowodory C_mH_n, tlenki siarki SO_y, jak i cząstki stałe: sadza oraz ciężkie węglowodory, skondensowane na jej powierzchni i wewnątrz porów).

Niebagatelną sprawą jest ponadto potrzeba ograniczenia wielkości emisji tzw. gazów cieplarnianych, czyli przyczyniających się bezpośrednio do intensyfikacji efektu cieplarnianego [7], w tym przede wszystkim emisja dwutlenku węgla CO₂.

Podstawowy schemat analizowanego układu silnika spalinowego zobrazowano na Rys. 1.



Rys. 1. Silnik spalinowy jako złożony eko - energetyczny obiekt
Fig. 1. Internal combustion engine as a complex eco-energy System

Energia napędową silnika spalinowego jest strumień energii chemicznej $\dot{Q}_{ch,p}$ paliwa, spalane w układzie, a dostarczany stosownie do aktualnie istniejącego zapotrzebowania. W najprostszym ujęciu proces konwersji energii, zachodzący w układzie tłokowego silnika spalinowego (Rys. 1), scharakteryzować można za pomocą jego efektywnej sprawności energetycznej η_e , zdefiniowanej jako:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{Q}_{ch,p}} = \frac{N_e}{\dot{m}_p W_d}, \quad (1)$$

gdzie:

N_e - moc efektywna silnika spalinowego [kW],

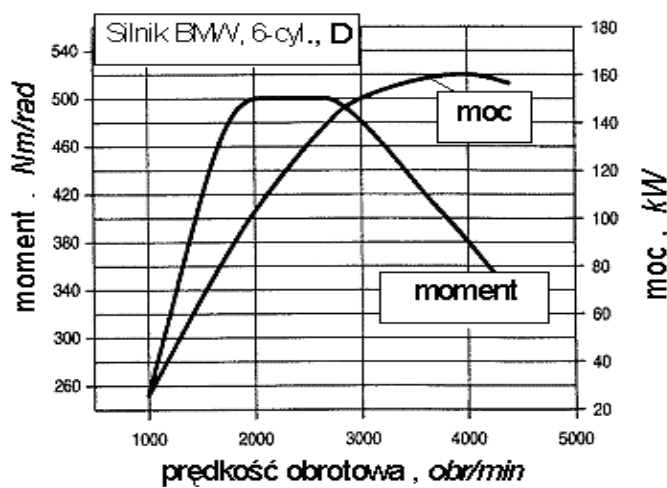
\dot{m}_p - strumień masy spalane paliwa [kg/s], o wartości opałowej W_d [kJ/kg].

W wypadku silnika spalinowego, stosowanego jako jednostka napędowa samochodu podstawowym efektem użytecznym jest przede wszystkim pozyskiwana efektywna moc mechaniczna

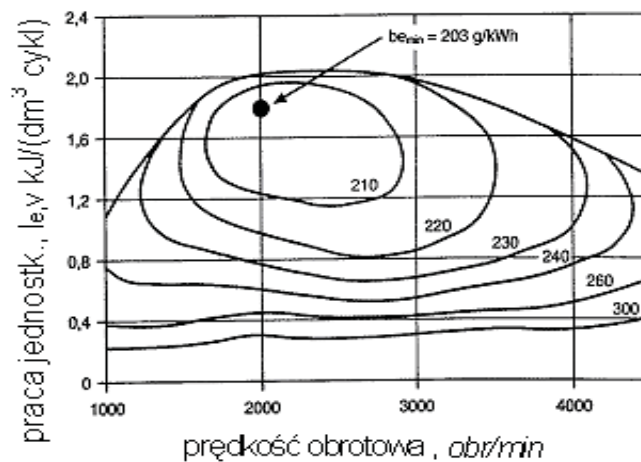
N_e [kW], przy określonej predkości obrotowej silnika \dot{r}_o [obr/s] wału korbowego, a tym samym osiąganego momentu obrotowego $M_{o,e}$ [Nm/rad].

W polu pracy każdego silnika spalinowego, występuje typowy podobszar jego optymalnej eksploatacji; jest on zlokalizowany w strefie najwyższej efektywnej sprawności energetycznej η_e (występuje tutaj odpowiednio najniższe jednostkowe zużycie paliwa b_e [kg/kWh]).

Ilustracją tego jest Rys. 2, gdzie oprócz typowych charakterystyk zewnętrznych (górną część), zaznaczono izolinie jednostkowego zużycia paliwa $b_e = \text{idem}$, naniesione w całym polu pracy (dolną część rysunku) silnika spalinowego.



A. Charakterystyka zewnętrzna



B. Izolinie $b_e = \text{idem}$ w polu pracy

Rys. 2. Charakterystyki eksploatacyjne wybranego silnika spalinowego

Fig. 2. Performance characteristics of the choosen combustion engine

W miejsce mocy silnika spalinowego, wykorzystuje się więc często efektywny moment obrotowy $M_{o,e}$ [Nm/rad] oraz prędkość kątową ω , [rad/s]. Skorzystać można z wzajemnych relacji pomiędzy: N_e [kW] – mocą silnika, \dot{r}_o [obr/s] – prędkością obrotową oraz M_e [Nm/rad] – momentem obrotowym:

$$N_e = M_e \omega, \quad \omega = 2\pi \dot{r}_o, \quad (2)$$

czyli:

$$N_e = 2\pi \dot{r}_o M_e, \quad (3)$$

natomiast sprawność energetyczna silnika wyniesie wtedy:

$$\eta_e = \frac{2 \pi \dot{r}_o M_e}{\dot{m}_p W_d} . \quad (4)$$

Do opisu charakterystyki eksploatacyjnej silnika (Rys. 2) zastosowano parametr pozyskiwanej pracy jednostkowej: $l_{e,v}$ [$J/(m^3 \text{ cykl})$] lub [$N/(m^2 \text{ cykl})$], wyrażający się zależnością:

$$l_{e,v} = \frac{2 \pi k M_e}{V_s} \quad \text{oraz} \quad l_{e,v} = \frac{N_e k}{\dot{r}_o V_s} , \quad (5)$$

gdzie:

V_s - objętość skokowa całego silnika,

k - parametr silnikowy, $k = 2$ obr/cykl dla silników czterosuwowych (dwuobrotowych),
 $k = 1$ obr/cykl - dla dwusuwowych (jednoobrotowych).

Łatwo zauważyć (Rys. 2), że w obszarach pracy znacznie oddalonych od stanów nominalnych (optymalnych), efektywna sprawność η_e silnika spalinowego, jest znacznie niższa, aniżeli w obszarze optymalnym.

W aspekcie ekologicznym istotna jest emisja substancji szkodliwych (składniki toksyczne spalin), szkodliwe oddziaływanie generowanego hałasu oraz bezpośrednie oddziaływania termiczne silnika na otoczenie (Rys. 1), przeanalizowano w punkcie 1.2.

Należy jednak mieć na uwadze fakt występowania w układzie (Rys. 1) znaczących ilości energii odpadowej (ciepło chłodzenia \dot{Q}_{ch} , entalpia \dot{I}_{sp} strumienia spalin, straty ciepła bezpośrednio do otoczenia \dot{Q}_{ot}), która stanowi także istotną pozycję w bilansie układu.

1.2. Współzależność energetycznych oraz ekologicznych aspektów eksploatacji

Standardowym odniesieniem (np. w aspekcie oceny jakości realizowanej konwersji energii w układzie), dla rzeczywistego obiegu silnika spalinowego, jest teoretyczny obieg porównawczy (np. Otto, Diesla, Seiliger-Sabathe'a), zawierający przede wszystkim główne, aczkolwiek wyidealizowane etapy [4] działania układu. Mając to na uwadze efektywną sprawność energetyczną η_e silnika (wzór (1)), można wyrazić jako iloczyn:

$$\eta_e = \eta_o \xi_i \xi_m , \quad (6)$$

oraz

$$\eta_e = \eta_i \xi_m , \quad (7)$$

a ponadto:

$$\eta_i = \eta_o \xi_i , \quad (8)$$

gdzie:

η_o - sprawność obiegu porównawczego (o teoretycznej mocy N_o),

η_i - sprawność wewnętrzna silnika.

Sprawności te wynoszą odpowiednio:

$$\eta_o = \frac{N_o}{\dot{m}_p W_d} \quad (9)$$

oraz

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_p W_d} , \quad (10)$$

gdzie:

N_o - umowna moc silnika, pracującego według teoretycznego obiegu,

N_i - moc wewnętrzna badanego silnika spalinowego.

Przytoczone w zależnościach (7), (8) czynniki: ξ_i , ξ_m wyrażają się jako ilorazy:

$$\xi_i \stackrel{\text{df}}{=} \frac{N_i}{N_o} = \frac{L_i}{L_o}, \quad (11)$$

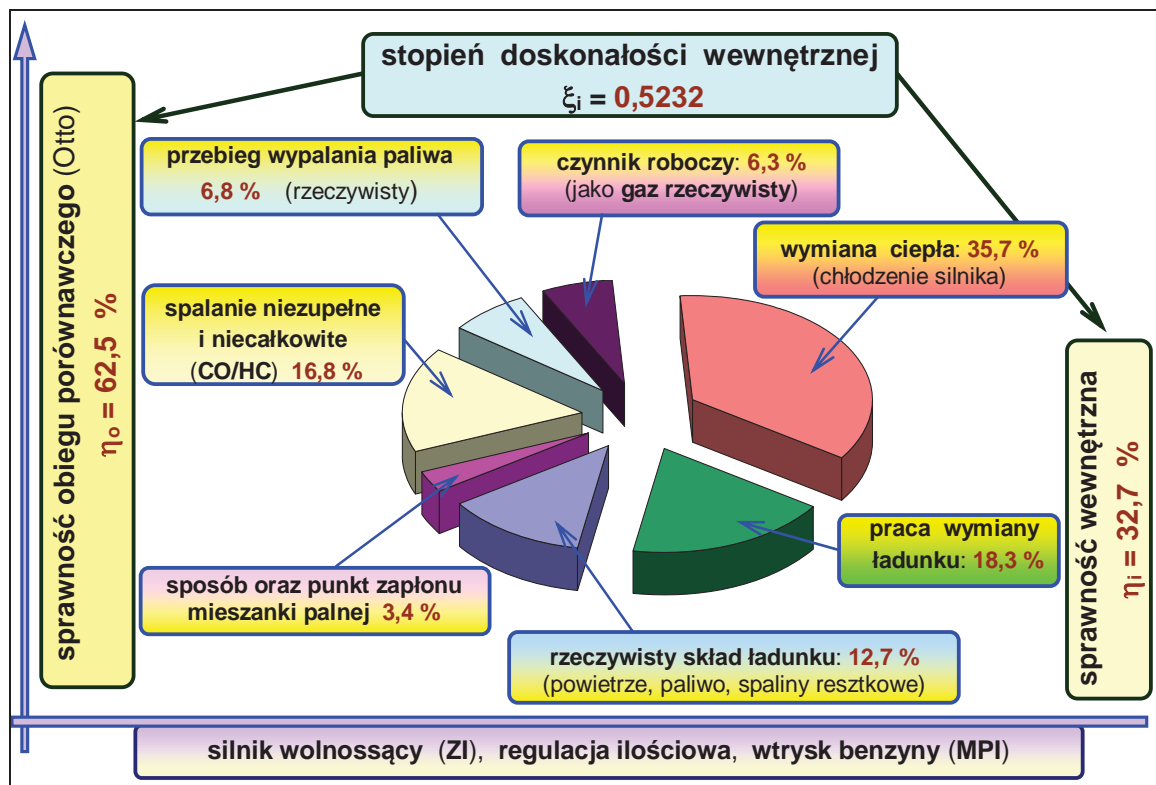
$$\xi_m \stackrel{\text{df}}{=} \frac{N_e}{N_i}, \quad (12)$$

oznaczają:

ξ_i - stopień doskonałości wewnętrznej,

ξ_m - stopień doskonałości mechanicznej silnika.

Podstawowe elementy zjawisk jakie ujmuje (wyraża) stopień doskonałości wewnętrznej ξ_i pokazano na Rys. 3.



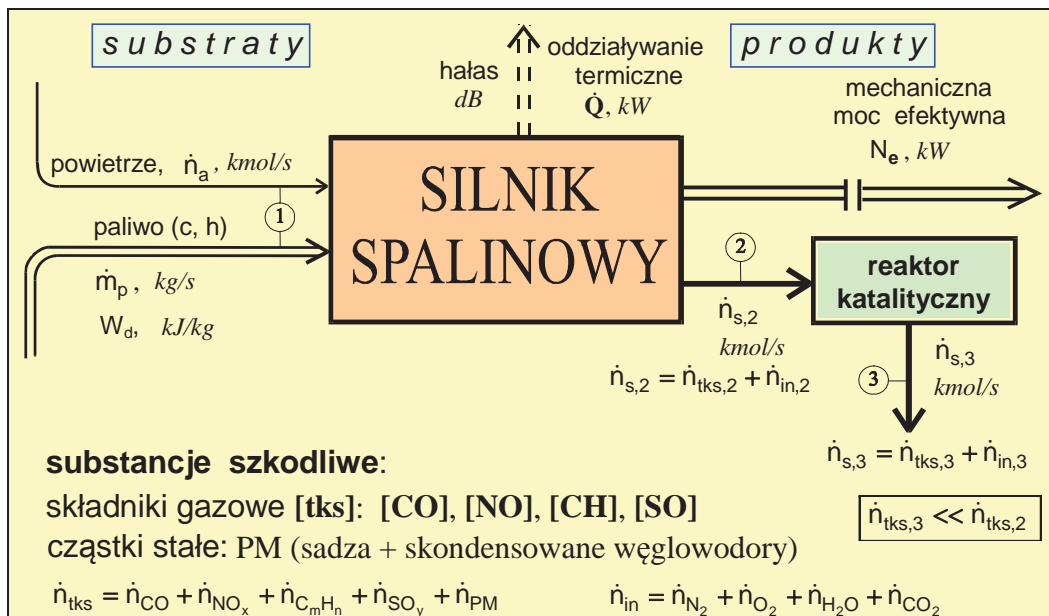
Rys. 3. Elementy uwzględniane w ramach stopnia doskonałości wewnętrznej
Fig. 3. Main elements of the IC engine internal goodness rate

Wśród licznych czynników wpływających bezpośrednio na aktualne wartości ξ_i stopnia doskonałości wewnętrznej, jako najbardziej istotne należy wymienić:

- ciepło \dot{Q}_{ch} oddawane do układu chłodzenia,
- pracę wymiany ładunku,
- rzeczywisty skład czynnika roboczego,
- sposób oraz parametry zapłonu,
- jakość procesu spalania,
- przebieg wypalania dawki paliwa i inne.

Ze wzorów (6), (9) można wywnioskować, że dzięki zmianom w organizacji, funkcjonowaniu oraz doskonaleniu elementów składowych (przemian) obiegu porównawczego można osiągnąć wyższe wartości sprawności energetycznej η_o , a tym samym wyższe wartości efektywnej sprawności energetycznej η_e , co w efekcie przyczynia się do zmniejszenia strumienia \dot{m}_p zużywanego paliwa. Ponadto bezpośrednio z równania (1) wynika, że obniżenie zużycia paliwa \dot{m}_p , przy zapewnieniu wymaganego efektu (mocy) użytecznego N_e , może być osiągnięte w głównej mierze przez zwiększenie efektywnej (ogólnej) sprawności η_e silnika spalinowego.

W aspekcie ekologicznym istotna jest emisja substancji szkodliwych (składniki toksyczne spalin), szkodliwe oddziaływanie generowanego hałasu oraz oddziaływania termiczne silnika. Wzrost wartości efektywnej sprawności energetycznej η_e silnika spalinowego, pociąga bezpośrednio za sobą obniżenie globalnej wielkości emisji substancji toksycznych, a to głównie za sprawą wydawnego ograniczenia zużycia paliwa \dot{m}_p , co z drugiej strony tym samym prowadzi do poprawy jakości procesów konwersji energii. Zasadnicze elementy oraz podstawowe aspekty tego zagadnienia zaprezentowano na Rys. 4.



Rys. 4. Podstawowy układ silnika spalinowego
Fig. 4. Basic elements of the IC engine system

Zgodnie ze schematem pokazanym na Rys. 4 - na strumień substancji spalin \dot{n}_s [kmol/s] składa się suma:

$$\dot{n}_s = \dot{n}_{tks} + \dot{n}_{in}, \quad (13)$$

gdzie:

\dot{n}_{tks} - strumień substancji toksycznych [kmol/s] (dobrze jest gdy: $\dot{n}_{tks} \mapsto 0$),

\dot{n}_{in} - strumień substancji inertnych [kmol/s].

Wielkość strumienia substancji szkodliwych wynosi:

$$\dot{n}_{tks} = \dot{n}_{CO} + \dot{n}_{NO_x} + \dot{n}_{C_mH_n} + \dot{n}_{SO_y} (+ \dot{n}_{st}), \quad (14)$$

a substancji obojętnych (inaczej: inertnych):

$$\dot{n}_{in} = \dot{n}_{O_2} + \dot{n}_{CO_2} + \dot{n}_{N_2} + \dot{n}_{H_2O}. \quad (15)$$

Strumień i-tej substancji szkodliwej wynosi:

$$\dot{n}_{\text{tks},i} = [\text{tks}_i] \dot{n}_{\text{ss}}, \quad (16)$$

natomiast po dokonaniu sumowania po składnikach spalin uzyskuje się strumień emisji substancji toksycznych, wyrażony jako:

$$\dot{n}_{\text{tks}} = \dot{m}_p n''_{\text{ss}} \sum_{i=1}^n [\text{tks}_i], \quad (17)$$

przy czym n''_{ss} [kmol/kg pal] - jednostkowa ilość spalin suchych opuszczających silnik.

Zmniejszenie zużycia paliwa \dot{m}_p prowadzi więc do ograniczenia strumienia substancji szkodliwych emitowanych do otoczenia, co wyraża wzór (17). Następnie z wzorów (17) oraz (1) wynika zależność:

$$\dot{n}_{\text{tks}} = \frac{N_e}{\eta_e W_d} n''_{\text{ss}} \sum_{i=1}^n [\text{tks}_i]. \quad (18)$$

Z kolei wiadomo, że obniżenie zużycia paliwa \dot{m}_p , przy zapewnieniu wymaganego efektu użytecznego N_e (ujmują go także wzory (2)) może być (dla wybranego, np. nominalnego punktu pracy silnika) osiągnięte może być przez zwiększenie efektywnej sprawności η_e silnika spalinowego, co rzutuje bezpośrednio na wielkość strumienia emisji substancji toksycznych; przy czym potwierdzeniem tego są wzory (1) oraz (18).

Korzystając ponadto z zależności (18) oraz (2), (6) uzyskuje się:

$$\dot{n}_{\text{tks}} = \frac{N_e}{\eta_0 \xi_i \xi_m W_d} n''_{\text{ss}} \sum_{i=1}^n [\text{tks}_i], \quad (19)$$

a następnie zależność:

$$\dot{n}_{\text{tks}} = \frac{2\pi \dot{r}_o M_e}{\eta_0 \xi_i \xi_m W_d} n''_{\text{ss}} \sum_{i=1}^n [\text{tks}_i]. \quad (20)$$

Ostatecznie więc można stwierdzić, że dla każdego punktu pracy (np. momentu obrotowego M_e oraz prędkości obrotowej r_o) silnika spalinowego wzrost jego sprawności energetycznej η_e (a także czynników ją determinujących) posiada podwójne znaczenie:

- ekonomiczne - gdyż przyczynia się do zmniejszenia zużycia paliwa \dot{m}_p , a więc do istotnego obniżenia kosztów eksploatacyjnych, a także
- ekologiczne - przyczyniając się efektywnie do ograniczenia emisji \dot{n}_{tks} substancji toksycznych, emitowanych do otoczenia przez silnik spalinowy.

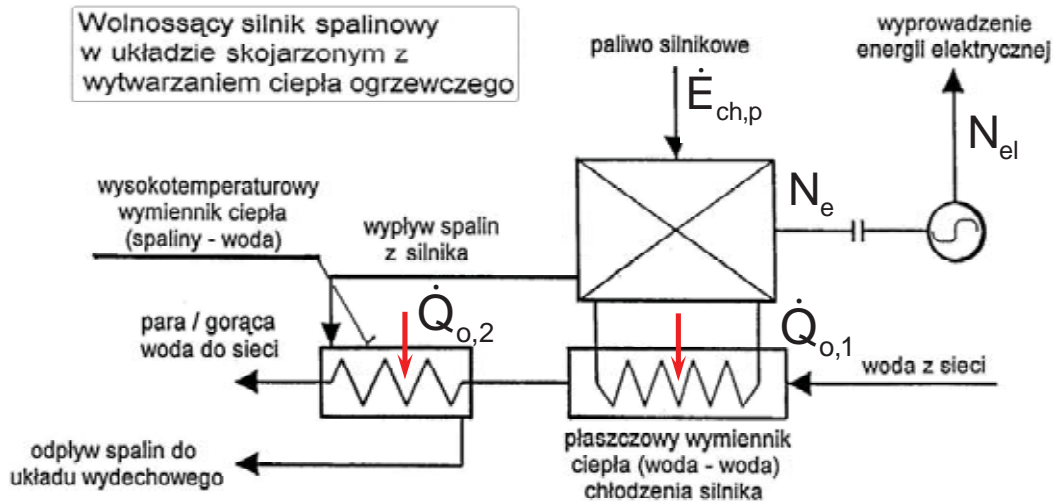
2. Wybrane przypadki poprawy efektywności energetycznej układu

Istotnym elementem przyczyniającym się do obniżenia sprawności energetycznej układu silnika spalinowego jest fakt występowania w układzie (Rys. 1) znaczących ilości energii odpadowej (ciepło chłodzenia \dot{Q}_{ch} , entalpia \dot{I}_{sp} strumienia spalin, straty ciepła bezpośrednio do otoczenia \dot{Q}_{ot}), która stanowi także istotną pozycję w bilansie układu.

Celem poprawy sytuacji należy dążyć (szczególnie w układach stacjonarnych) do zagospodarowania i efektywnego wykorzystania energii odpadowej występującej w układzie. Jeden ze możliwych sposobów, odnoszący się do wolnoobrotowego silnika spalinowego został zaprezentowany na Rys. 5.

Za pomocą układu pokazanego na Rys. 5 pozyskiwać można nie tylko energię elektryczną N_{el} , ale także znaczne ilości ciepłej wody użytkowej, a nawet przegrzanej pary wodnej. Jest to możliwe dzięki stosunkowo wysokiej temperaturze spalin opuszczających silnik spalinowy.

W pierwszej części wykorzystywana jest (do wstępnego podgrzania wody sieciowej) entalpia czynnika chłodzącego silnik (strumień przekazywanego ciepła $\dot{Q}_{o,1}$), a następnie dogrzanie wody, jej odparowanie oraz ewentualne przegrzanie wytworzonej pary dokonuje się dzięki entalpii spalin (strumień przekazywanego ciepła $\dot{Q}_{o,2}$) opuszczających silnik. Dzięki takiemu rozwiązaniu sprawność



Rys. 5. Wykorzystanie energii odpadowej w układzie z silnikiem wolnossącym
Fig. 5. Recovery of the wast energy in the IC engine system

energetyczna całego układu może znacznie przewyższyć sprawność energetyczną samego silnika spalinowego, traktowanego indywidualnie.

Całkowity strumień energii użytecznej, pozyskiwanej w układzie (Rys. 5) wynosi:

$$\dot{E}_u = N_e + \dot{Q}_o, \quad (21)$$

przy czym strumień odpadowej energii, odzyskiwanej w układzie wynosi:

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_{o,1} + \dot{Q}_{o,2}. \quad (22)$$

Sprawność energetyczna układu η_u , w którym (Rys. 5) następuje wykorzystanie energii odpadowej wyraża się zależnością:

$$\eta_u = \frac{\dot{E}_u}{\dot{E}_{ch,p}} = \frac{N_e + \dot{Q}_o}{\dot{m}_p W_{d,p}}. \quad (23)$$

Równanie (23) można zanotować w postaci:

$$\eta_u = \frac{N_e}{\dot{m}_p W_{d,p}} \left(1 + \frac{\dot{Q}_o}{N_e} \right), \quad (24)$$

a po uwzględnieniu definicji (1) uzyskuje się zależność:

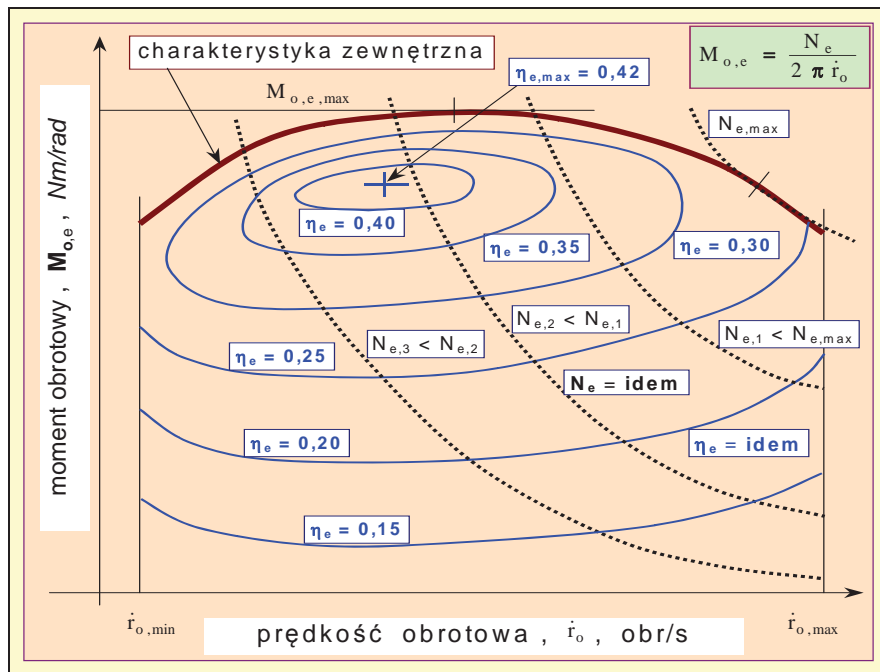
$$\eta_u = \eta_e \left[1 + \left(\frac{\dot{Q}_o}{N_e} \right) \right], \quad (25)$$

z której wynika, że wystąpi wzrost sprawności układu ($\eta_u > \eta_e$), kiedy zorganizowane zostanie oraz nastąpi wykorzystanie energii odpadowej ($\dot{Q}_o > 0$) w układzie.

Wartości sprawności energetycznej η_e silnika, a także strumień przekazywanego ciepła ($\dot{Q}_o > 0$) zależą od punktu pracy silnika, co wynika z charakterystyki pokazanej na Rys. 6.

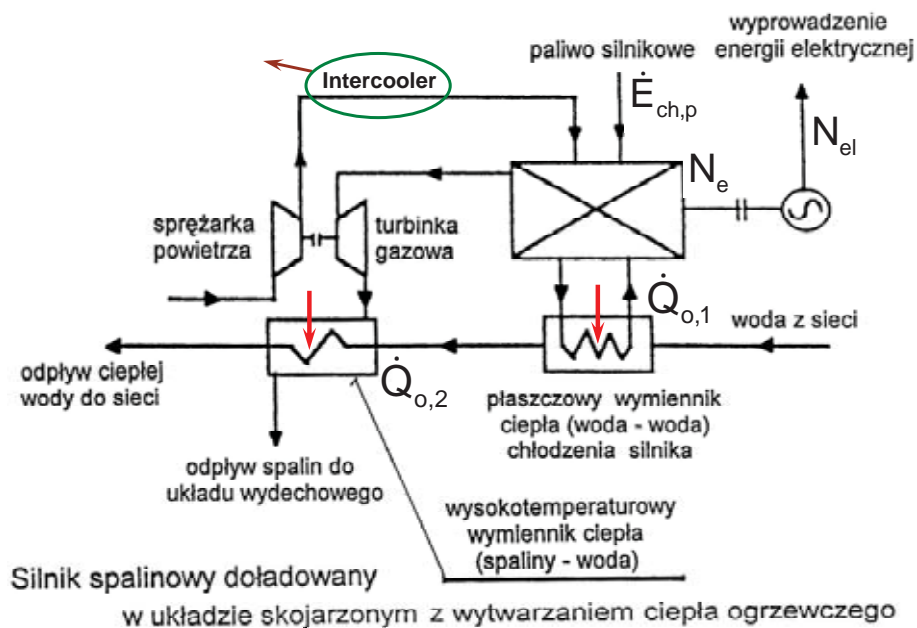
Warto jednak zauważyć, że należy liczyć się z istotnym ograniczeniem:

$$\left(\frac{\dot{Q}_o}{N_e}\right) < \left(\frac{1 - \eta_e}{\eta_e}\right). \quad (26)$$



Rys. 6. Efektywność konwersji energii w polu pracy silnika spalinowego
Fig. 6. Energy efficiency in the operating field of IC engine

W wypadku eksploatacji doładowanego silnika spalinowego układ umożliwiający efektywne wykorzystanie występującej energii odpadowej, został zaprezentowany na Rys. 7.



Rys. 7. Wykorzystanie energii odpadowej w układzie z silnikiem doładowanym
Fig. 7. Recovery of the wast energy in the IC supercharged engine system

W wypadku doładowanego silnika spalinowego wykorzystanie energii odpadowej jest równie ważne jak poprzednio; jednakże należy uwzględnić względnie większy strumień spalin, co będzie wpływać na konstrukcję wymienników ciepła.

W każdym wypadku chodzi o wzrost sprawności układu ($\eta_u > \eta_e$), kiedy zorganizowane zostanie wykorzystanie energii odpadowej ($\dot{Q}_o > 0$). Wartości sprawności energetycznej η_e silnika, a także strumień przekazywanego ciepła ($\dot{Q}_o > 0$) zależą od punktu pracy silnika.

Dzięki wprowadzeniu zaprezentowanych rozwiązań sprawność energetyczna całego układu może zwykle znacznie przewyższyć sprawność energetyczną samego silnika spalinowego, traktowanego indywidualnie, aczkolwiek nie wolno zapomnieć o konieczności poniesienia niezbędnych nakładów inwestycyjnych. Nakłady inwestycyjne zwykle rosną wraz z wielkością strumienia ($\dot{Q}_o > 0$) odzyskiwanego ciepła.

Praca wykonana w ramach badań naukowych realizowanych w Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej, dofinansowana przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego jako projekt badawczy Nr N502 026 32/2190 (nr 2190/T02/2007/32).

Literatura

- [1] Benson, R. S., Horlock, J. H., Winterbone, D. E., *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines*, Oxford University Press, 1982.
- [2] Ferguson, C. R., *Internal Combustion Engines*, Applied Thermosciences, John Wiley, 1986.
- [3] Grohe, H., *Otto- und Dieselmotoren*, Vogel Verlag, Würzburg 1982.
- [4] Postrzednik, S., Żmudka, Z., *Advanced Thermodynamic Cycle of Internal Eco-Engine*, Proceedings of the 28th International Symposium on Combustion, Work in Progress, Edinburgh, Scotland 2000.
- [5] Postrzednik, S., Żmudka, Z., *Basic procedures of independent ICE valves steerage*, Journal of KONES, Vol. 13, No. 3. Warsaw 2006.
- [6] Postrzednik, S., Żmudka, Z., *Basic aspects and main procedures of independent IC engine valves actuation*, Proceedings of the International Congress on Combustion Engines, Krakow, Poland 2007.