

OCENA SZCZELNOŚCI KOMORY SPALANIA OKRĘTOWEGO TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO W CZASIE EKSPLOATACJI

Marek LUTOWICZ

Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów

Akademia Marynarki Wojennej 81-919 Gdynia Śmidowicza 69, e-mail: mluto@wp.pl

Streszczenie

Poprzez aproksymację przebiegu ciśnienia wewnątrzcyldrowego tłokowego silnika spalinowego ograniczonego do procesu sprężania przebiegiem uzyskanym z modelu można wyznaczyć wartości parametrów wejściowych dla tego modelu. Opracowano model teoretyczny procesu sprężania, umożliwiający wyznaczenie teoretycznego przebiegu ciśnienia jako funkcji kąta obrotu wału. Jeśli skutkiem przeprowadzonych symulacji teoretyczny przebieg krzywej sprężania pokryje się z przebiegiem pomierzonym można założyć, że symulowana nieszczelność wywiera taki sam skutek jak rzeczywista i może być miarą diagnostyczną. Dodatkowo ekstrapolacja tak wyznaczonego przebiegu sprężania w obszar spalania ułatwia wyznaczenie ciśnienia końca sprężania i lokalizację na wykresie punktu w którym tłok osiąga górne martwe położenie.

Słowa kluczowe: diagnostyka, silnik, sprężanie, nieszczelność.

MARINE DIESEL ENGINE COMBUSTION CHAMBER TIGHTENS ASSESSMENT IN THE OPERATION CONDITIONS

Summary

Using a mathematical model which is achieved as an approximation of internal cylinder pressure during the only compression process in rotary internal combustion engines it is possible to get values of internal parameters for this model. A theoretical model for compression process has been developed for define a theoretical pressure curve in function of shaft's rotation angle. If as a result of theoretical simulation a path of compression curve will be the same as a real path of measured pressure it could be state that the simulated leakage caused the same result as a real leakage cause and may be used as a diagnostic measure. Additionally extrapolation of the theoretical path of compression achieved this way in to the range of combustion gives possibility to easier asses compression pressure in the end of the compression and to find out the TDC of the piston.

Keywords: Diagnostics, engine, compression, not-tightness.

1. WSTĘP

Konsekwencją zużycia tłokowego silnika spalinowego jest przeważnie obniżone ciśnienie sprężania i wzrost temperatury spalin wylotowych. Dotychczas istniejące indykatory elektroniczne, szczególnie w przypadku zastosowania ich na silnikach średnio-obrotowych, najczęściej umożliwiają tylko stwierdzenie faktu obniżonego maksymalnego ciśnienia spalania. Jest to informacja niewystarczająca do stwierdzenia jaka jest tego przyczyna ponieważ wartość maksymalnego ciśnienia spalania zależy nie tylko od ciśnienia sprężania lecz przede wszystkim od ciśnienia doładowania i parametrów wtrysku paliwa. W warunkach eksploatacyjnych pomiar maksymalnego ciśnienia sprężania w silnikach średnio-obrotowych zakłócony jest przez przyrost ciśnienia wywołany spalaniem występującym przed osiągnięciem przez tłok punktu GMP [2]. Gdyby taki pomiar był możliwy to również nie uzyskamy

odpowiedzi w jakim stopniu ciśnienie to zależy od szczelności układu, a w jakim od luzów w układzie korbowym, od faz rozrządu, od ciśnienia doładowania i od drożności układu wymiany ładunku. Postawiono tezę, że poprzez aproksymację przebiegu ciśnienia wewnątrzcyldrowego tłokowego silnika spalinowego ograniczonego do procesu sprężania przebiegiem uzyskanym z modelu matematycznego można wyznaczyć wartości parametrów wejściowych dla tego modelu. Jeśli skutkiem przeprowadzonych symulacji teoretyczny przebieg krzywej sprężania pokryje się z przebiegiem pomierzonym można założyć, że symulowana nieszczelność wywiera taki sam skutek jak rzeczywista i wówczas parametr ją opisujący może być miarą diagnostyczną. Możliwe jest również wyznaczenie innych miar diagnostycznych, które uszczegółowią stawianą diagnozę o stanie technicznym przestrzeni roboczych silnika pod względem jakościowym i ilościowym.

2. MODEL PROCESU SPRĘŻANIA

Zastosowany model wynika z I zasady termodynamiki. Stosując metodę różnic skończonych, dla wybranego kroku objętości ΔV_i przy znanych parametrach punktu i -tego obliczane są parametry punktu $(i+1)$ [1, 6]. Aby model umożliwił wyznaczenie teoretycznego przebiegu ciśnienia sprężania z uwzględnieniem strat energii związanej z wymianą ciepła i ubytkiem masy czynnika roboczego (jaka zachodzi pomiędzy przestrzenią roboczą a skrzynią korbową, kanałem doprowadzenia powietrza i kanałem wylotu spalin), równanie bilansu energii dla i -tego elementu kąta obrotu wału korbowego α_i zapisano w postaci:

$$\Delta U_i = -\Delta L_i - \Delta Q_{wi} - \Delta E_{ni} \quad (1)$$

Pierwszy człon równania (1) stanowi energia wewnętrzna akumulowana w czynniku roboczym. Przy założeniu, że energia ta zależy tylko od temperatury, człon ten wyrażono jako:

$$\Delta U = U(T_i) - U(T_{i+1}) \quad (2)$$

Człon drugi równania (1) stanowi praca zewnętrzna wyrażona jako:

$$\Delta L_i = \frac{p_i + p_{i+1}}{2} (V_{i+1} - V_i) \quad (3)$$

gdzie nieznanne ciśnienie w punkcie $i+1$ wyznaczono z równana stanu:

$$p_{i+1} = p_i \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right) \cdot \left(\frac{T_{i+1}}{T_i} \right) \quad (4)$$

Kolejnym członem równania (1) jest ilość ciepła wymienionego przez ładunek ze ściankami komory spalania. Ciepło to obliczono zgodnie z wzorem Newtona. W opracowanym modelu w procesie wymiany ciepła uwzględniono temperaturę cylindra o polu powierzchni zależnym od położenia kąтового obrotu wału korbowego i zwykle wyższą średnią temperaturę głowicy i tłoka o stałym polu powierzchni. W rozważaniach przyjęto, że średnia temperatura powierzchni głowicy i tłoka jest o 75 K większa niż cylindra. Zapewni to zmienność średniej temperatury komory spalania jako funkcji położenia kąтового obrotu wału korbowego. Z pośród wielu znanych formuł empirycznych określających wartość współczynnika przejmowania ciepła w komorach roboczych silników zdecydowano wykorzystać formułę Hohenberga [5]:

$$h_c = 130 V_c^{-0,06} p^{0,8} T^{-0,4} (c_m + 1,4)^{0,8} \quad (5)$$

gdzie:

- h_c – współczynnik wymiany ciepła [W/(m²K)]
- V_c – objętość przestrzeni nad tłokiem [m³],
- p – ciśnienie [bar],
- T – temperatura czynnika [K],
- c_m – średnia prędkość tłoka [m/s]

Ostatnim członem równania (1) jest energia odprowadzana wraz z czynnikiem wypływającym przez nieszczelności. Jest to energia jakiej użyto dotychczas do jego sprężenia. Energię tą wyraża formuła:

$$\Delta E_{ni} = \Delta m \cdot i_{(T_i)} \quad (6)$$

Całkowity przekrój nieszczelności, przez który może następować ucieczka czynnika roboczego, stanowi suma pola powierzchni przekroju swobodnego w zamku pierścienia, pola powierzchni sierpowych prześwitów pomiędzy tuleją cylindrową a pierścieniami, pole powierzchni prześwitów pomiędzy grzybkami zaworów i ich gniazdami. Efekt nie przylegania pierścienia może wystąpić w przypadku jego pęknięcia lub zatarcia pierścienia w rowku tłoka. Całkowicie odmienny charakter mają natomiast nieszczelności spowodowane pęknięciami tulei lub tłoka. Natomiast nieszczelności zaworów mogą powstać wskutek pęknięcia i wykruszenia materiału grzybka zaworu lub gniazda, oraz wskutek nie domykania zaworów spowodowanego zużyciem prowadnic lub niewłaściwą regulacją luzów zaworowych.

Parametrem, który wyraża ilościowo utratę czynnika przez nieszczelności, jest współczynnik strat ładunku wyrażony przez stosunek masy ładunku utraconego w czasie całego procesu sprężania do początkowej masy ładunku. Parametr ten jest parametrem obliczeniowym lub wyznaczanym na stanowisku badawczym. W warunkach rzeczywistych nie jest on praktycznie mierzony. Masa traconego przez nieszczelności ładunku jest funkcją pola powierzchni i kształtu nieszczelności, współczynnika przepływu, różnicy ciśnień nad tłokiem i w skrzyni korbowej oraz czasu trwania wypływu:

$$\Delta m_{ni} = f(A_{ni}, \mu, \Delta p, t) \quad (7)$$

gdzie:

- A_{ni} – powierzchnia nieszczelności
- μ – współczynnik wypływu
- Δp – różnica ciśnień
- t – czas trwania wypływu

Z pośród formuł opisujących proces przepływu przez nieszczelności wybrano formułę [1]:

$$\Delta m_{ni} = \Delta t_i \cdot A_{ni} \cdot \Delta p^a \cdot \mu_{cr} \quad (8)$$

Zależnie od przyjętego modelu przepływu wykładnik potęgowy „ a ” mieści się w granicach od 0,5 do 1. Ze względu na różne potencjalne przyczyny nieszczelności nie istnieją żadne przesłanki uzasadniające przyjęcie którejkolwiek z tych wartości [1]. Ponieważ nieznanne jest zarówno pole powierzchni nieszczelności jak i jej kształt a zatem i wartość współczynnika μ_{cr} , w modelu użyto iloczynu powierzchni nieszczelności i współczynnika wypływu. Jako, że powierzchnia nieszczelności nie odniesiona do wymiarów silnika jest parametrem mało sugestywnym, wykorzystano jako parametr zastępczą szczylinę pierścieniową o długości równej obwodowi cylindra [3]. Iloczynnem współczynnika wypływu i szerokości tej szczeliny oznaczono μ_i . Wówczas ubytek masy czynnika Δm_i przepływającego przez nieszczelności w czasie Δt traktując jako przepływ płynu nieściśliwego wyrażono:

$$\Delta m_i = \pi D \cdot \mu_i \cdot \Delta t \sqrt{2 \Delta p_i \frac{m_i}{V_i}} \quad (9)$$

gdzie:

D – średnica cylindra,

μ_i – iloczyn współczynnika wypływu i szerokości szczeliny zastępczej,

Δp – różnica ciśnień w cylindrze i skrzyni korbowej silnika,

m_i – masa czynnika w cylindrze

V_i – chwilowa objętość cylindra

W zależności (2) U_{i+1} jest funkcją nieznanąj temperatury T_{i+1} . Jako pierwsze przybliżenie wartości temperatury w punkcie (i+1) przyjęto następującą formułę:

$$\tilde{T}_{i+1} = T_i \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^{\gamma-1} \quad (10)$$

Wykładnik politropy przybliżono wykładnikiem adiabaty powietrza. Przybliżenie to skutkuje błędem w bilansie energii. Jeżeli nadwyżka energii jest mniejsza od zadanej dokładności obliczeń, przyjmuje się, że parametry końca przemiany zostały obliczone poprawnie i przystępuje się do obliczeń dla następnej wartości kąta obrotu wału korbowego. Natomiast jeżeli nadwyżka bilansu jest większa niż 0,01 J oblicza się ponownie końcową temperaturę przemiany według wzoru:

$$T'_{i+1} = T_{i+1} - \frac{\Delta E}{\frac{m_{i+1}}{M} c_{mv}(T_{i+1})} \quad (11)$$

gdzie: $c_{mv}(T_{i+1})$ – molowe różniczkowe ciepło właściwe czynnika.

Obliczenia powtarza się, aż do uzyskania mniejszej wartości nadwyżki bilansu energii od założonej dokładności obliczeń.

3. METODY DOBORU WARTOŚCI PARAMETRÓW WEJŚCIOWYCH

Przedstawiony model może być przekształcony w model operacyjny, jeżeli określone zostaną parametry wejściowe oraz podane zostaną warunki graniczne (początkowe i brzegowe) umożliwiające znalezienie rozwiązań szczegółowych. Trudno jest określić z wystarczającą dokładnością wartość któregokolwiek istotnego parametru wejściowego z wyjątkiem wymiarów geometrycznych i prędkości obrotowej. Nieznane wartości parametrów wejściowych mogą być znalezione na drodze optymalizacji zmierzającej do tego aby obliczony przebieg sprężania był możliwie najlepszym przybliżeniem danych uzyskanych z pomiaru. Zgodnie z postawioną tezą pracy uzyskane tak wartości mogą być parametrami diagnostycznymi. Ze względu na znaczną ilość parametrów o nieznanach wartościach i błędy toru pomiarowego dobór właściwej metody optymalizacji ma istotne znaczenie. Ponieważ żadna z przebadanych metod w czystej postaci nie dała pozytywnego rezultatu, zastosowano kombinację kilku metod gdzie:

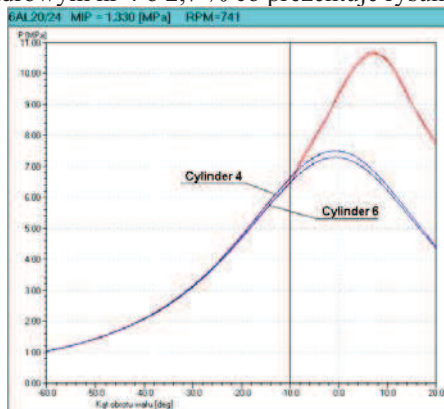
- 1) T_0 założono jako stałe, jako p_0 przyjęto 0,1MPa
- 2) wygenerowano populację o losowych wartościach parametrów T_s, ε, μ_i ,
- 3) wyznaczono krzywe modelowe z parametrami $T_0, T_s, \varepsilon, \mu_i$ i p_0 ;
- 4) z aproksymacji wyznaczono wzmocnienia k_u , przy których amplitudy przebiegów modelowych i pomiarowego na początku i końcu rozpatrywanego przedziału są sobie równe;
- 5) metodą przeszukiwania lokalnego wyznaczono przesunięcia $\Delta \alpha$ i Δp_t pomiędzy krzywymi: modelowymi skorygowanymi o obliczone w punkcie 4 wzmocnienia a pomiarową tak, aby sumy kwadratów różnic między nimi były najmniejsze;
- 6) powtarzano obliczenia od punktu 4 dopóki suma kwadratów różnic między krzywą modelową a pomiarową w kolejnym kroku zmniejszała się;
- 7) parametry p_0 skorygowano o obliczone wzmocnienia k_u i powtarzano obliczenia od punktu 3 do czasu, aż w całej populacji $|k_u - 1| < 0,001$;
- 8) jeśli nie przekroczono założonego czasu obliczeń, wykonywano operacje genetyczne selekcję krzyżowanie i mutację na parametrach T_s, ε, μ_i i powtarzano obliczenia od punktu 3;
- 9) z populacji rozwiązań wybrano rozwiązanie o najlepszym dopasowaniu.

4. WYNIKI BADAŃ EKSPLOATACYJNYCH

Pierwszym przypadkiem zastosowania opisanej metody wyodrębnienia parametrów diagnostycznych, gdzie dotychczasowe metody diagnostyczne dostarczają niejednoznaczne rezultaty, był jeden z silników 5BAH22 zespołu prądotwórczego. W silniku tym stwierdzono przekroczenie dopuszczalnej temperatury w zbiorczym kanale spalin wylotowych. Diagnozę utrudniał nie funkcjonujący układ pomiaru temperatur spalin. Ciśnienie doładowania było tylko nieznacznie mniejsze niż w innych silnikach tego typu, przy analogicznym obciążeniu. Przeprowadzone indykowanie wykazało natomiast znaczne rozrzuty w odniesieniu do wartości średniej ciśnień sprężania w poszczególnych cylindrach. W sytuacji takiej należałoby podejrzewać, że niektóre zawory wylotowe straciły szczelność, a wpływ czynnika roboczego przez nieszczelności powoduje spadek ciśnienia i wzrost temperatury spalin. Gdy zarejestrowane przebiegi ciśnienia wewnątrz cylindrowego poddano obróbce w celu wyznaczenia parametrów wejściowych, stwierdzono, że różnice w ciśnieniach sprężania spowodowane są różnicami ciśnień początkowych w poszczególnych cylindrach. Ciśnienia sprężania były wprost proporcjonalne do ciśnień początkowych z wyjątkiem cylindra nr 4. Pozwoliło to na postawienie diagnozy, że układy cylindrowe są szczelne, natomiast przyczyną wzrostu

temperatury jest zmniejszony dopływ powietrza spowodowany pogorszoną drożnością kanałów dolotowych. Diagnozę tą potwierdziły przeprowadzone badania endoskopowe.

Na jednym z holowników Marynarki Wojennej z silnikiem 6ATL25/30 po remoncie w roku 1998 stwierdzono fakt zawyżonego ciśnienia sprężania. Bezpośrednio po remoncie można wykluczyć możliwość osadzania się znacznych grubości nagaru na powierzchniach tłoka i głowicy. Na podstawie analizy obwiedni drgań rejestrowanych na głowicy silnika stwierdzono, że fazy rozrządu są prawidłowe. Z aproksymacji procesu sprężania krzywą modelową potwierdzono zawyżenie wartości ciśnienia sprężania w układzie cylindrowym nr 4 o 2,7 % co prezentuje rysunek 1.



Rys. 1. Zawyżone ciśnienie sprężania w cyl. 4 w porównaniu do cyl. 6. (kolor czerwony przebiegi ciśnienia, niebieski modelowe przebiegi sprężania).

Nie stwierdzono istotnych różnic w wyznaczonych wartościach ciśnień początkowych (zawierały się one w przedziale $0,239 \div 0,242$ MPa). Wyznaczona nieszczelność jako zastępcza szczelina pierścieniowa przyjmowała wartości $5,4 \div 5,7 \mu\text{m}$. Istotnie natomiast różniły się wyznaczone geometryczne stopnie sprężania 13,10 dla cylindra 4 i 12,71 średnio - dla pozostałych cylindrów. Ponieważ 3 % odstępstwa od średniej jest dla ciśnienia sprężania dopuszczalne, okręt pływa do dnia dzisiejszego. Jak wykazały późniejsze badania diagnostyczne realizowane w kolejnych latach eksploatacji stan ten nie uległ zmianie. Pomimo, że pomiarów dokonywano przy różnym stanie obciążenia rozkład ciśnień nie uległ znaczącym zmianom.

Podczas regulacji silnika 16ASV25/30 na okręcie w jednym z układów cylindrowych stwierdzono fakt obniżonego maksymalnego ciśnienia wewnątrz cylindrowego i wzrost temperatury spalin. Uwzględnienie poprawek wyznaczonych z dopasowania modelu powoduje, że skorygowane ciśnienia początkowe pokrywają się. Równość ciśnień początkowych jednoznacznie wyklucza spadek ciśnienia spowodowany nieprawidłowościami w układzie wymiany ładunku. Możliwymi przyczynami obniżonego ciśnienia sprężania mogły być: utrata szczelności

przestrzeni roboczej lub powiększenie komory spalania. Wyznaczone parametry tj. geometryczny stopień sprężania na poziomie 12,93 i zastępcza szczelina $17,7 \mu\text{m}$ jednoznacznie wskazały na brak szczelności. W czasie remontu stwierdzono nieszczelność zaworu wylotowego spowodowaną głębokim wżerem korozyjnym.

5. WNIOSKI

Zastosowanie optymalizacji wartości parametrów wejściowych modelu procesu sprężania nie daje możliwości jednoznacznego wyznaczenia przyczyny powstania nieszczelności przestrzeni roboczych silnika. Jednak diagnostykę tego typu można uznać za diagnostykę szczegółową, gdyż jednoznacznie lokalizuje układ cylindrowy o zmienionym stanie technicznym i spośród wielu przyczyn obniżonego ciśnienia sprężania kwalifikuje jedną z możliwych przyczyn degradacji silnika:

1. utrata szczelności komory spalania,
2. zmiana objętości komory spalania,
3. utrata drożności układu wymiany czynnika roboczego.

Największą dokładność wyznaczenia parametrów związanych ze szczelnością przestrzeni roboczych uzyskano przy minimalnej prędkości obrotowej silnika.

LITERATURA

- [1] Cichy M.: *Obliczanie procesów sprężania i rozprężania metodą różnic skończonych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej – Mechanika Nr 73, Gdańsk 1996.
- [2] Łutowicz M., Polanowski S., Wontka L.: *Diagnozowanie strat ciśnienia w cylindrach silników tłokowych*. IV Symposium Naukowo-Techniczne SILWOJ, Jurata 1999.
- [3] Pszczółkowski J., Koliński K.: *Koncepcja modelu napędzania wału korbowego dla celów diagnostyki silnika*. Krajowa konferencja diagnostyka techniczna urządzeń i systemów, Ustroń 2003.
- [4] Rychter T., Teodorczyk A.: *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego*. PWN, Warszawa 1990.
- [5] Sobieszczański M.: *Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych*. WKŁ, Warszawa 2000.
- [6] Wajand J. A. i in: *Mikrokomputerowe obliczenia silnika spalinowego*. WNT, Warszawa 1990.



dr inż. **Marek ŁUTOWICZ**
asystent w Instytucie
Konstrukcji i Eksploatacji
Okrętów Akademii Marynarki
Wojennej.