

Zbigniew KIERNICKI

OPTYMALIZACJA MODELU PROCESU WYBIEGU TRZYCYLINDROWEGO SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO Z WTRYSKIEM BEZPOŚREDNIM

Optimization of the model of three-cylinder DI diesel retardation process

Wstęp

Modelowanie matematyczne działania silnika spalinowego obejmuje procesy związane zarówno z wytworzeniem energii, jak też z przetworzeniem jej do formy możliwej do wykorzystania [1, 2, 5]. Należy zatem oszacować także straty energii wewnątrz silnika. Jedną z metod służących do tego celu jest wybieg silnika. W ramach obliczeń symulacyjnych procesu wybiegu silnika spalinowego opracowano model matematyczny oraz program komputerowy do obliczania parametrów procesu wybiegu. Przedstawiono przebieg doboru parametrów modelu dla wolnossącego, trzycylindrowego silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim. Postawione zadanie polegało na uzyskaniu zestawu parametrów modelu najdokładniej odwzorowującego charakterystykę strat wewnętrznych silnika. Za wyjściowy przyjęto zestaw parametrów modelu opartych na ogólnych zależnościach podawanych w literaturze dla analizowanego typu silnika. Przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń modelu oparte na danych wysokoprężnego silnika z wtryskiem bezpośrednim AD3.152.

Ogólne Założenia Modelu

Opracowany model wybiegu silnika wysokoprężnego działa według zasad przedstawionych w innej publikacji [4]. Zmienną wejściową modelu jest prędkość obrotowa wału korbowego silnika, która wpływa na przebieg procesów wewnątrz cylindra. Wielkością wyjściową modelu jest moment strat wewnętrznych oraz wynikające z niego opóźnienie kątowe. Powoduje ono zmianę prędkości obrotowej wału do wartości, przy której odbywa się kolejny obieg roboczy w analizowanym

Dr inż. **Zbigniew Kiernicki**, Katedra Pojazdów Samochodowych Politechniki Lubelskiej.

cylindrze. Przyjęto tu założenie upraszczające, że obieg roboczy odbywa się przy niezmienniej, średniej prędkości obrotowej wału silnika, zaś prędkość wału zmienia się skokowo z obrotu na obrót wału. Model automatycznie określa prędkości obrotowe, przy których zachodzą kolejne obiegi robocze w cylindrze.

Na podstawie pomiaru procesu wybiegu, za pomocą metody inercyjnej [3], można określić moment strat wewnętrznych silnika M_{sw}

$$M_{sw} = \varepsilon \cdot J_z \quad (1)$$

gdzie:

J_z – masowy moment bezwładności silnika, zredukowany na oś wału korbowego oraz uśredniony w czasie jednego obrotu,

ε – opóźnienie kątowe wału korbowego silnika, uśrednione w czasie jednego obrotu.

Opóźnienie kątowe wału korbowego może być wyznaczone metodą różnicową na podstawie pomiaru czasów trwania t_i kolejnych obrotów wału silnika [3]:

$$\varepsilon_i = 4\pi \frac{\Delta t_i - \Delta t_{i+1}}{\Delta t_i \cdot \Delta t_{i+1} \cdot (\Delta t_i + \Delta t_{i+1})} \quad (2)$$

Znając wartość średniej prędkości kątowej wału w obrocie i oraz wartość opóźnienia ε_i , można obliczyć wartość średniej prędkości kątowej wału w obrocie $i+1$:

$$\omega_{i+1} = \frac{1}{2} \left(\omega_i + \frac{\pi \cdot \varepsilon_i}{\omega_i} + \sqrt{\left(\omega_i + \frac{\pi \cdot \varepsilon_i}{\omega_i} \right)^2 + 4\pi \cdot \varepsilon_i} \right) \quad (3)$$

W ten sposób można uzyskać prędkościową charakterystykę strat wewnętrznych silnika $M_{sw} = f(\omega)$ oraz wykorzystywać ją do weryfikacji wyników obliczeń symulacyjnych.

Na podstawie momentu strat wewnętrznych M_{sw} można wyznaczyć średnie ciśnienie strat wewnętrznych silnika p_{sw} (analogicznie do związku średniego ciśnienia efektywnego z efektywnym momentem obrotowym M_o w publikacji [2, 7]):

$$p_{sw} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \tau \cdot M_{sw}}{V_s \cdot i} \quad (4)$$

Ciśnienie strat wewnętrznych określone jest jako suma oporów mechanicznych ruchu (tarcia) p_T i strat związanych z przepływem czynnika roboczego przez cylindry silnika p_i , wtedy

$$p_{sw} = p_T + p_i \quad (5)$$

We wzorze (5) zastosowano oznaczenie p_i , ponieważ metodyka wyznaczenia wartości średniego ciśnienia strat przepływu gazów przez cylinder jest iden-

tyczna z metodyką wyznaczania średniego ciśnienia indykowanego (z tym, że wartości wynikowe są ujemne).

Cykl roboczy silnika podczas wybiegu

Procesy sprężania i rozprężania czynnika w cylindrze podczas wybiegu opisano za pomocą przemian politropowych. Przyjęto, że koniec sprężania jest jednocześnie początkiem rozprężania. Chwilowe ciśnienie czynnika przy sprężaniu opisane jest zależnością:

$$p = p_1 \left(\frac{V_1}{V} \right)^{n_1} \quad (6)$$

zaś chwilowe ciśnienie czynnika przy rozprężaniu

$$p = p_c \left(\frac{V_c}{V} \right)^{n_2} \quad (7)$$

gdzie :

V_1 – objętość czynnika roboczego przy ciśnieniu p_1 (w początku sprężania),

V_c – objętość czynnika roboczego przy ciśnieniu maksymalnym p_c (koniec sprężania).

Bieżącą objętość czynnika roboczego wyznaczano według zależności

$$V = \frac{V_s}{\varepsilon_c} \left[1 + 0,5 \cdot \varepsilon_c \cdot \left(1 - \cos \varphi + \frac{R}{2L} \sin^2 \varphi \right) \right] \quad (8)$$

Obliczanie procesów zachodzących w cylindrze silnika (sprężanie i rozprężanie) oparto na metodyce przedstawionej przez Wajanda [6]. Jako krok obliczeniowy przyjęto 1°OWK.

Straty mechaniczne podczas wybiegu silnika

Ze względu na brak dostępnej informacji o stratach mechanicznych podczas wybiegu rozpatrzono kilka wariantów opisu strat mechanicznych, uwzględniając różne wzory empiryczne przedstawione w literaturze. Straty mechaniczne określano między innymi na podstawie formuły Skirojskiego [6]:

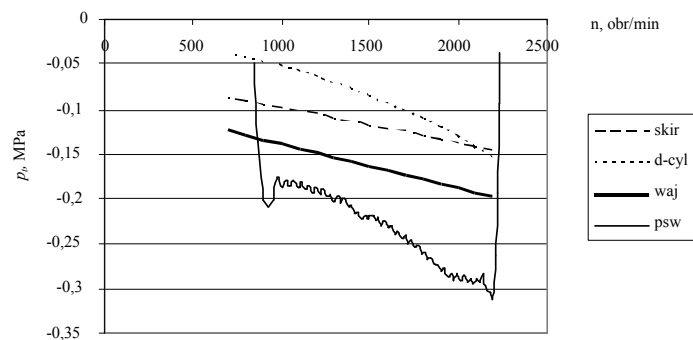
$$p_T = 0,0981 \cdot \left(0,632 + 3,36 \cdot 10^{-4} \cdot n + 2,28 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 \right) \text{ [MPa]} \quad (9)$$

Średnie ciśnienie tarcia w zależności od średniej prędkości tłoka dla silnika z wtryskiem bezpośrednim wyznaczano według zależności podanej przez Wajanda [7, 8]:

$$p_T = 0,089 + 0,0118 \cdot c_{\dot{s}r} \quad (10)$$

Z kolei wzór uwzględniający wymiary silnika jest następujący [6]:

$$p_t = 0,67 \cdot (1000 \cdot D)^{-0,329} - 8,9^{-0,943} \cdot \left(1 - \left(\frac{n}{n_N}\right)^2\right) \quad (11)$$



Rys. 1. Wartości średniego ciśnienia tarcia oszacowane wzorami empirycznymi; psw – przebieg z pomiaru podczas wybiegu

Porównanie wartości strat mechanicznych, szacowanych za pomocą analizowanych wzorów przedstawiono na rys. 1.

Wyniki obliczeń modelu

Model procesu wybiegu [4] optymalizowano ze względu na dwa aspekty: dokładniejsze wyznaczenie wartości wykładników politrop sprężania i rozprężania oraz dobór przebiegu zmian strat mechanicznych podczas wybiegu. Celem przeprowadzonej optymalizacji jest uzyskanie obliczonej prędkościowej charakterystyki strat wewnętrznych silnika, zgodnej z przebiegiem zmierzonym.

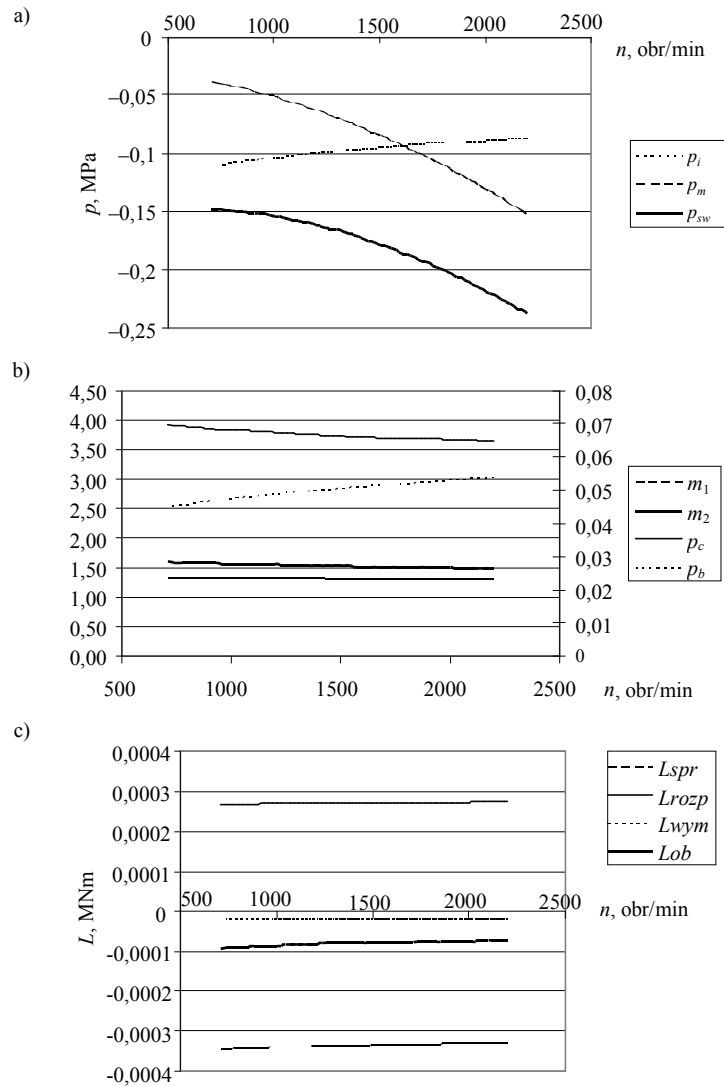
Na podstawie zarejestrowanych przebiegów ciśnienia w cylindrze podczas wybiegu określono wartości średnich wykładników politrop sprężania i rozprężania dla poszczególnych obiegów. Wyznaczono też wartości średnich prędkości obrotowych obiegów roboczych. Określono zmiany średnich wykładników politrop w funkcji prędkości obrotowej za pomocą następujących zależności:

– sprężanie

$$m_1 = 1,4971 - 0,02301 \cdot \ln(n) \quad (12)$$

– rozprężanie

$$m_2 = 2,1113 - 0,0791 \cdot \ln(n) \quad (13)$$

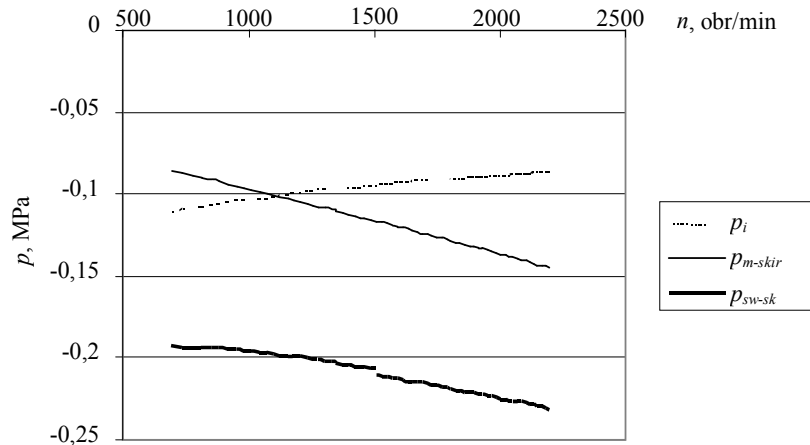


Rys. 2. Przykładowe wyniki analizy ciśnień w cylindrze i wykładników politrop (b), pracy poszczególnych procesów i pracy całkowitej obiegu (c) oraz średniego ciśnienia indykowanego, strat mechanicznych i strat wewnętrznych (a) dla silnika AD3.152

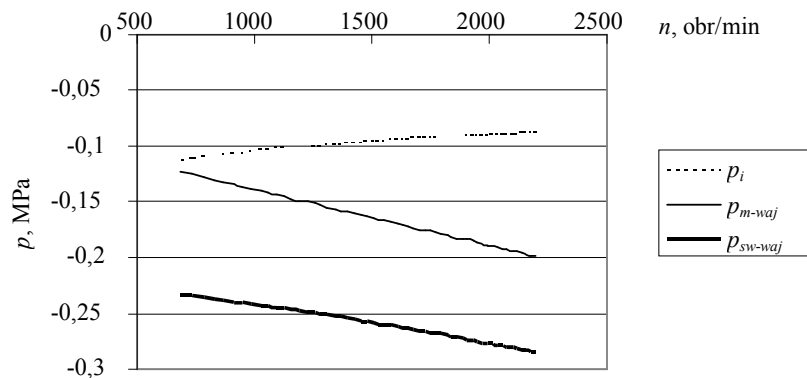
Przeanalizowano zmiany ciśnień w cylindrze, pracy poszczególnych procesów i pracy całkowitej obiegu oraz średniego ciśnienia indykowanego, strat me-

chanicznych i strat wewnętrznych. Na rys. 2 przedstawiono przykładowe wyniki analizy, przeprowadzonej z zastosowaniem wzoru (11).

Po przyjęciu zmian średniego ciśnienia indykowanego p_i podczas wybiegu wyznaczono różne warianty przebiegu strat wewnętrznych, biorąc pod uwagę klasyczne wzory (9) i (10) określające straty mechaniczne.

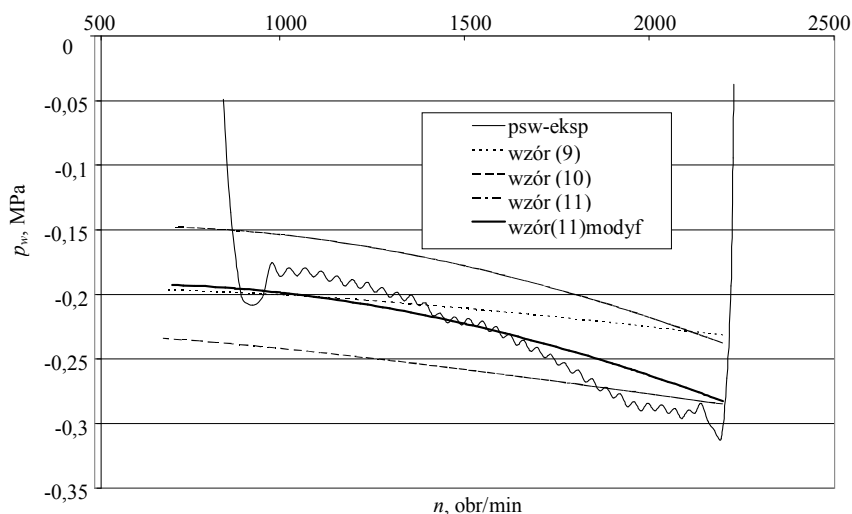


Rys. 3. Przebieg średniego ciśnienia strat wewnętrznych p_{sw} , wyznaczony dla silnika AD3.152 przy zastosowaniu wzoru (9)



Rys. 4. Przebieg średniego ciśnienia strat wewnętrznych p_{sw} , wyznaczony dla silnika AD3.152 przy zastosowaniu wzoru (10)

Na rysunku 5 przedstawiono porównanie aproksymowanych strat wewnętrznych silnika wysokoprężnego z wartościami zmierzonymi doświadczalnie. Można stwierdzić, że w przypadku silnika AD3.152 najbardziej zbliżony, ze względu na kształt, do zarejestrowanego podczas badań eksperymentalnych jest przebieg uzyskany z wykorzystaniem zależności (11).



Rys. 5. Porównanie przebiegów średniego ciśnienia strat wewnętrznych p_{sw} wyznaczonych dla silnika AD3.152

Nasuwa się spostrzeżenie, że przez prostą modyfikację wzoru (11) – przesunięcie bez ingerencji w podstawową strukturę wzoru – można uzyskać zależność opisującą przebieg strat wewnętrznych podczas wybiegu silnika. Wydaje się także, że dla tego typu silnika straty wewnętrzne powinny być przedstawiane raczej przez funkcję kwadratową niż liniową. Należy stwierdzić, że wartości średniego ciśnienia strat wewnętrznych silnika odpowiadają wartościom podawanym w literaturze [8].

Wnioski

Przeprowadzone badania symulacyjne umożliwiają sformułowanie następujących wniosków:

1. Przyjęta koncepcja modelu pozwala na dość wierne odtworzenie przebiegu dynamicznej charakterystyki prędkościowej podczas wybiegu silnika.
2. Wartości wykładników politrop sprężania i rozprężania podczas wybiegu przyjmują inne wartości niż podczas normalnej pracy silnika. Wykładnik politropy rozprężania przyjmuje większe wartości.
3. Straty wewnętrzne trzycylindrowego silnika wysokoprężnego AD3.152 powinny być opisywane funkcją kwadratową.
4. Działanie przedstawionego modelu obliczeniowego powinno być sprawdzone w odniesieniu do innych silników podobnego typu.

Piśminnictwo

1. Ambrozik A., Razumovsky M.: Model obliczeń cyklu pracy tłokowego silnika spalinowego. KONES 2, 1, 1995.
2. Cichy M.: Silniki o działaniu cyklicznym. Podstawy teorii i działania. Wyd. Polite. Gdańskiej, Gdańsk 1989, 183.
3. Kiernicki Z.: The Accuracy of Engine Crankshaft's Speed and Acceleration Measurements in the Inertial Method of Engine Testing. Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN, Vol. II, Lublin, 2002.
4. Kiernicki Z.: Wstępny model procesu wybiegu silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim. Висник Аграрной Науки Причорноморья, Випуск 4(18), 16-24, 2002.
5. Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa 1990.
6. Wajand J.: Mikrokomputerowe obliczenia silnika spalinowego. WKŁ, Warszawa 1990.
7. Wajand J.: Silniki o zapłonie samoczynnym. WNT, Warszawa 1988.
8. Wajand J., Wajand J.: Tłokowe silniki spalinowe. WNT, Warszawa 1993.

Streszczenie

W referacie przedstawiono proces optymalizacji modelu wybiegu wolnossącego silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim. Przedstawiono algorytm obliczeniowy modelu cyklu roboczego bez spalania. Przykładowe obliczenia wykonano dla silnika AD3.152. Uzyskano zestaw parametrów modelu umożliwiający dość dobre odwzorowanie przebiegu charakterystyki strat wewnętrznych badanego typu silnika.

Summary

The optimization process of the model of DI diesel retardation has been presented in the paper. The calculation model of engine work cycle without burning has been introduced. The exemplary calculations have been done for AD3.152 engine. The model parameter set which makes possible the identity mapping of internal losses characteristics of tested engine type has been obtained.

Recenzent: