

Zbigniew ŻMUDKA
Stefan POSTRZEDNIK
Grzegorz PRZYBYŁA

PTNSS–2013–SC–031

Analysis of effectiveness of independent exhaust valve control as a method of an internal EGR realization

Abstract: A system with independent, early exhaust valve closing has been analysed. The analysed system enables realization of an internal EGR and elimination of a throttling valve from inlet system of a spark ignition engine. The open, theoretical cycle has been assumed as a model of processes proceeding in an engine. The system has been analysed individually and comparatively with open Seiliger-Sabathe cycle. Benefits resulting from application of the system with early exhaust valve closing have been assessed on the basis of the selected parameters: a fuel dose, a cycle work, a relative charge exchange work and a cycle efficiency. The best results within decrease of fuel consumption and increase of cycle efficiency are obtained for mean engine load.

Keywords: internal combustion engine, open theoretical cycle, charge exchange, independent exhaust valve control, internal exhaust gas recirculation

Analiza efektywności niezależnego sterowania zaworami wylotowymi jako sposobu realizacji wewnętrznej recyrkulacji spalin

Streszczenie: Przeprowadzono analizę systemu z niezależnym, wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego, który umożliwia realizację wewnętrznej recyrkulacji spalin oraz wyeliminowanie przepustnicy w silniku ŻI. Odniesieniem dla oceny korzyści oraz badania efektywności pozyskiwania pracy, w wyniku zastosowania tego systemu sterowania, jest otwarty obieg teoretyczny Seiligera-Sabathe'a z powszechnie stosowaną klasyczną regulacją dławieniową obciążenia. Analizę porównawczą efektywności zastosowania zaproponowanego systemu przeprowadzono opierając się na wybranych wielkościach: dawce paliwa, pracy obiegu, względnej pracy wymiany ładunku oraz sprawności obiegu. Najlepsze efekty w zakresie zmniejszenia dawki paliwa i zwiększenia sprawności obiegu dla analizowanego systemu, w porównaniu do systemu z regulacją dławieniową, uzyskuje się w obszarze średniego obciążenia silnika.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, otwarty obieg teoretyczny, wymiana ładunku, niezależne sterowanie zaworami wylotowymi, wewnętrzna recyrkulacja spalin

1. Wprowadzenie

Elementem konstrukcyjnym w silniku ŻI, za pomocą którego dokonuje się regulacji stopnia napełnienia cylindrów, co jest ściśle związane z ustaleniem punktu pracy silnika (obciążenia i prędkości obrotowej), jest przepustnica. Natomiast mechanizmem sterującym pełnym procesem wymiany ładunku jest układ rozrządu. W klasycznym mechanizmie rozrządu stosowane jest sterowanie ruchem zaworów opierające się na układzie współpracującej pary krzywka-popychacz [1].

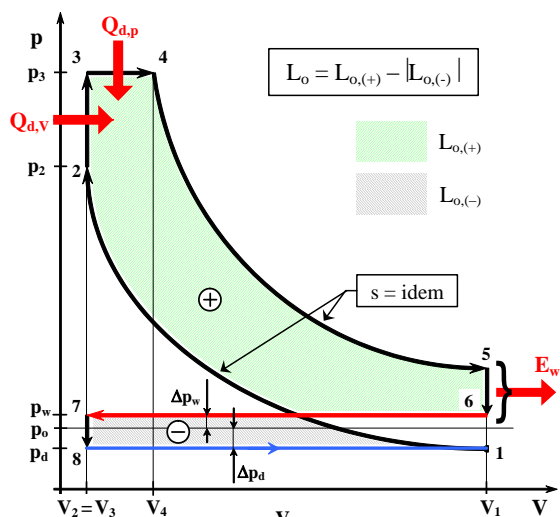
W ramach rozwiązań, będących przedmiotem badań proponuje się opracowanie i analizę systemów w pełni niezależnego sterowania ruchem zaworów dolotowych i wylotowych. Zadaniem zaworów dolotowych będzie dopasowanie masy doprowadzanego świeżego ładunku do wymaganego obciążenia silnika. Natomiast niezależny ruch zaworów wylotowych umożliwi kontrolowane zatrzymanie reszty spalin w cylindrze, czyli realizację wewnętrznej recyrkulacji spalin. Zatem celem zastosowania niezależnego sterowania zaworami jest wyeliminowanie przepustnicy, której regulacyjną funkcję przejmą

zawory. Prowadzi to do zmniejszenia pracy wymiany ładunku, wzrostu pracy wewnętrznej silnika i pracy efektywnej, a w konsekwencji do zwiększenia efektywnej sprawności energetycznej silnika.

W ramach prowadzonych badań analizowano wymienione poniżej warianty regulacji obciążenia i realizacji procesu wymiany ładunku silnika spalowego [2, 3]:

- 1) klasyczna regulacja dławieniowa napełniania cylindra (otwarty obieg teoretyczny Seiligera-Sabathe'a),
- 2) system z opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego (otwarty obieg teoretyczny Atkinsona-Millera),
- 3) system z wcześniejszym zamknięciem zaworu dolotowego,
- 4) system z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego – WZZW, (realizacja wewnętrznej recyrkulacji spalin),
- 5) system w pełni niezależnego sterowania zaworami, który umożliwia realizację wewnętrznej recyrkulacji spalin wraz z pełną regulacją dawki paliwa.

W artykule przedstawiono system czwarty – system z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego (WZZW). System ten, jak wspomniano, umożliwia dodatkowo realizację wewnętrznej recyrkulacji spalin. Odniesieniem dla oceny korzyści oraz badania efektywności pozyskiwania pracy, w wyniku zastosowania systemu z opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego, jest otwarty obieg teoretyczny Seiligera-Sabathe'a (rys. 1) z powszechnie stosowaną, klasyczną regulacją dławieniową obciążenia, będący modelem procesów zachodzących w silniku spalinowym ZI.



Rys. 1. Otwarty obieg teoretyczny Seiligera-Sabathe'a

Fig. 1. The open Seiliger-Sabathe cycle

Nad konstrukcyjnymi rozwiązaniami układów rozrządu, w których sterowanie ruchem zaworów będzie całkowicie niezależne pracuje wiele koncernów silnikowych [4, 5, 6, 7, 8]. Najbardziej zaawansowane są prace nad mechanizmami, w których otwieranie i zamykanie zaworów realizuje się za pomocą układów elektromagnetycznych [9 ÷ 14].

2. System z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego – WZZW

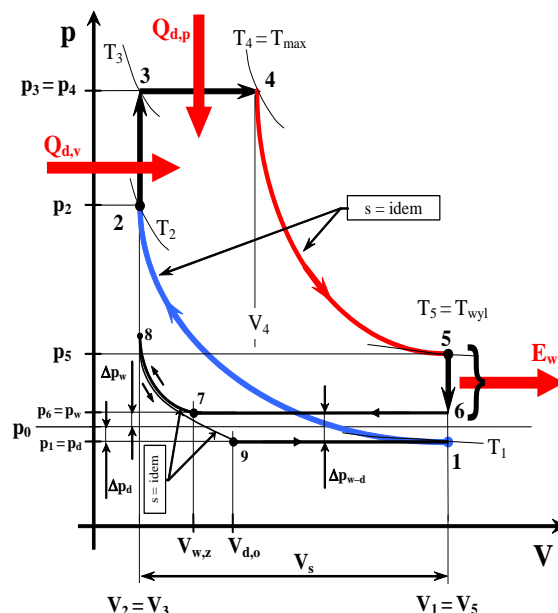
Podstawowe cechy obiegu

Otwarty obieg teoretyczny tłokowego silnika spalinowego dla systemu z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego, czyli obieg teoretyczny z uwzględnieniem procesu wymiany ładunku (tj. oporów przepływu w układzie dolotowym Δp_d i w układzie wylotowym Δp_w), przedstawiono na rys. 2.

Na podkreślenie zasługuje fakt, iż analizowany system umożliwia m.in. realizację wewnętrznej recyrkulacji spalin. Stopień recyrkulacji spalin α_r definiowany jest jako [1, 2]:

$$\alpha_r = \frac{m_{sr}}{m_1}, \quad 0 \leq \alpha_r < 1 \quad (1)$$

gdzie: m_{sr} – masa spalin recyrkulowanych,
 m_1 – całkowita masa ładunku.



Rys. 2. Otwarty obieg teoretyczny systemu z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego
 Fig. 2. Open, ideal cycle of the system with early exhaust valve closing

Dodatkowo, definiuje się także krotność recyrkulacji spalin α_k [1, 2]:

$$\alpha_k = \frac{m_{sr}}{m_m}, \quad \alpha_k > 0, \quad (2)$$

gdzie m_m – masa świeżego ładunku.

Parametrem regulacyjnym obciążenia (napełnienia) jest objętość $V_{w,z}$ (V_7) cylindra, przy której następuje zamknięcie zaworu wylotowego. Jest to jednocześnie parametr regulujący masę spalin recyrkulowanych m_{sr} , a tym samym wielkość stopnia recyrkulacji spalin α_r . Objętość $V_{w,z}$ można odnieść do minimalnej objętości V_2 cylindra, definiując w ten sposób stopień kompresji $\varepsilon_{w,z}$ spalin recyrkulowanych:

$$\varepsilon_{w,z} = \frac{V_{w,z}}{V_2}, \quad 1 \leq \varepsilon_{w,z} < \varepsilon \quad (3)$$

Definiuje się także stopień ekspansji spalin recyrkulowanych:

$$\varepsilon_{d,o} = \frac{V_{d,o}}{V_2}, \quad (4)$$

gdzie $V_{d,o}$ jest objętością cylindra w momencie otwierania zaworu dolotowego, czyli jest to początek doprowadzania świeżego ładunku. Związek pomiędzy stopniem ekspansji $\varepsilon_{d,o}$ a stopniem kompresji $\varepsilon_{w,z}$ spalin recyrkulowanych wyraża zależność:

$$\varepsilon_{d,o} = \varepsilon_{w,z} \left(\frac{p_0 + \Delta p_w}{p_0 - \Delta p_d} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (5)$$

Opory przepływu spalin w układzie wylotowym charakteryzuje wielkość spadku ciśnienia spalin Δp_w , a opory przepływu świeżego ładunku przez układ dolotowy – spadek ciśnienia Δp_d . W analizie obiegu przyjęto założenie, że proces wypływu spalin rozpoczyna się w punkcie „5” obiegu. Uwzględniając spadki ciśnień w układach dolotowym i wylotowym, wypływ spalin kończy się w punkcie „7” obiegu, przy następujących parametrach spalin recyrkulowanych:

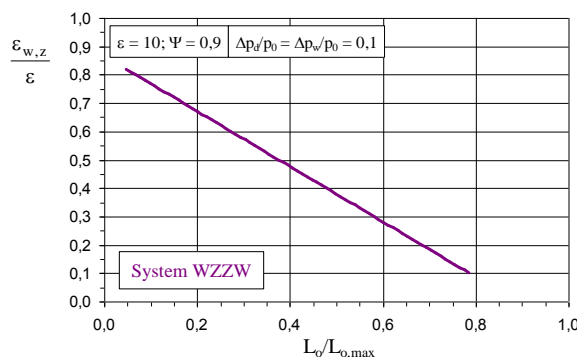
- objętość: $V_2 \leq V_{w,z} < V_1$,
- ciśnienie: $p_w = p_0 + \Delta p_w$ lub $p_w = p_1 + \Delta p_{w-d}$,
- temperatura: $T_{w,z} = T_7 = T_6 = T_5$,
- masa spalin: m_{sr} .

Napełnianie świeżym ładunkiem o temperaturze $T_0 = T_{ot}$ rozpoczyna się w punkcie „9” obiegu (punkt początku otwarcia zaworu dolotowego), przy następujących parametrach spalin recyrkulowanych:

- objętość: $V_{w,z} < V_{d,o} \leq V_1$,
- ciśnienie: $p_d = p_1$, $p_1 = p_0 - \Delta p_d$,
- temperatura spalin recyrkulowanych: $T_9 < T_{w,z}$,
- masa spalin: m_{sr} .

Napełnianie kończy się w punkcie „1” obiegu, w którym następuje zamknięcie zaworu dolotowego. Zatem w punkcie tym, w cylindrze zawarty jest czynnik roboczy o parametrach:

- objętość: V_1 ,
- ciśnienie: $p_1 = p_0 - \Delta p_d$,
- temperatura: $T_0 < T_1 < T_9$,
- masa czynnika roboczego: $m_1 = m_{sr} + m_m$.



Rys. 3. Parametr regulacyjny $\varepsilon_{w,z}/\varepsilon$ obiegu WZZW
Fig. 3. Control parameter $\varepsilon_{w,z}/\varepsilon$ of the WZZW cycle

Przebieg wartości parametru regulacyjnego $\varepsilon_{w,z}$ w ujęciu względnym (w odniesieniu do stopnia kompresji ε), w zależności od pracy obiegu przedstawiono na rys. 3. Zbliżona do liniowej zależność pracy obiegu od parametru regulacyjnego jest korzystna ze względów regulacyjnych.

Dawka paliwa

Maksymalna masa świeżego ładunku zostanie doprowadzona do cylindra, gdy:

- zamknięcie zaworu wylotowego nastąpi w skrajnym położeniu tłoka (GZP), wówczas:

$$V_{w,z} = V_2, \text{ czyli } \varepsilon_{w,z} = 1,$$

przy jednoczesnym braku oporów przepływu w układach wylotowym i dolotowym:

$$\Delta p_w = 0 \text{ i } \Delta p_d = 0, \text{ wtedy } p_w = p_d = p_0;$$

- otwarcie zaworu dolotowego następuje, gdy objętość przestrzeni roboczej cylindra jest minimalna:

$$V_{d,o} = V_2, \text{ czyli } \varepsilon_{d,o} = 1,$$

a zamknięcie zaworu dolotowego, gdy objętość cylindra jest największa:

$$V_{d,z} = V_1, \text{ czyli } \varepsilon_{d,z} = \varepsilon.$$

Całkowita masa m_0 ładunku w cylindrze będzie wówczas sumą masy $m_{sr,0}$ spalin zatrzymanych w objętości V_2 oraz masy $m_{m,0}$ świeżej mieszanki, zawartej w objętości skokowej V_s cylindra:

$$m_0 = m_{sr,0} + m_{m,0} \text{ dla } \varepsilon_{w,z} = 1 \quad (5)$$

Dawka paliwa m_p zmienia się w zależności od obciążenia silnika. Podstawowymi parametrami oddziałującymi na wielkość dawki paliwa są:

$V_{w,z}$ – objętość cylindra w chwili zamknięcia zaworu wylotowego, czyli stopień kompresji spalin recyrkulowanych $\varepsilon_{w,z}$,

$V_{d,o}$ – objętość cylindra odpowiadająca początkowi otwarcia zaworu dolotowego, czyli stopień ekspansji spalin recyrkulowanych $\varepsilon_{d,o}$,

T_0 – temperatura świeżego ładunku,

Δp_w – spadek ciśnienia spalin w układzie wylotowym,

Δp_d – spadek ciśnienia powietrza w układzie dolotowym,

λ – stosunek nadmiaru powietrza.

Uwzględnia się opory przepływu w układach wylotowym i dolotowym:

$$\Delta p_w \geq 0, \Delta p_d \geq 0 \text{ więc } p_1 \leq p_d$$

i zakłada, że doprowadzany jest świeży ładunek o temperaturze otoczenia T_0 .

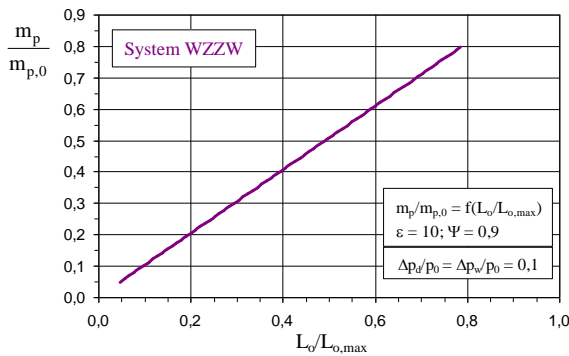
Masa dawki paliwa m_p , wyrażona w zależności od parametru regulacyjnego $\varepsilon_{w,z}$, przy założeniu, że $\lambda \approx \text{idem}$, wynosi [2, 3]:

$$m_p = m_{p,0} \left(1 - \frac{\Delta p_d}{p_0} \right) \frac{\varepsilon - \varepsilon_{w,z} \left(\frac{p_0 + \Delta p_w}{p_0 - \Delta p_d} \right)^{\frac{1}{\kappa}}}{\varepsilon - 1} \quad (6)$$

gdzie $m_{p,0}$ jest dawką paliwa, przy maksymalnej masie świeżego ładunku, doprowadzonej do cylindra, gdy zamknięcie zaworu wylotowego nastąpi w skrajnym położeniu tłoka ($\varepsilon_{w,z} = 1$), przy jednoczesnym braku oporów przepływu w układach wylotowym i dolotowym. Zatem zmianę obciążenia silnika uzyskuje się przez zmianę dawki paliwa m_p , a parametrem regulacyjnym obciążenia jest stopień kompresji $\varepsilon_{w,z}$ spalin recyrkulowanych.

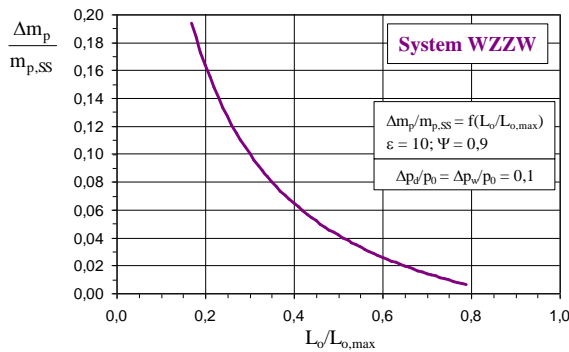
Względną dawkę paliwa $m_p/m_{p,0}$ dla systemu WZZW, w zależności od pracy obiegu przedstawiono na rys. 4. Natomiast względne zmniejszenie dawki paliwa $\Delta m_p/m_{p,ss}$ dla tego systemu, w porównaniu do systemu z klasyczną regulacją dławieniową zilustrowano na rys. 5. Stwierdzono zmniejszenie dawki paliwa w stosunku do klasycznej regulacji dławieniowej w całym zakresie obciążenia, a szczególnie

znaczące (dochodzące do 19%) w obszarze małych obciążeń.



Rys. 4. Względna dawka paliwa $m_p/m_{p,0}$ dla systemu WZZW, w zależności od pracy obiegu

Fig. 4. Relative fuel dose of the WZZW system versus relative cycle work



Rys. 5. Względne zmniejszenie dawki paliwa $\Delta m_p/m_{p,ss}$ dla systemu WZZW w porównaniu do systemu z klasyczną regulacją dławieniową

Fig. 5. Relative reduction of the fuel dose for the WZZW system compared with the classic throttle governing system

Parametr energetyczno-stechiometryczny

Parametr energetyczno-stechiometryczny dla obiegu systemu WZZW definiowany jest jako [1]:

$$E = \frac{Q_d}{p_1 V_1} \quad (7)$$

Parametr E wyrażony w zależności od parametru regulacyjnego $\varepsilon_{w,z}$, wynosi [3]:

$$E = \frac{\varepsilon - \varepsilon_{w,z} \left(\frac{p_0 + \Delta p_w}{p_0 - \Delta p_d} \right)^{\frac{1}{\kappa}}}{\varepsilon - 1} E_{0,w} \quad (8)$$

Dla analizowanego obiegu WZZW odniesieniem dla parametru energetyczno-stechiometrycznego E jest jego wartość $E_{0,w}$ osiągnięta, gdy zamknięcie zaworu wylotowego następuje przy objętości V_2 ($\varepsilon_{w,z} = 1$), przy założeniu braku oporów przepływu w układach dolotowym i wylotowym.

Mając wyznaczony parametr E i stopień rozdziału ciepła Ψ można obliczyć parametr obciążenia:

$$\gamma = 1 + \frac{E \Psi (\kappa - 1)}{\varepsilon^{(\kappa - 1)}} \quad (9)$$

oraz parametr dociążenia:

$$\phi = 1 + \frac{E (\kappa - 1) (1 - \Psi)}{\kappa [E \Psi (\kappa - 1) + \varepsilon^{(\kappa - 1)}]} \quad (10)$$

Parametry γ i ϕ , przy ustalonej liczbie Ψ rozdziału ciepła, zależą od obciążenia, ponieważ parametr energetyczno-stechiometryczny $E = f(\varepsilon_{w,z})$, zgodnie ze wzorem (8).

Praca obiegu

Pracę obiegu można wyznaczyć analizując zagadnienie od strony wykonanych prac bezwzględnych poszczególnych przemian. Dla obiegu WZZW, przedstawionego na rys. 2, pracę obiegu L_o można zapisać jako sumę prac składowych:

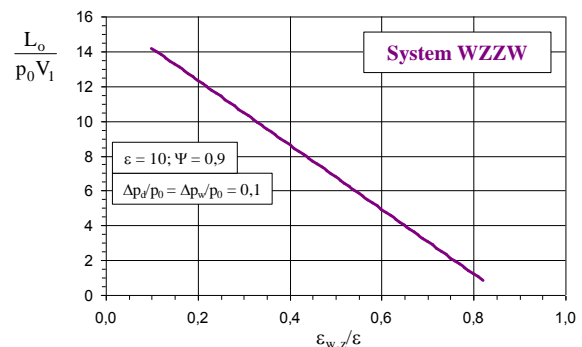
$$L_o = L_{1-2} + L_{2-3} + L_{3-4} + L_{4-5} + L_{5-6} + L_{6-7} + L_{7-8} + L_{8-9} + L_{9-1} \quad (11)$$

Po zsumowaniu zależności, wyrażających prace poszczególnych przemian, otrzymuje się pracę obiegu L_o zapisaną poniżej w odniesieniu do iloczynu ($p_1 V_1$):

$$\begin{aligned} \frac{L_o}{p_1 V_1} = & -\frac{\varepsilon^{(\kappa - 1)} - 1}{\kappa - 1} + \gamma (\phi - 1) \varepsilon^{(\kappa - 1)} + \\ & + \frac{\gamma \phi}{\kappa - 1} \left[\varepsilon^{(\kappa - 1)} - \phi^{(\kappa - 1)} \right] - \left(1 + \frac{\Delta p_{w-d}}{p_1} \right) \left(1 - \frac{\varepsilon_{w,z}}{\varepsilon} \right) + \\ & + \frac{\varepsilon_{d,o}}{(\kappa - 1) \varepsilon} \left[\left(\frac{\varepsilon_{d,o}}{\varepsilon_{w,z}} \right)^{(\kappa - 1)} - 1 \right] + \left(1 - \frac{\varepsilon_{d,o}}{\varepsilon} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

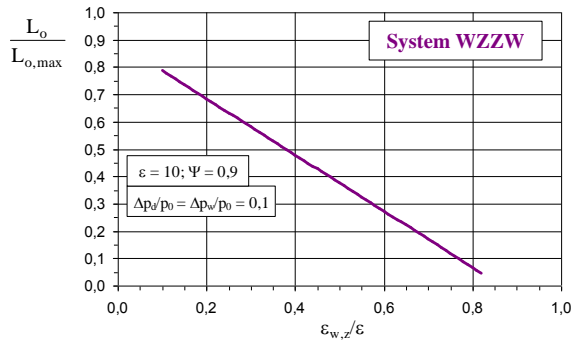
w którym $\varepsilon_{d,o} = f(\varepsilon_{w,z})$, wzór (5).

Pracę $L_o/(p_0 V_1)$ obiegu WZZW w zależności od parametru regulacyjnego $\varepsilon_{w,z}/\varepsilon$ przedstawiono na rys. 6. Natomiast pracę obiegu w odniesieniu do maksymalnej pracy teoretycznego obiegu Seiliger-Sabathe'a zilustrowano na rys. 7.



Rys. 6. Praca $L_o/(p_0 V_1)$ obiegu WZZW

Fig. 6. Work $L_o/(p_0 V_1)$ of the WZZW cycle



Rys. 7. Praca obiegu WZZW w odniesieniu do maksymalnej pracy teoretycznego obiegu Seiligera-Sabathe'a, w zależności od parametru regulacyjnego

Fig. 7. Ratio of work of the WZZW cycle to the maximal work of the Seiliger-Sabathe cycle

Zależność pracy obiegu WZZW od parametru regulacyjnego jest zbliżona do liniowej. Wynika stąd, że parametr $\varepsilon_{w,z}$ jest dobrym parametrem regulacyjnym, ponieważ jest proporcjonalny do obciążenia. Korzyści w zakresie pozyskiwanej pracy obiegu, wynikające z zastosowania systemu WZZW, wymagają porównania z systemem, z klasyczną regulacją dławieniową, co przeprowadzono w kolejnym punkcie.

Praca wymiany ładunku

Dla obiegu WZZW przedstawionego na rys. 2, pracę wymiany ładunku L_w można zapisać jako sumę składowych prac użytecznych:

$$L_w = L_{u,6-7} + L_{u,7-8} + L_{u,8-9} + L_{u,9-1} \quad (13)$$

Po zsumowaniu zależności wyrażających prace użyteczne poszczególnych przemian otrzymuje się pracę L_w , zapisaną poniżej w odniesieniu do $(p_1 V_1)$:

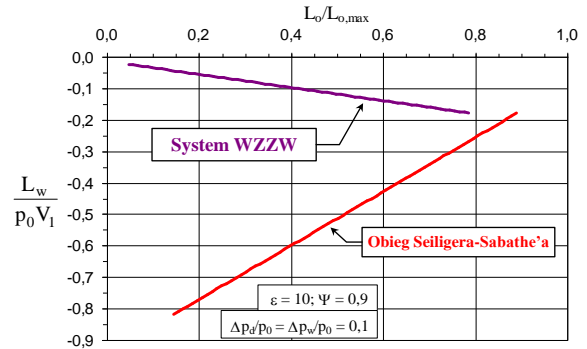
$$\frac{L_w}{p_1 V_1} = - \left(1 + \frac{\Delta p_{w-d}}{p_1} \right) \left(1 - \frac{\varepsilon_{w,z}}{\varepsilon} \right) + \frac{\varepsilon_{d,o}}{(\kappa - 1)\varepsilon} \left[\left(\frac{\varepsilon_{d,o}}{\varepsilon_{w,z}} \right)^{(\kappa-1)} - 1 \right] + \left(1 - \frac{\varepsilon_{d,o}}{\varepsilon} \right) \quad (14)$$

Wskaźnik μ względnej pracy wymiany ładunku oblicza się według definicji:

$$\mu = \frac{|L_w|}{L_o} \quad (15)$$

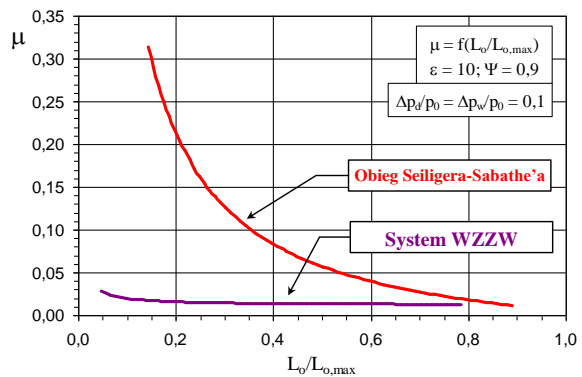
jako iloraz pracy L_w wymiany ładunku (14) przez pracę L_o obiegu (12).

Obserwowane korzyści w zakresie obniżenia zużycia paliwa (rys. 5) wynikają przede wszystkim z faktu zmniejszenia pracy wymiany ładunku. Porównanie prac L_w wymiany ładunku dla badanego systemu WZZW i obiegu Seiligera-Sabathe'a, w zależności od osiągniętej pracy obiegu przedstawiono na rys. 8. Z kolei na rys. 9 zilustrowano porównanie wskaźników μ względnej pracy wymiany ładunku.



Rys. 8. Porównanie prac wymiany ładunku dla obiegu i Seiligera-Sabathe'a

Fig. 8. Comparison of the charge exchange works for the WZZW and Seiliger-Sabathe cycles



Rys. 9. Porównanie wskaźników μ względnej pracy wymiany ładunku dla systemu WZZW i obiegu Seiligera-Sabathe'a, w zależności od pracy obiegu

Fig. 9. Comparison of the relative charge exchange works μ for the WZZW system and Seiliger-Sabathe cycle versus work of the cycles

Praca L_w wymiany ładunku, co do wartości bezwzględnej, dla system WZZW jest znacznie mniejsza od pracy wymiany ładunku dla klasycznej regulacji dławieniowej. Różnica tych prac na korzyść systemu WZZW jest tym większa, im mniejsze obciążenie (rys. 8). Zmniejszenie pracy wymiany ładunku w systemie WZZW jest wynikiem przede wszystkim wyeliminowania przepustnicy jako elementu wykonawczego regulacji obciążenia silnika ZI, z zachowaniem ilościowej regulacji obciążenia.

Szczególnie korzystną cechą systemu z wczesniejszym zamknięciem zaworu wylotowego jest zmniejszanie się wartości bezwzględnej pracy wymiany ładunku wraz ze spadkiem wartości pracy obiegu (obciążenia silnika). Odwrotną, niekorzystną sytuację obserwuje się dla klasycznej regulacji dławieniowej, dla której wartość bezwzględna pracy wymiany ładunku znacząco wzrasta ze zmniejszaniem obciążenia. Ten wzrost jest efektem przemykania przepustnicy, a przez to wzrostu oporów przepływu świeżego ładunku w układzie dolotowym.

Dla badanego systemu niezależnego sterowania zaworami wylotowymi (WZZW) korzystnie kształtuje się także relacja pracy wymiany ładunku L_w w

odniesieniu do pracy obiegu L_o , w porównaniu do tej relacji dla systemu klasycznego (obieg Seiligera-Sabathe'a). Parametrem charakteryzującym tę relację jest wskaźnik μ względnej pracy wymiany ładunku (15). Przy klasycznej regulacji dławieniowej wskaźnik μ osiąga bardzo duże wartości, nawet ponad 30% w zakresie małych obciążeń (rys. 9). Dla systemu WZZW wskaźnik μ nie przekracza 4% w całym zakresie wartości pracy obiegu (obciążenia silnika). Tak małe wartości względnej pracy wymiany ładunku są właśnie efektem wyeliminowania przepustnicy z układu dolotowego.

Sprawność obiegu

Sprawność η_o jest istotnym parametrem umożliwiającym ocenę obiegu w aspekcie energetycznym. Sprawność obiegu teoretycznego wyraża stosunek pracy obiegu do całkowitej energii doprowadzonej do obiegu:

$$\eta_o = \frac{L_o}{Q_d} \quad (16)$$

Wykorzystując wyznaczone już wielkości względne, sprawność obiegu można zapisać następująco:

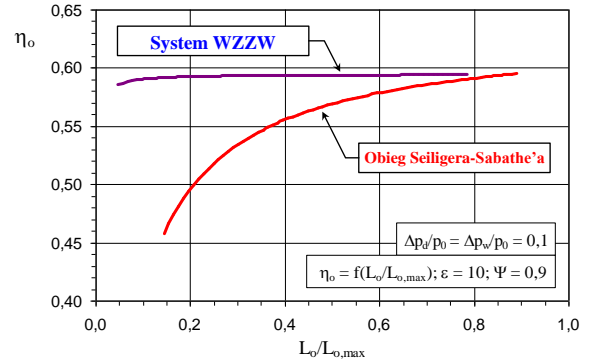
$$\eta_o = \frac{L_o}{Q_d} = \frac{p_1 V_1}{Q_d} = \frac{p_1 V_1}{E} \quad (17)$$

skąd po uwzględnieniu (8) i (12) otrzymuje się:

$$\eta_o = \frac{\kappa - 1}{\varepsilon^{(\kappa-1)} [\gamma - 1 + \kappa\gamma(\varphi - 1)]} \left\{ \begin{aligned} & - \frac{\varepsilon^{(\kappa-1)} - 1}{\kappa - 1} + \gamma(\varphi - 1)\varepsilon^{(\kappa-1)} + \frac{\gamma\varphi}{\kappa - 1} [\varepsilon^{(\kappa-1)} - \varphi^{(\kappa-1)}] - \\ & - \left(1 + \frac{\Delta p_{w-d}}{p_1} \right) \left(1 - \frac{\varepsilon_{w,z}}{\varepsilon} \right) + \\ & + \frac{\varepsilon_{d,o}}{(\kappa - 1)\varepsilon} \left[\left(\frac{\varepsilon_{d,o}}{\varepsilon_{w,z}} \right)^{(\kappa-1)} - 1 \right] + \left(1 - \frac{\varepsilon_{d,o}}{\varepsilon} \right) \end{aligned} \right. \quad (18)$$

Porównanie sprawności obiegu dla systemu z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego i obiegu Seiligera-Sabathe'a, w zależności od osiągniętej pracy obiegów, przedstawiono na rys. 10. Sprawność obiegu η_o badanego system (WZZW) jest znacząco wyższa od sprawności otwartego obiegu teoretycznego Seiligera-Sabathe'a, szczególnie w zakresie niższych obciążeń. Dzięki zwiększeniu wartości sprawności obiegu η_o można uzyskać

zwiększenie wartości efektywnej sprawności energetycznej η_e silnika [1]. W zakresie małych obciążeń sprawność obiegu η_o systemu WZZW jest o około 0,13 większa od sprawności obiegu z klasyczną regulacją dławieniową. Charakterystyczny i korzystny jest także płaski przebieg sprawności obiegu w całym zakresie osiągniętej pracy. Zatem ten system wydaje się być odpowiednim do regulacji obciążenia silnika ZI. Jedynym ograniczeniem w tym względzie mogą być zbyt duże wartości stopnia recyrkulacji spalin, ale tylko przy najniższych wartościach pracy obiegu (rys. 11).



Rys. 10. Porównanie sprawności obiegów η_o badanego systemu WZZW i obiegu Seiligera-Sabathe'a

Fig. 10. Comparison of cycle efficiencies η_o for the WZZW system and Seiliger-Sabathe'a cycle

Parametry procesu wewnętrznej recyrkulacji spalin

Głównymi parametrami charakteryzującymi proces wewnętrznej recyrkulacji spalin są:

- stopień recyrkulacji α_r , definicja (1),
- krotność recyrkulacji α_k , definicja (2).

Definicje te można zapisać w postaci:

$$\alpha_r = \frac{m_{sr}}{m_m + m_{sr}} \quad (19)$$

i

$$\alpha_k = \frac{m_{sr}}{m_1 - m_{sr}} \quad (20)$$

i wskazać na wzajemną zależność pomiędzy parametrami α_r a α_k :

$$\alpha_r = \frac{\alpha_k}{1 + \alpha_k} \quad (21)$$

Wielkości charakteryzujące proces recyrkulacji spalin można wyrazić w zależności od parametru regulacyjnego obciążenia $\varepsilon_{w,z}$ [3]:

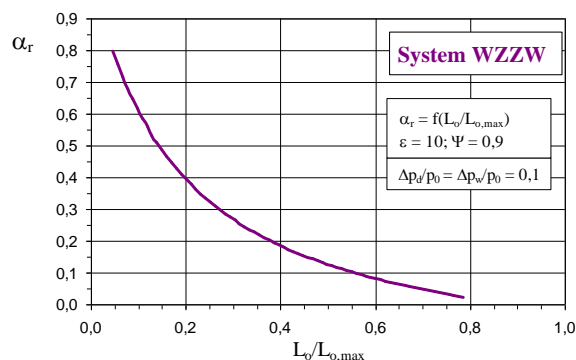
$$\alpha_r = \frac{1 + \frac{\Delta p_w}{p_0}}{1 - \frac{\Delta p_d}{p_0}} \frac{\varepsilon_{w,z}}{\varepsilon} \frac{\varphi^{-\kappa}}{\gamma} \frac{M_{sr}}{M_1} \quad (22)$$

$$\alpha_k = \frac{1 + \frac{\Delta p_w}{p_0}}{1 - \frac{\Delta p_d}{p_0}} \frac{\varepsilon_{w,z}}{\varepsilon - \varepsilon_{d,o}} \frac{M_{sr}}{M_m} \cdot \frac{\varphi^{-\kappa}}{\gamma} \quad (23)$$

$$1 + \frac{p_w}{p_1} \frac{\varepsilon_{w,z}}{(\varepsilon - \varepsilon_{d,o})} \left[\left(\frac{\varepsilon_{w,z}}{\varepsilon_{d,o}} \right)^{(\kappa-1)} - \frac{\varphi^{-\kappa}}{\gamma} \right]$$

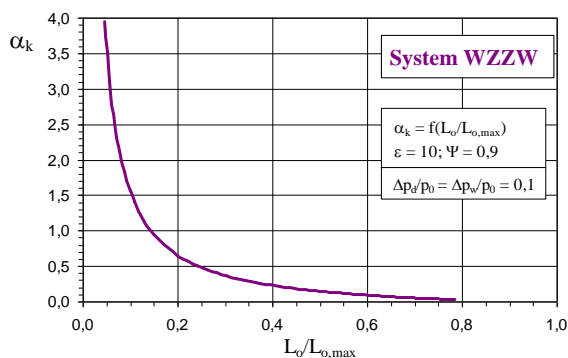
Należy mieć na uwadze, iż parametrem regulacyjnym obiegu WZZW jest stopień kompresji $\varepsilon_{w,z}$ spalin recykulowanych, a stopień ich ekspansji $\varepsilon_{d,o}$ jest jedynie funkcją stopnia kompresji $\varepsilon_{w,z}$, określoną wzorem (5).

Stopień recyrkulacji spalin α_r i krotność recyrkulacji spalin α_k dla systemu WZZW, w zależności od pracy obiegu przedstawiono odpowiednio na rys. 11 i 12.



Rys. 11. Stopień recyrkulacji spalin α_r dla systemu WZZW, w zależności od pracy obiegu

Fig. 11. Ratio of exhaust gas recirculation α_r for the WZZW system versus cycle work



Rys. 12. Krotność recyrkulacji spalin α_k dla systemu WZZW, w zależności od pracy obiegu

Fig. 12. Multiplicity of exhaust gas recirculation α_k for the WZZW system versus cycle work

W zakresie małych obciążeń osiąga się duże wartości stopnia recyrkulacji α_r (do 80%), a krotność

recyrkulacji α_k dochodzi do 4. Z uwagi na pewność zapłonu, a także prawidłowość procesu spalania paliwa, wartości te mogą okazać się zbyt duże. Wówczas, przy zastosowaniu systemu WZZW do regulacji obciążenia w rzeczywistym silniku, system ten, w tym obszarze pracy silnika, nie będzie dostępny. Dopuszczalne wartości stopnia recyrkulacji oraz krotności recyrkulacji spalin mogą być wyznaczone jedynie na drodze badań eksperymentalnych.

3. Podsumowanie

Jedną z głównych przyczyn zmniejszenia sprawności silnika ZI, szczególnie dla obciążeń częściowych, jest wzrost pracy wymiany ładunku. Znaczne zmniejszenie pracy wymiany ładunku proponuje się uzyskać wprowadzając modyfikacje w układzie dolotowym oraz w układach regulacji i sterowania mechanizmem rozrządu, przez zastosowanie systemów niezależnego sterowania zaworami [2, 3]. Dzięki zastosowaniu procedur niezależnego sterowania zaworami możliwe jest wyeliminowanie przepustnicy jako konstrukcyjnego elementu wykonawczego regulacji procesu napełniania silnika ZI z zachowaniem ilościowej regulacji obciążenia. W proponowanych systemach rolę przepustnicy, w zakresie regulacji napełniania i obciążenia silnika, przejmują zawory.

Jednym z badanych systemów jest przedstawiony system z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego. Wartość bezwzględna pracy wymiany ładunku dla systemu WZZW jest znacznie mniejsza, szczególnie dla obciążeń częściowych, niż praca wymiany ładunku dla klasycznej regulacji dławieniowej. Przy najmniejszych obciążeniach praca ta jest ponad 8 razy mniejsza od pracy wymiany ładunku dla otwartego obiegu teoretycznego Seiligera-Sabathe'a. Szczególnie korzystny jest także charakter przebiegu pracy wymiany ładunku, która co do wartości bezwzględnej maleje wraz ze spadkiem pracy obiegu.

Należy podkreślić także ekologiczny aspekt zastosowania systemu niezależnego sterowania zaworami wylotowymi, w którym dzięki recyrkulacji spalin podczas spalania obniżeniu ulega maksymalna temperatura, co pociąga za sobą ograniczenie emisji tlenków azotu. Ponadto zmniejsza się strumień ciepła (straty ciepła) do ścianek cylindra. Ze względów ekologicznych, korzystne może być także łączenie proponowanych systemów niezależnego sterowania zaworami z innymi zarówno pierwotnymi, jak i wtórnymi przedsięwzięciami, mającymi na celu obniżenie emisji substancji szkodliwych [1, 15].

Podziękowanie

Praca badawcza została sfinansowana z środków na badania statutowe Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

E	parametr energetyczno-stechiometryczny	Q_w	ilość ciepła wyprowadzonego z obiegu, J
L_o	praca obiegu, J	T	temperatura, K
L_u	praca użyteczna, J	V	objętość, m ³
L_w	praca wymiany ładunku, J	WZZW	system z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego
m	masa, kg	ZI	zapłon iskrowy
M_o	moment obrotowy, Nm/rad	γ	parametr (stopień) obciążenia
N_e	moc efektywna, kW	ε	stopień kompresji
p	ciśnienie, Pa	η_o	energetyczna sprawność obiegu
Δp_d	średni spadek ciśnienia po stronie dopływu ładunku do silnika, Pa	λ	stosunek nadmiaru powietrza
Δp_w	średni spadek ciśnienia po stronie wypływu spalin z silnika, Pa	φ	parametr (stopień) dociążenia
Q_d	ilość ciepła dostarczonego do obiegu, J	Ψ	liczba rozdziału ciepła
		ω	prędkość kątowna, rad/s

Bibliography/Literatura

- [1] Postrzednik S., Żmudka Z.: Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.
- [2] Postrzednik S., Żmudka Z.: Badania aplikacyjne nad procedurami niezależnego sterowania zaworami silnika spalinowego. Numer projektu badawczego N502 026 32/2190. PBU-30/RIE-6/07. 05.2007 – 06.2009. Sprawozdanie, Gliwice 2009.
- [3] Żmudka Z.: Energetyczne i ekologiczne aspekty doskonalenia procesu wymiany ładunku w silniku spalinowym. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2010.
- [4] Bernard L., Ferrari A., Micelli D., Perotto A., Rinolfi R.: Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem „MultiAir“-Verfahren. MTZ, 12, 2009.
- [5] Flierl R., Gollasch D., Knecht A., Hannibal W.: Improvements to a four-cylinder gasoline engine through the fully variable valve lift and timing system UniValve. SAE Technical Paper, No. 2009-36-0081, 2009.
- [6] Franca O.M.: Impact of the Miller cycle in the efficiency of an FVVT engine during part load operation. SAE Technical Paper, No. 2009-36-0081, 2009.
- [7] Haas M.: UniAir – the first fully-variable, electro-hydraulic valve control system. 9th Schaeffler Symposium Book, 2010.
- [8] Haas M., Rauch M.: Electro-hydraulic fully variable valve train system. ATZ autotechnology, 02, Vol. 10, 2010.
- [9] Chang W.S., Parlikar T., Kassakian J.G., Keim T.A.: An electromechanical valve drive incorporating a nonlinear mechanical transformer. SAE Paper 2003-01-0036, 2003.
- [10] Cope D., Wright A., Corcoran C., Pasch K.: Fully flexible electromagnetic valve actuator: design, modeling, and measurements. SAE Technical Paper, No. 2008-01-1350, 2008.
- [11] Haskara I.: Control of an electro-mechanical valve actuator for a camless engine. International Journal of Robust Control, 2009.
- [12] Picron V., Postel Y., Nicot E., Durrieu D.: Electro-magnetic valve actuation system: first steps toward mass production. SAE Technical Paper No. 2008-01-1360, 2008.
- [13] Schröder C.: Ein neues elektromechanisches Ventiltriebssystem von Valeo. MTZ 03, 2007.
- [14] Sugimoto C., Sakai H., Umemoto A., Shimizu Y.: Study on variable valve timing system using electromagnetic mechanism. SAE Technical Paper, No. 2004-01-1869, 2004.
- [15] Merkisz J., Pielecha J., Radzimirski S.: Pragmatyczne podstawy ochrony powietrza atmosferycznego w transporcie drogowym. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2009.

Zbigniew Żmudka, PhD., DSc. – Faculty of Power and Environmental Engineering, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland.

Dr hab. inż. Zbigniew Żmudka – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.



Grzegorz Przybyła, PhD. – Faculty of Power and Environmental Engineering, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland.

Dr inż. Grzegorz Przybyła – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.



Prof. Stefan Postrzednik, DSc., DEng. – Faculty of Power and Environmental Engineering, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland.

Prof. dr hab. inż. Stefan Postrzednik – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

