

Independent inlet valve control as a method of realization of the open Atkinson-Miller cycle in SI engine

Abstract. A system with independent, late inlet valve closing has been analysed. The use of the analysed system to governing of engine load will enable to eliminate a throttling valve from inlet system of a spark ignition engine. The open, theoretical Atkinson-Miller 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 late inlet 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.

Key words: spark-ignition engine, independent valve control, open Atkinson-Miller cycle, charge exchange process, cycle efficiency

Niezależne sterowanie zaworami dolotowymi jako sposób realizacji otwartego obiegu Atkinsona-Millera w silniku ZI

Streszczenie. Przeprowadzono analizę systemu z niezależnym, opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego, umożliwiającego wyeliminowanie przepustnicy z układu dolotowego silnika ZI. Jako model procesów zachodzących w silniku przyjęto otwarty obieg teoretyczny Atkinsona-Millera. 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 z powszechnie stosowaną, klasyczną regulacją dławieniową obciążenia. Analizę porównawczą efektywności zastosowania zaproponowanego systemu przeprowadzono opierając się na wybranych wielkościach: dawce paliwa, parametry energetyczno-stechiometrycznym, pracy obiegu, względnej pracy wymiany ładunku oraz sprawności obiegu.

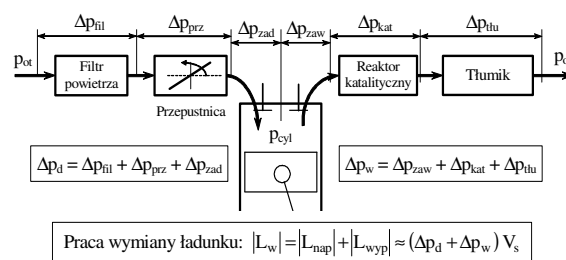
Słowa kluczowe: silnik spalinowy ZI, niezależne sterowanie zaworami, otwarty obieg teoretyczny Atkinsona-Millera, wymiana ładunku, sprawność obiegu

1. Wprowadzenie

Realizacja procesu wymiany ładunku wiąże się z koniecznością pokonania napotykaných oporów przepływu, a więc z potrzebą wykonania odpowiedniej pracy, tzw. pracy wymiany ładunku. Istotny jest wpływ układu wymiany ładunku na efektywność pozyskiwania pracy w silniku. Poszczególne elementy instalowane w układzie wymiany ładunku wywołują opory przepływu świeżego ładunku w układzie dolotowym i przepływu spalin w układzie wylotowym (rys. 1). Skutkiem tych oporów jest wzrost pracy wymiany ładunku, co z kolei przyczynia się do obniżenia pracy wewnętrznej i pracy efektywnej silnika spalinowego. Wzrost wartości pracy wymiany ładunku dla obciążeń częściowych w silniku ZI związany jest ze sposobem regulacji obciążenia. Stosowana dławieniowa regulacja ilościowa, z pomocą przepustnicy, instalowanej w układzie dolotowym, jest niekorzystna szczególnie z termodynamicznego punktu widzenia, ponieważ dławienie generuje straty egzergii.

W celu zwiększenia sprawności otwartego obiegu teoretycznego i sprawności efektywnej silnika ZI

zaproponowano zastosowanie systemów niezależnego sterowania zaworami dolotowymi i wylotowymi. Przeprowadzono teoretyczne badanie systemu z opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego. System ten umożliwi wyeliminowanie przepustnicy z układu dolotowego silnika ZI. 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.



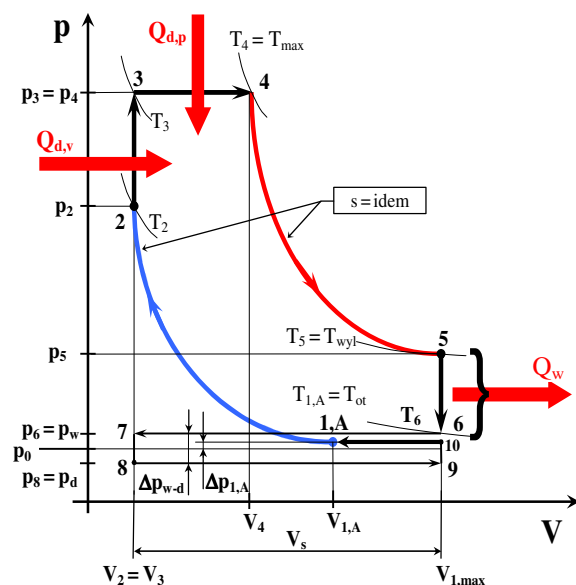
Rys. 1. Zasadnicze elementy układu wymiany ładunku silnika o zapłonie iskrowym

Fig. 1. Essential elements of charge exchange system in spark ignition engine

2. System z opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego

Podstawowe cechy obiegu

Dla systemu z opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego, jako model procesów zachodzących w silniku przyjęto otwarty obieg teoretyczny Atkinsona-Millera, który uzyskano modyfikując obieg teoretyczny przez dodanie do niego przemian charakteryzujących proces wymiany ładunku (rys. 2).



Rys. 2. System z opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego

Fig. 2. System with late inlet valve closing

Parametrem regulacyjnym obciążenia (napełnienia) jest objętość $V_{1,A}$ cylindra, przy której następuje zamknięcie zaworu dolotowego w czasie suwu kompresji. Jest to jednocześnie parametr regulujący masę świeżej mieszanki, doprowadzanej do cylindra. Objętość $V_{1,A}$ można odnieść do minimalnej objętości V_2 cylindra, definiując w ten sposób stopień kompresji izentropowej:

$$\varepsilon_A = \frac{V_{1,A}}{V_2}, \quad 1 < \varepsilon_A \leq \varepsilon \quad (1)$$

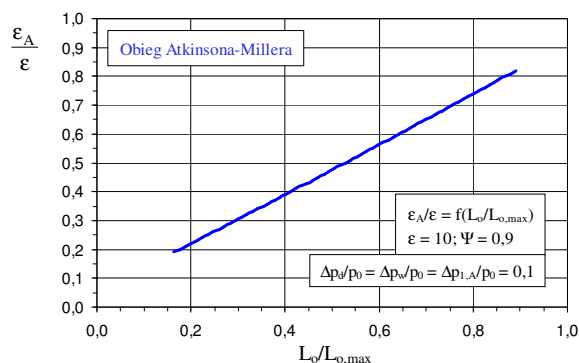
Przebieg wartości parametru regulacyjnego ε_A w ujęciu względnym (w odniesieniu do stopnia kompresji ε), w zależności od pracy obiegu przedstawiono na rys. 3. Zbliżona do liniowej zależność pracy obiegu od parametru regulacyjnego jest korzystna ze względów regulacyjnych.

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 . Natomiast spadek ciśnienia $\Delta p_{1,A}$ charakteryzuje opory wstęznego przepływu mieszanki, której nadmiar jest wytłaczany do kolektora dolotowego w czasie suwu kompresji. W analizie obiegu przyjęto założenie, że

proces napełniania kończy się w punkcie „1,A” przy:

- objętości $V_{1,A} \leq V_{1,max}$,
- ciśnieniu $p_{1,A} = p_0 + \Delta p_{1,A}$,
- temperaturze $T_{1,A} = T_0$.

Masę m_1 czynnika roboczego stanowi masa m_m świeżej mieszanki doprowadzonej do cylindra, ponieważ zakłada się brak reszty spalin.



Rys. 3. Parametr regulacyjny $\varepsilon_A/\varepsilon$ otwartego obiegu teoretycznego Atkinsona-Millera

Fig. 3. Control parameter $\varepsilon_A/\varepsilon$ of the open Atkinson-Miller cycle versus cycle work

Dawka paliwa

Maksymalna masa m_0 świeżego ładunku zostanie doprowadzona do cylindra, przy całkowitym opróżnieniu cylindra z reszty spalin, gdy zamknięcie zaworu dolotowego nastąpi w skrajnym położeniu tłoka, wówczas:

$$V_{1,A} = V_{1,max}, \text{ czyli } \varepsilon_A = \varepsilon,$$

przy jednoczesnym braku oporów przepływu w układach wylotowym i dolotowym:

$$\Delta p_w = 0, \Delta p_d = 0, \Delta p_{1,A} = 0, \text{ wtedy } p_{1,A} = p_0$$

Maksymalną masę świeżej mieszanki można zapisać jako:

$$m_0 = \frac{p_0 V_{1,max}}{(MR) T_0} M_m, \quad p_0 \approx p_{ot}, \quad T_0 \approx T_{ot} \quad (2)$$

gdzie M_m – masa molowa świeżej mieszanki.

Dla przyjętych założeń, bazowa wielkość dawki paliwa wynosi:

$$m_{p,0} = \frac{p_0 V_{1,max}}{(MR) T_0} \frac{M_m}{[1 + \lambda_0 n'_{a,min} M_a (1 + X_a)]} \quad (3)$$

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

$V_{1,A}$ – objętość cylindra w chwili zamknięcia zaworu wylotowego, czyli stopień kompresji izentropowej ε_A (parametr regulacyjny),

T_0 – temperatura świeżego ładunku,

Δp_d – spadek ciśnienia powietrza w układzie dolotowym, podczas napełniania,

$\Delta p_{1,A}$ – spadek ciśnienia mieszanki w układzie dolotowym, podczas wyłaczania,

λ – stosunek nadmiaru powietrza.

Dla obciążeń częściowych objętość $V_{1,A}$ cylindra, przy której następuje zamknięcie zaworu dolotowego zmienia się w zakresie:

$$V_2 < V_{1,A} \leq V_{1,max} \quad \text{stąd} \quad 1 < \varepsilon_A \leq \varepsilon$$

Uwzględnia się opory przepływu w układach wylotowym i dolotowym:

$$\Delta p_w \geq 0, \Delta p_d \geq 0, \Delta p_{1,A} \geq 0 \quad \text{więc} \quad p_{1,A} \geq p_0$$

i zakłada, że doprowadzany jest świeży ładunek o temperaturze otoczenia T_0 . Masa m_p paliwa wynosi wówczas:

$$m_p = \frac{p_{1,A} V_{1,A}}{(MR) T_0} \frac{M_m}{[1 + \lambda n'_{a,min} M_a (1 + X_a)]} \quad (4)$$

Ze wzorów (3) i (4) wynika relacja na względną dawkę paliwa dla częściowych obciążeń silnika:

$$\frac{m_p}{m_{p,0}} = \frac{p_{1,A} V_{1,A}}{p_0 V_{1,max}} \frac{1 + \lambda_0 n'_{a,min} M_a (1 + X_a)}{1 + \lambda n'_{a,min} M_a (1 + X_a)} \quad (5)$$

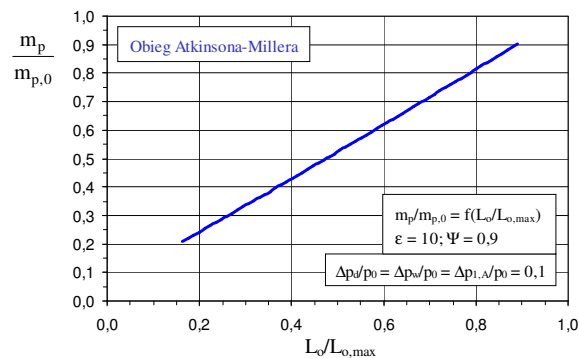
Przy założeniu, że $\lambda = \text{idem}$ otrzymuje się:

$$m_p = m_{p,0} \frac{p_{1,A} V_{1,A}}{p_0 V_{1,max}} \quad (6)$$

co można zapisać także w postaci:

$$m_p = m_{p,0} \left(1 + \frac{\Delta p_{1,A}}{p_0} \right) \frac{\varepsilon_A}{\varepsilon} \quad (7)$$

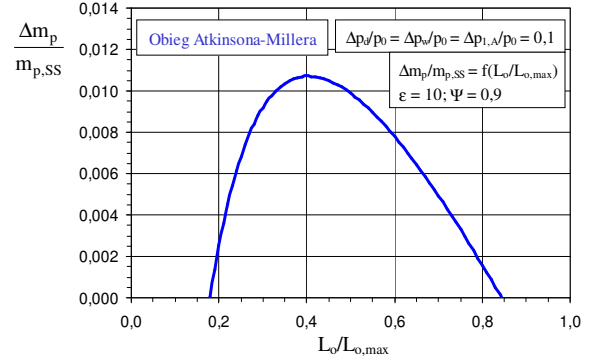
Zatem zmianę obciążenia silnika uzyskuje się przez zmianę dawki paliwa m_p , a głównym parametrem regulacyjnym jest stopień ε_A kompresji izentropowej. Względny dawkę paliwa $m_p/m_{p,0}$, w zależności od osiągniętej pracy otwartego obiegu Atkinsona-Millera, przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Względna dawka paliwa $m_p/m_{p,0}$, w zależności od pracy otwartego obiegu Atkinsona-Millera
Fig. 4. Relative fuel dose $m_p/m_{p,0}$ versus work of the open Atkinson-Miller cycle

Względne zmniejszenie dawki paliwa $\Delta m_p/m_{p,SS}$ dla otwartego obiegu Atkinsona-Millera, w porów-

naniu do systemu z klasyczną regulacją dławieniową (otwartego obiegu teoretycznego Seiligera-Sabathe'a), zilustrowano na rys. 5. Największe zmniejszenie dawki paliwa uzyskuje się dla obciążenia $L_0/L_{0,max} = 0,4$. Jednakże oszczędność paliwa nie jest znacząca i wynosi nieco powyżej 1%.



Rys. 5. Względne zmniejszenie dawki paliwa dla otwartego obiegu Atkinsona-Millera, w porównaniu do obiegu Seiligera-Sabathe'a

Fig. 5. Relative reduction of the fuel dose for the open Atkinson-Miller cycle compared with the open Seiliger-Sabathe cycle

Parametr energetyczno-stechiometryczny

Parametr energetyczno-stechiometryczny dla obiegu Atkinsona-Millera definiowany jest jako:

$$E = \frac{Q_d}{p_{1,A} V_{1,A}} \quad (8)$$

Odniesieniem dla parametru energetyczno-stechiometrycznego E jest jego wartość E_0 , osiągnięta gdy zamknięcie zaworu dolotowego następuje przy objętości $V_{1,max}$:

$$V_{1,A} = V_{1,max} \quad \text{tzn.} \quad \varepsilon_A = \varepsilon$$

i przy założeniu braku oporów przepływu w układach dolotowym i wylotowym:

$$\Delta p_w = 0, \Delta p_d = 0, \Delta p_{1,A} = 0, \quad \text{wtedy} \quad p_{1,A} = p_0,$$

wówczas bazową dawkę paliwa oznacza się $m_{p,0}$ a stosunek nadmiaru powietrza λ_0 .

Przy podanych powyżej założeniach wartość odniesienia E_0 parametru energetyczno-stechiometrycznego wynosi:

$$E_0 = \frac{m_{p,0} H_u}{p_0 V_{1,max}} \quad (9)$$

Ogólnie, także dla obciążeń częściowych, parametry w początkowym punkcie „1,A” obiegu (po napełnieniu cylindra), determinujące parametry energetyczno-stechiometryczny E , są następujące:

- objętość cylindra w chwili zamknięcia zaworu dolotowego:

$$V_2 < V_{1,A} \leq V_{1,max} \quad \text{tzn.} \quad 1 < \varepsilon_A \leq \varepsilon$$

- spadek ciśnienia ładunku w układzie dolotowym: $\Delta p_{1,A} \geq 0$, skąd wynika, że $p_{1,A} \geq p_0$:

$$p_{1,A} = p_0 + \Delta p_{1,A}$$

- temperatura świeżego ładunku: T_0 ,
 - dawka paliwa: m_p .
- Wówczas parametr E wynosi:

$$E = \frac{m_p H_u}{p_{1,A} V_{1,A}} \quad (10)$$

Dla obiegu Atkinsona-Millera spełniony jest warunek:

$$E = E_0$$

co oznacza, że dla obciążeń częściowych wartość parametru energetyczno-stechiometrycznego E nie zmienia się.

Przy odniesieniu energii chemicznej dawki paliwa do bazowego iloczynu ($p_0 V_{1,max}$), parametr energetyczno-stechiometryczny oznacza się E_{A-M} , a jego wartość wyznacza się według formuły:

$$E_{A-M} = \frac{m_p H_u}{p_0 V_{1,max}} = \frac{m_p}{m_{p,0}} E_0 \quad (11)$$

a po uwzględnieniu (7):

$$E_{A-M} = \left(1 + \frac{\Delta p_{1,A}}{p_0}\right) \frac{\varepsilon_A}{\varepsilon} E_0 \quad (12)$$

Podobnie jak dla parametru E odniesieniem dla innych wielkości energetycznych także będzie iloczyn ($p_{1,A} V_{1,A}$). Dla odniesienia względem bazowego ($p_0 V_{1,max}$) obowiązuje relacja:

$$p_{1,A} V_{1,A} = (p_0 V_{1,max}) \left(1 + \frac{\Delta p_{1,A}}{p_0}\right) \frac{\varepsilon_A}{\varepsilon} \quad (13)$$

Parametr energetyczno-stechiometryczny E i liczbę rozdziału ciepła Ψ można wyrazić za pomocą parametrów obiegu: stopnia kompresji izentropowej ε_A , parametru obciążenia γ oraz parametru dociążenia φ . W tym celu ciepło $Q_{d,v} = Q_{2-3}$ dostarczone przy $V_2 = \text{idem}$ określa się zależnością:

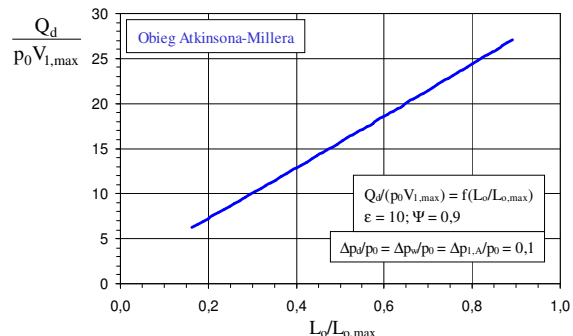
$$Q_{d,v} = \frac{p_{1,A} V_{1,A}}{(\kappa - 1)} \varepsilon_A^{(\kappa-1)} (\gamma - 1) \quad (14)$$

a ciepło $Q_{d,p} = Q_{3-4}$ dostarczone przy $p_3 = \text{idem}$ jako:

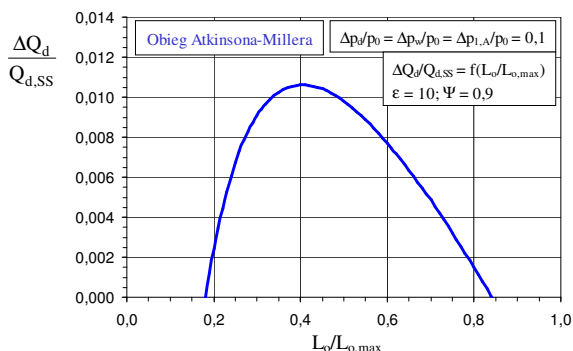
$$Q_{d,p} = \frac{p_{1,A} V_{1,A}}{(\kappa - 1)} \kappa \gamma \varepsilon_A^{(\kappa-1)} (\varphi - 1) \quad (15)$$

Całkowitą energię $Q_d/(p_0 V_{1,max})$, doprowadzaną do otwartego obiegu teoretycznego Atkinsona-Millera, przedstawiono na rys. 6, natomiast względne zmniejszenie energii doprowadzanej $\Delta Q_d/Q_{d,ss}$ do tego obiegu, w porównaniu do systemu z klasyczną regulacją dławieniową (otwartego obiegu Seiligera-Sabathe'a), zilustrowano na rys. 7. Przebiegi energii

doprowadzonej są analogiczne do przebiegów dawki paliwa, podobne są zatem także wnioski, wynikające z tych charakterystyk.



Rys. 6. Całkowita energia doprowadzana do otwartego obiegu teoretycznego Atkinsona-Millera
Fig. 6. Total energy $Q_d/(p_0 V_{1,max})$ supplied to the open Atkinson-Miller cycle versus cycle work



Rys. 7. Względne zmniejszenie energii doprowadzanej $\Delta Q_d/Q_{d,ss}$ do otwartego obiegu Atkinsona-Millera, w porównaniu do systemu z klasyczną regulacją dławieniową (otwartego obiegu Seiligera-Sabathe'a), w zależności od pracy obiegu
Fig. 7. Relative reduction of the energy $\Delta Q_d/Q_{d,ss}$ supplied to the open Atkinson-Miller cycle compared with the classic throttle governing system (the open Seiliger-Sabathe cycle) versus cycle work

Podstawiając (14) i (15) do zależności (10) (uwzględniając warunek $E = E_0$) otrzymuje się wzór na parametr energetyczno-stechiometryczny dla systemu z późniejszym zamknięciem zaworu dolotowego, w postaci:

$$E_0 = \frac{\varepsilon_A^{(\kappa-1)}}{\kappa - 1} [\gamma - 1 + \kappa \gamma (\varphi - 1)] \quad (16)$$

Wykorzystując zależność (16) parametr obciążenia γ i parametr dociążenia φ można zapisać w postaci:

$$\gamma = 1 + \frac{E_0 \Psi (\kappa - 1)}{\varepsilon_A^{(\kappa-1)}} \quad (17)$$

oraz

$$\varphi = 1 + \frac{E_0 (\kappa - 1) (1 - \Psi)}{\kappa [E_0 \Psi (\kappa - 1) + \varepsilon_A^{(\kappa-1)}]} \quad (18)$$

Należy zwrócić uwagę, że dla otwartego obiegu teoretycznego Atkinsona-Millera parametry γ i φ , przy ustalonej liczbie Ψ rozdziału ciepła, zależą od parametru regulacyjnego obciążenia ε_A .

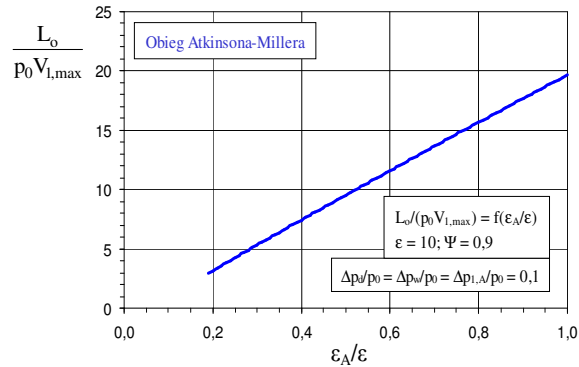
Praca obiegu

Pracę otwartego obiegu teoretycznego Atkinsona-Millera (rys. 2) można wyrazić jako sumę składowych prac bezwzględnych:

$$L_o = L_{1,A-2} + L_{2-3} + L_{3-4} + L_{4-5} + L_{5-6} + L_{6-7} + L_{7-8} + L_{8-9} + L_{9-10} + L_{10-1,A} \quad (19)$$

Po podstawieniu zależności, wyrażających prace poszczególnych przemian do wzoru (19), otrzymuje się pracę obiegu L_o , zapisaną poniżej w ujęciu względnym:

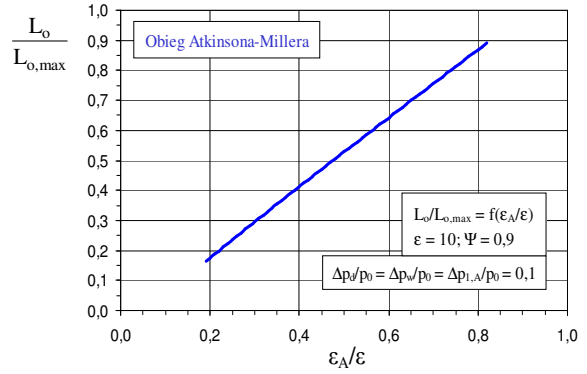
$$\frac{L_o}{p_{1,A} V_{1,A}} = -\frac{\varepsilon_A^{(\kappa-1)} - 1}{\kappa - 1} + \gamma(\varphi - 1)\varepsilon_A^{(\kappa-1)} + \frac{\gamma\varphi}{\kappa - 1} \left(\frac{\varepsilon_A}{\varepsilon}\right)^{(\kappa-1)} \left[\varepsilon^{(\kappa-1)} - \varphi^{(\kappa-1)} \right] - \left(\frac{\Delta p_d + \Delta p_w}{p_0} \right) \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon_A} \right) - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_A}{\varepsilon_A} \right) \quad (20)$$



Rys. 8. Praca $L_o/(p_0 V_{1,max})$ otwartego obiegu teoretycznego Atkinsona-Millera, w zależności od parametru regulacyjnego $\varepsilon_A/\varepsilon$

Fig. 8. Work $L_o/(p_0 V_{1,max})$ of the open Atkinson-Miller cycle versus control parameter $\varepsilon_A/\varepsilon$

Przebieg pracy $L_o/(p_0 V_{1,max})$ otwartego obiegu teoretycznego Atkinsona-Millera, w zależności od parametru regulacyjnego $\varepsilon_A/\varepsilon$ przedstawiono na rys. 8. Natomiast pracę tego obiegu w odniesieniu do maksymalnej pracy teoretycznego obiegu Seiligera-Sabathe'a zilustrowano na rys. 9. Zależności przedstawione na obu rysunkach są zbliżone do liniowych, co jest korzystne ze względów regulacyjnych.



Rys. 9. Praca otwartego obiegu Atkinsona-Millera w odniesieniu do maksymalnej pracy teoretycznego obiegu Seiligera-Sabathe'a, w zależności od parametru regulacyjnego $\varepsilon_A/\varepsilon$

Fig. 9. Ratio of work of the open Atkinson-Miller cycle to the maximal work of the Seiliger-Sabathe cycle versus control parameter $\varepsilon_A/\varepsilon$

Praca wymiany ładunku

Pracę wymiany ładunku L_w dla otwartego obiegu teoretycznego Atkinsona-Millera (rys. 2) można zapisać jako sumę składowych prac użytecznych:

$$L_w = L_{u,6-7} + L_{u,7-8} + L_{u,8-9} + L_{u,9-10} + L_{u,10-1,A} \quad (21)$$

Po podstawieniu zależności wyrażających prace użyteczne poszczególnych przemian otrzymuje się pracę wymiany ładunku L_w , w odniesieniu do $(p_{1,A} V_{1,A})$:

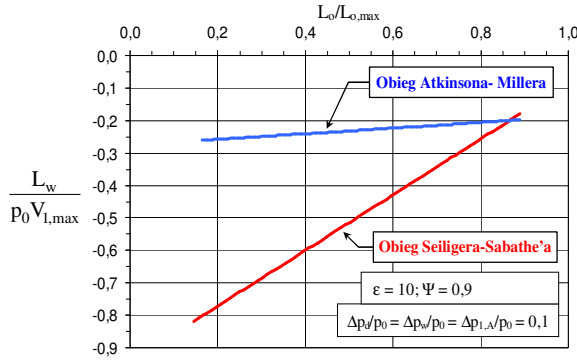
$$\frac{L_w}{p_{1,A} V_{1,A}} = \frac{(\varepsilon - 1) \left(\frac{\Delta p_d + \Delta p_w}{p_0} \right) + (\varepsilon - \varepsilon_A) \frac{\Delta p_{1,A}}{p_0}}{\varepsilon_A \left(1 + \frac{\Delta p_{1,A}}{p_0} \right)} \quad (22)$$

Wskaźnik μ względnej pracy wymiany ładunku oblicza się według definicji:

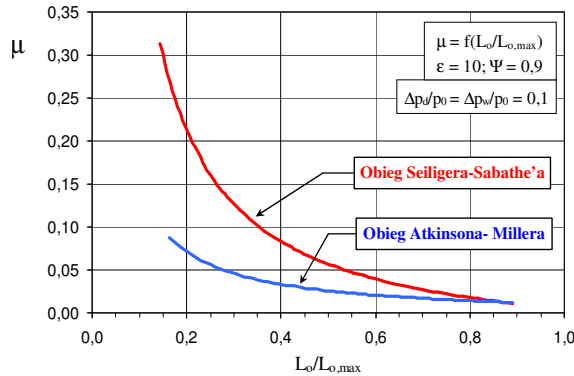
$$\mu = \frac{|L_w|}{L_o} = \frac{\left| \frac{L_w}{p_{1,A} V_{1,A}} \right|}{\frac{L_o}{p_{1,A} V_{1,A}}}, \quad (23)$$

jako iloraz pracy wymiany ładunku (22) przez pracę obiegu (20).

Pracę $L_w/(p_0 V_{1,max})$ wymiany ładunku dla otwartego obiegu teoretycznego Atkinsona-Millera, w zależności od osiągniętej pracy obiegu przedstawiono na rys. 10. Wartość bezwzględna pracy wymiany ładunku zwiększa się, gdy praca obiegu maleje. Z tego powodu w zakresie małych obciążeń obserwuje się wzrost względnej pracy wymiany ładunku μ , której wartość dochodzi do około 9% (rys. 11).



Rys. 10. Porównanie prac $L_w/(p_0 V_{1,max})$ wymiany ładunku dla obiegów Atkinsona-Millera i Seiligera-Sabathe'a, w zależności od pracy obiegów
Fig. 10. Comparison of the charge exchange works $L_w/(p_0 V_{1,max})$ for the Atkinson-Miller and Seiliger-Sabathe cycles versus work of the cycles



Rys. 11. Porównanie wskaźników μ względnej pracy wymiany ładunku dla obiegów Atkinsona-Millera i Seiligera-Sabathe'a, w zależności od pracy obiegów
Fig. 11. Comparison of the relative charge exchange works μ for the Atkinson-Miller and Seiliger-Sabathe cycles versus work of the cycles

Odniesieniem dla oceny korzyści oraz badania efektywności pozyskiwania pracy, w wyniku zastosowania systemu z wcześniejszym zamknięciem zaworu dolotowego jest otwarty obieg teoretyczny Seiligera-Sabathe'a z powszechnie stosowaną, klasyczną regulacją dławieniową obciążenia, będący modelem procesów zachodzących w klasycznym silniku ZI. Dlatego na rysunkach tych, dla porównania, przedstawiono także przebiegi pracy wymiany ładunku (rys. 10) i względnej pracy wymiany ładunku (rys. 11) dla obiegu Seiligera-Sabathe'a. Prace te dla obiegu Atkinsona-Millera są znacząco mniejsze, szczególnie w zakresie niskich obciążeń.

Sprawność obiegu

Sprawność obiegu teoretycznego wyraża stosunek pracy obiegu do całkowitej energii doprowadzonej do obiegu:

$$\eta_o = \frac{L_o}{Q_d} \quad (24)$$

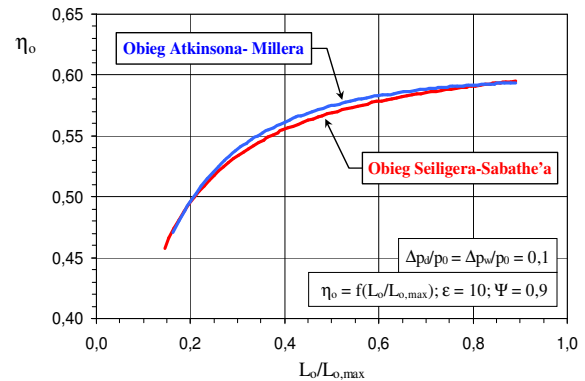
i można ją także wyrazić stosując wielkości względne:

$$\eta_o = \frac{\frac{L_o}{p_{1,A} V_{1,A}}}{\frac{Q_d}{p_{1,A} V_{1,A}}} = \frac{L_o}{E_o} \quad (25)$$

Następnie, po podstawieniu (16) i (20) do (25) otrzymuje się:

$$\eta_o = \frac{\kappa - 1}{\varepsilon_A^{(\kappa-1)} [\gamma - 1 + \kappa\gamma(\varphi - 1)]} \cdot \left\{ \begin{aligned} & - \frac{\varepsilon_A^{(\kappa-1)} - 1}{\kappa - 1} + \gamma(\varphi - 1)\varepsilon_A^{(\kappa-1)} + \\ & + \frac{\gamma\varphi}{\kappa - 1} \left(\frac{\varepsilon_A}{\varepsilon} \right)^{(\kappa-1)} [\varepsilon^{(\kappa-1)} - \varphi^{(\kappa-1)}] - \\ & - \left(\frac{\Delta p_d + \Delta p_w}{p_0} \right) \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon_A} \right) - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_A}{\varepsilon_A} \right) \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Sprawność η_o jest istotnym parametrem umożliwiającym ocenę obiegu w aspekcie energetycznym. Porównanie sprawności obiegu dla systemu z wcześniejszym zamknięciem zaworu dolotowego i obiegu Seiligera-Sabathe'a, w zależności od osiągniętej pracy obiegów, przedstawiono na rys. 12.



Rys. 12. Porównanie sprawności η_o obiegów Atkinsona-Millera i Seiligera-Sabathe'a, w zależności od pracy obiegów

Fig. 12. Comparison of efficiencies η_o of the Atkinson-Miller and Seiliger-Sabathe cycles versus work of the cycles

Sprawność obiegu Atkinsona-Millera jest wyższa od sprawności otwartego obiegu teoretycznego Seiligera-Sabathe'a jedynie w zakresie średnich obciążeń. Niestety ten przyrost sprawności jest niewielki. W zakresie obciążeń najniższego i najwyższego nie obserwuje się wzrostu sprawności obiegu.

3. Podsumowanie

Badania w zakresie zmiennych faz rozrządu prowadzone są przez wiele ośrodków naukowych i badawczo-rozwojowych silników spalinowych [6, 7, 8]. Świadczy to o aktualności przedstawionej problematyki, w ramach której przeprowadzono teoretyczne badanie systemu z niezależnym, opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego. Jako model procesów zachodzących w silniku pracującym według tego systemu przyjęto otwarty obieg teoretyczny Atkinsona-Millera. 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 z powszechnie stosowaną, klasyczną regulacją dławieniową obciążenia. Efekty zastosowania badanego systemu najlepiej wyrazić można przez sprawność energetyczną obiegu. Niestety sprawność otwartego obiegu teore-

tycznego Atkinsona-Millera nie jest znacząco wyższa od obiegu Seiligera-Sabathe'a. Zmniejszenie zużycia paliwa także nie jest zbyt duże. Oznacza to, że sterowanie obciążeniem silnika według systemu z opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego nie przyniesie znaczących korzyści. Niezależne sterowanie zaworami umożliwia regulację pracy silnika także według innych systemów [1, 4]. Mogą to być systemy:

- z wcześniejszym zamknięciem zaworu dolotowego
- z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego, umożliwiającą realizację wewnętrznej recyrkulacji spalin,
- w pełni niezależnego sterowania zaworami, który umożliwia realizację wewnętrznej recyrkulacji spalin wraz z pełną regulacją dawki paliwa.

Analiza powyższych systemów, która zostanie przedstawiona w kolejnych publikacjach, wykazała, że są one znacznie bardziej efektywne.

Skróty i oznaczenia

E	parametr energetyczno-stechiometryczny
H_u	wartość opałowa paliwa, J/kg
L_o	praca obiegu, J
L_w	praca wymiany ładunku, J
m	masa, kg
p	ciśnienie, Pa
Δp_d	średni spadek ciśnienia po stronie dopływu ładunku do silnika, Pa
Δp_w	średni spadek ciśnienia po stronie wypływu spalin z silnika, Pa
Q_d	ilość ciepła dostarczonego do obiegu, J

Q_w	ilość ciepła wyprowadzonego z obiegu, J
T	temperatura, K
V	objętość, m^3
ZI	zapłon iskrowy
γ	parametr (stopień) obciążenia
ε	stopień kompresji
η_o	energetyczna sprawność obiegu
λ	stosunek nadmiaru powietrza
ϕ	parametr (stopień) dociążenia
Ψ	liczba rozdziału ciepła

Literatura

- [1] Postrzednik S., Żmudka Z.: Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.
- [2] Postrzednik S.: Termodynamika zjawisk przepływowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2006.
- [3] Szargut J.: Termodynamika techniczna, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [4] 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.
- [5] Żmudka Z., Postrzednik S.: Flow resistance in the engine inlet-exhaust system as affected by the engine parameters. Combustion Engines, nr 1 (136), 2009.
- [6] Haas M., Rauch M.: Electro-hydraulic fully variable valve train system. ATZ autotechnology, 02, Vol. 10, 2010.
- [7] Franca O.M.: Impact of the Miller cycle in the efficiency of an FVVT engine during part load operation. SAE Tech. Paper, No 2009-36-0081.
- [8] 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.

Zbigniew Żmudka, Ph.D. – Senior Lecturer in the Faculty of Environmental Engineering and Energy at Silesian University of Technology in Gliwice, Poland.

Dr inż. Zbigniew Żmudka – starszy wykładowca na Wydziale Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.



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

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

