

Dr inż. Grzegorz Koszałka

Katedra Silników Spalinowych i Transportu
Politechnika Lubelska
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, Polska
e-mail: g.koszalka@pollub.pl

Prognozowanie trwałości układu tłok-pierścienie-cylinder silnika o zapłonie samoczynnym z wykorzystaniem modelu uszczelnienia TPC

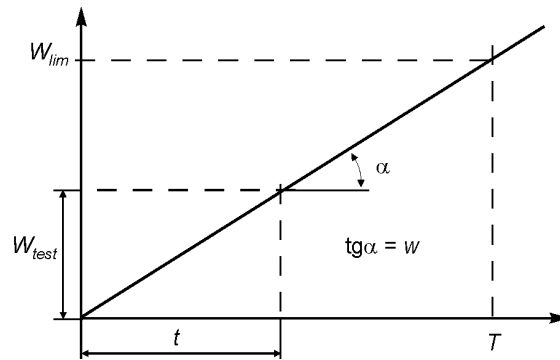
Słowa kluczowe: silnik spalinowy, prognozowanie trwałości, zużycie, przedmuchy spalin, tuleja cylindrowa, pierścień tłokowy

Streszczenie. W artykule przedstawiono nową metodę prognozowania trwałości tłokowego silnika spalinowego, wykorzystującą wyniki pomiarów zużycia elementów układu tłok-pierścienie-cylinder oraz komputerową symulację uszczelnienia TPC silnika. W przeciwieństwie do tradycyjnych metod, proponowana metoda nie wymaga wyprzedzającej znajomości zużycia granicznego, kluczowego dla dokładności prognozy, a którego wiarygodne określenie dla nowych konstrukcji jest trudne. W prezentowanej metodzie zużycie graniczne wyznaczane jest na podstawie analitycznego modelu uszczelnienia TPC. W artykule przedstawiono przykład wykorzystania metody do prognozowania trwałości samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym.

1. Wprowadzenie

Układ TPC (tłok-pierścienie-cylinder) jest podstawowym układem funkcjonalnym silnika, a jego najważniejszą funkcją jest szczelne, ruchome zamknięcie komory spalania. Ze względu na warunki pracy, elementy układu TPC nie mogą być zbyt dokładnie pasowane i występują między nimi luzy. W związku z tym uszczelnienie to nie jest w pełni szczelne, gdyż przez szczeliny pomiędzy cylindrem, tłokiem i pierścieniami może przepływać gaz z komory spalania do skrzyni korbowej oraz olej silnikowy do komory spalania. Na skutek zużycia elementów luzy powiększają się, co prowadzi do spadku szczelności. Dobrymi miarami spadku szczelności układu TPC są wzrost przedmuchów spalin do skrzyni korbowej i wzrost zużycia oleju silnikowego. Wzrost przedmuchów spalin i zużycia oleju jest niekorzystny dla silnika ponieważ powoduje: spadek mocy silnika, wzrost zużycia paliwa i oleju i w konsekwencji wzrost emisji składników toksycznych ze spalinami, przyspieszone zużycie jakościowe oleju silnikowego i zużycie elementów, a także obniżenie zdolności rozruchowych silników z zapłonem samoczynnym [1, 9, 10]. Naprawa zużytego zespołu TPC jest czasowo- i kosztochłonna i jeśli jest wykonywana to zwykle w ramach remontu kapitalnego. W wielu silnikach, zwłaszcza mniejszych, naprawa taka jest ekonomicznie nieuzasadniona. W związku z tym nadmierne zużycie układu TPC zwykle decyduje o trwałości całego silnika lub, w uzasadnionych przypadkach, o konieczności przeprowadzenia remontu kapitalnego.

Metody wyprzedzającego określania trwałości układu TPC pozwalają na skrócenie czasu i zmniejszenie kosztów badań. Klasyczne metody prognozowania trwałości polegają na ocenie przebiegu zużycia wybranych elementów układu TPC na podstawie skróconych badań, a następnie ekstrapolowaniu tego przebiegu i wyznaczeniu czasu po jakim zużycie osiągnie wartość graniczną (rys. 1).



Rys. 1. Zasada prognozowania trwałości

Warunkiem uzyskania wiarygodnych wyników w prognozowaniu trwałości jest poprawne wyznaczenie przebiegu zużycia oraz znajomość wartości zużycia granicznego. Zwykle pierwszy warunek jest spełniony, jeśli warunki pracy silnika w czasie badań nie prowadzą do zużycia jakościowo innego, niż to występujące w rzeczywistej eksploatacji oraz gdy przebieg zużycia wyznacza się na podstawie pomiarów przeprowadzonych na dotartym silniku. Doświadczenia wskazują, że przebieg zużycia po zakończeniu docierania jest liniowy (intensywność zużywania w jest stała), zwłaszcza w przypadku tulei cylindrowej [7, 11], a silniki wycofywane są z eksploatacji zanim rozpocznie się okres przyspieszonego zużycia elementów.

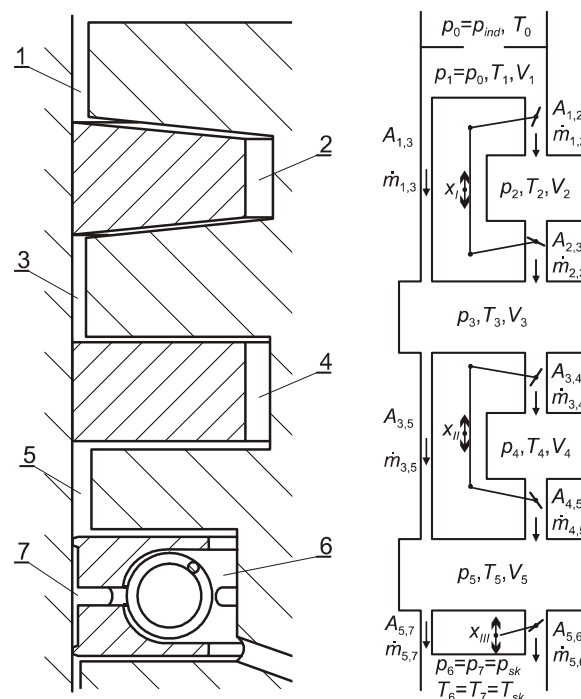
Więcej trudności przysparza ustalenie wartości zużycia granicznego, ponieważ nie ma liniowej zależności pomiędzy wartością zużycia elementów, a spadkiem szczelności układu TPC. W związku z tym graniczne wartości zużycia elementów silnika wyznacza się najczęściej metodami statystycznymi, na podstawie pomiarów wykonanych na podobnych obiektach wycofanych z eksploatacji. Opieranie się na takich empirycznych modelach stanu granicznego obarczone może być znacznym błędem, związanym z różnym wpływem zużycia elementów na działanie uszczelnienia, nawet w podobnych konstrukcjach. Spowodowane jest to złożonymi mechanizmami uszczelniającego działania zespołu TPC, w którym nawet niewielkie zmiany konstrukcyjne mogą powodować znaczne zmiany w efektywności jego działania. Ponadto należy pamiętać, że zwykle stan graniczny ustalany jest w ten sposób na silnikach starszych o co najmniej jedną generację od konstrukcji, dla których prognozuje się trwałość.

W prezentowanej pracy przedstawiono nową metodę prognozowania trwałości układu TPC silnika ZS, w której do wyznaczania granicznych wartości zużycia elementów tego układu wykorzystuje się analityczny model uszczelnienia pierścieniowego, opisujący związki przyczynowo-skutkowe pomiędzy wielkością poszczególnych luzów, a natężeniem przedmichów spalin. Należy podkreślić, że modele analityczne uszczelnienia TPC wykorzystywane są już od pewnego czasu przy konstruowaniu zespołu TPC [2, 12, 13, 14, 15] oraz, że wcześniej potwierdzono przydatność wykorzystanego w niniejszej pracy modelu do oceny eksploatacyjnych zmian szczelności układu TPC [5, 8].

2. Model uszczelnienia układu TPC

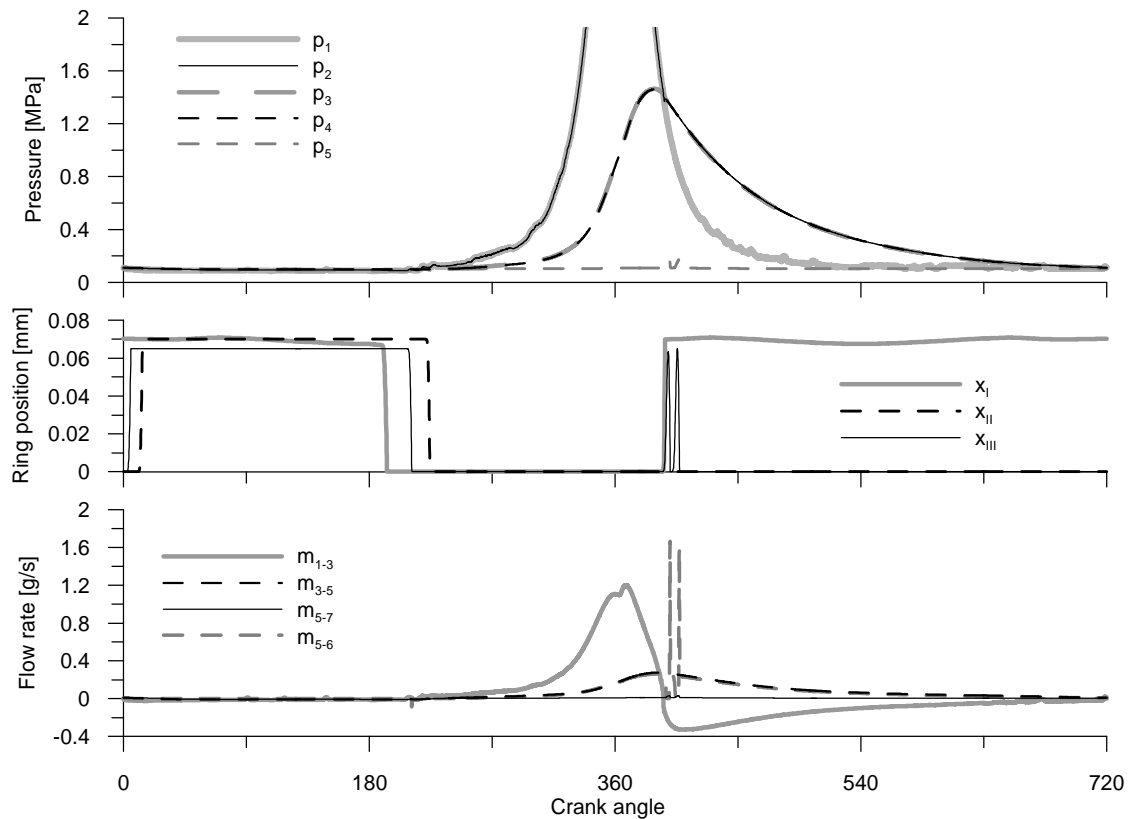
W badaniach wykorzystano zintegrowany model przepływu gazu przez szczeliny układu TPC oraz przemieszczeń pierścieni tłokowych w rowkach tłoka. W modelu przepływu gazu, uszczelnienie TPC potraktowano jako uszczelnienie labiryntowe, składające się z szeregu stopni połączonych szczelinami dławiącymi. Stopnie labiryntu utworzone są przez przestrzenie między- i zapierścieniowe, natomiast szczeliny dławiące utworzone są przez luzy w zamkach pierścieni tłokowych oraz szczeliny pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścieni i rowków pierścieniowych (rys. 2). Przy wyznaczaniu chwilowych wartości

objętości stopni i przekrojów szczelin (wartości te są wyznaczone w funkcji kąta obrotu wału korbowego) uwzględniono odkształcenia cieplne i zużycie elementów. Pola przekroju szczelin pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścienia i rowka w największym stopniu zależą od chwilowego położenia pierścienia w rowku. Osiowe położenia pierścieni w rowkach wyznaczone są z uwzględnieniem działających na nie sił: ciśnienia gazu, bezwładności oraz tarcia o cylinder. Ciśnienie i temperatura gazu w poszczególnych stopniach labiryntu wyznaczone są z wykorzystaniem zasad zachowania energii i masy oraz równania stanu gazu. Natężenia przepływu gazu przez poszczególne kanały dławiące obliczane są przy założeniu, że przepływ jest izentropowy, z uwzględnieniem przypadku przepływu podkrytycznego i krytycznego oraz empirycznego współczynnika przepływu. Szczegółowy opis modelu zaprezentowano wcześniej w pracach [3, 5].



Rys. 2. Schemat uszczelnienia pierścieniowego i odpowiadający mu model uszczelnienia labiryntowego (p_i, T_i – ciśnienia i temperatury gazu w i -tym stopniu uszczelnienia, $\dot{m}_{i,j}$ – strumień masy przepływającej z przestrzeni i do przestrzeni j , x_I, x_{II}, x_{III} – położenia osiowe pierścieni, odpowiednio pierwszego, drugiego i trzeciego) [5]

W wyniku przeprowadzonych obliczeń z wykorzystaniem aplikacji numerycznej modelu otrzymuje się m.in. przebiegi ciśnień w poszczególnych stopniach labiryntu, przemieszczenia pierścieni w rowkach i chwilowe natężenia przepływu gazu przez poszczególne szczeliny w funkcji kąta obrotu wału korbowego (rys. 3). Po scałkowaniu chwilowych natężeń przepływu przez szczelinę zamka pierścienia olejowego oraz szczelinę pomiędzy tym pierścieniem a półką rowka (\dot{m}_{5-7} i \dot{m}_{5-6} na rys. 2 i 3) otrzymuje się natężenie przedmuchów spalin do skrzyni korbowej.



Rys. 3. Ciśnienia w przestrzeniach między- i zapierścienowych, osiowe przemieszczenia pierścieni w rowkach tłoka oraz natężenia przepływu gazu przez zamki pierścieni i szczelinę pomiędzy boczną powierzchnią pierścienia olejowego i rowka w funkcji kąta obrotu wału korbowego wyznaczone z wykorzystaniem modelu uszczelnienia TPC

Dane wejściowe niezbędne do wykonania obliczeń z wykorzystaniem numerycznej aplikacji modelu obejmują m.in.: wymiary elementów silnika oraz przebieg ciśnienia w komorze roboczej silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Wymiary elementów ustala się na podstawie dokumentacji technicznej lub bezpośrednich pomiarów. W przypadku wymiarów kluczowych dla wyników obliczeń, tj. tych, które decydują o przekrojach szczelin i objętościach stopni labiryntu, wartości wprowadzane do programu obliczeniowego powinny uwzględniać odkształcenia cieplne elementów. Odkształcenia cieplne oblicza się, dla danych warunków pracy silnika, metodą MES. Wyznaczone w ten sposób odkształcenia dodaje się do wymiarów wynikających z dokumentacji lub wyznaczonych na podstawie pomiaru zimnych elementów [4]. Najkorzystniej jest, jeśli wykorzystany w obliczeniach przebieg ciśnienia w komorze spalania wyznaczono na podstawie pomiarów wykonanych na rzeczywistym silniku.

We wprowadzanych do obliczeń wymiarach geometrycznych można uwzględnić zużycie poszczególnych elementów układu TPC, w sposób analogiczny jak uwzględnia się odkształcenia cieplne. Dzięki temu można oceniać jak przyrost zużycia wpływa na szczelność układu TPC. Możliwość wykorzystania prezentowanego modelu do oceny wpływu zużycia na przedmuchy została wcześniej potwierdzona poprzez porównanie wyników uzyskanych w obliczeniach numerycznych z przedmuchami zmierzonymi na rzeczywistych silnikach [5, 6, 8].

3. Metoda prognozowania trwałości

Według proponowanej metody, aby ocenić trwałość układu TPC należy najpierw dotrzeć silnik. Czas pracy silnika w tym okresie (t_0 na rys. 4) powinien być taki, aby mieć pewność, że niestabilizowane procesy tribologiczne związane z docieraniem zostały zakończone.

Zasadniczą część badań eksperymentalnych rozpoczyna się od oceny szczelności początkowej układu TPC, poprzez pomiar natężenia przedmuchów spalin B_1 , oraz wyznaczenia zużycia początkowego silnika W_1 . Oceny zużycia dokonuje się poprzez pomiary elementów układu TPC, po wcześniejszym demontażu silnika.

W następnej kolejności silnik powinien pracować przez okres t umożliwiającą ocenę intensywności zużywania jego elementów, przy czym im czas ten jest dłuższy tym dokładniejsze można uzyskać wyniki. Silnik w tym okresie może pracować zarówno w samochodzie jak i na stanowisku badawczym. Warunki pracy nie powinny szczególnie mocno odbiegać od przewidywanych w jego normalnej eksploatacji. Po zakończeniu tego etapu badań należy powtórnie dokonać pomiarów natężenia przedmuchów spalin B_2 oraz pomiarów zużycia silnika W_2 , w analogiczny sposób jak przy ustalaniu natężenia przedmuchów i zużycia początkowego B_1 i W_1 .

W oparciu o wyniki pomiarów zużycia początkowego W_1 i po zakończeniu badań W_2 należy wyznaczyć intensywności zużywania elementów w według następującej zależności:

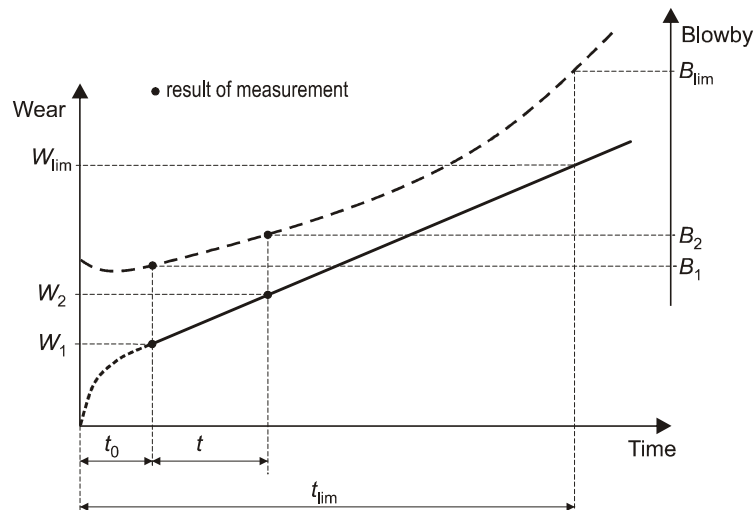
$$w = \frac{W_2 - W_1}{t} \quad (1)$$

Drugi obszar prac przy ocenie trwałości proponowaną metodą związany jest z badaniami modelu uszczelnienia TPC. W tym obszarze najpierw należy ustalić wszystkie dane wejściowe niezbędne do prowadzenia obliczeń, w tym wykorzystując wyniki wykonanych wcześniej pomiarów zużycia elementów układu TPC. Następnie należy przeprowadzić obliczenia szczelności dla danych wejściowych odpowiadających początkowemu zużyciu silnika W_1 oraz dla danych wejściowych odpowiadających zużyciu końcowemu po wykonaniu badań trwałościowych silnika W_2 . Porównanie obliczonego i rzeczywistego wzrostu natężenia przedmuchów spowodowanego zużyciem pozwala ocenić poprawność modelu. W przypadku zgodności wyników obliczeń symulacyjnych z wynikami pomiarów należy kontynuować obliczenia symulacyjne dla większych wartości zużycia układu TPC, przy czym należy przyjąć, że intensywności zużywania poszczególnych elementów są takie, jak wyznaczone w badaniach eksperymentalnych. Celem tych obliczeń jest znalezienie takiej wartości zużycia W_{lim} dla której wzrost natężenia przedmuchów osiągnie założoną wartość graniczną B_{lim} . Wyznaczona w ten sposób wartość zużycia W_{lim} jest zużyciem granicznym. Graniczny wzrost natężenia przedmuchów spalin wyznacza się biorąc pod uwagę negatywne skutki przedmuchów dla pracy silnika oraz wcześniejsze doświadczenia z badań trwałościowych silnika.

Prognozowana trwałość silnika t_{lim} , przy znanej intensywności zużywania w oraz granicznej wartości zużycia W_{lim} wynosi:

$$t_{lim} = \frac{W_{lim} - W_1}{w} + t_0 \quad (2)$$

Schemat prognozowania trwałości silnika na podstawie pomiarów natężenia przedmuchów spalin i zużycia elementów układu TPC przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Metoda prognozowania trwałości

4. Przykład obliczeniowy

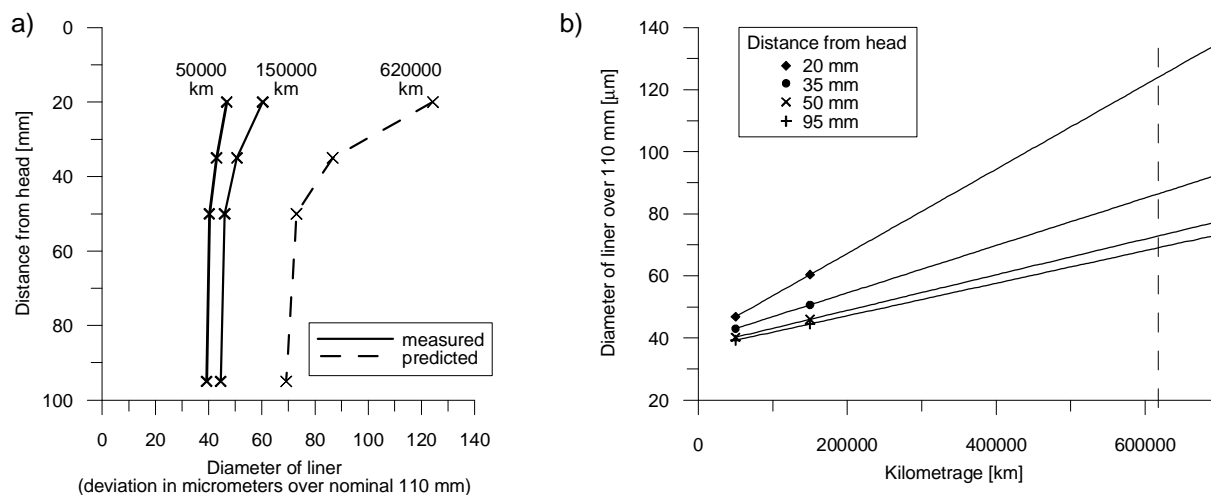
4.1. Wyznaczenie przebiegu zużycia

Obiektem badań był sześciocylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym o objętości skokowej $6,8 \text{ dm}^3$ i mocy znamionowej 110 kW uzyskiwanej przy prędkości obrotowej 2800 obr/min . Silnik posiadał mokre tuleje cylindrowe wykonane z żeliwa o nominalnej średnicy wewnętrznej 110 mm . Skok tłoka wynosił 120 mm .

W celu uniknięcia błędów związanych z odchyleniami pojedynczego egzemplarza od średniej w populacji, badania przeprowadzono na 5 silnikach zamontowanych w średniej wielkości samochodach ciężarowych o dopuszczalnej masie całkowitej 12 Mg . Wszystkie samochody należały do jednej firmy transportowej i eksploatowane były w podobnych warunkach, ze średnim przebiegiem 10000 km na miesiąc. Wszystkie silniki smarowane były tym samym olejem silnikowym klasy CE/SF SAE $15\text{W}-40$.

Pomiarów szczelności i zużycia układu TPC dokonano, gdy samochody uzyskały przebiegi 50000 km . Przebieg ten gwarantował, że silniki były w pełni dotarte. Natężenie przedmuchów spalin zmierzono podczas pracy silnika na biegu jałowym. Następnie silnik częściowo zdemontowano w celu wykonania pomiarów zużycia jego elementów. Pomiary średnic cylindrów wykonywano metodą mikrometryczną po zdjęciu głowic cylindrowych za pomocą dwupunktowej średnicówki Carl Zeiss o najmniejszej działce $0,002 \text{ mm}$. Średnice cylindrów mierzono w dwóch kierunkach: równoległym (A-A) i prostopadłym (B-B) do osi głównej silnika, na czterech wysokościach: 20 mm (górne zwrotne położenie GMP pierwszego pierścienia uszczelniającego), 35 mm (GMP drugiego pierścienia uszczelniającego), 50 i 95 mm od płaszczyzny głowicy. Następnie silniki, po montażu, były użytkowania, w warunkach jak przed demontażem. Po uzyskaniu przez samochody przebiegów eksploatacyjnych 150000 km ponownie dokonano pomiarów natężenia przedmuchów spalin i zużycia silnika, w taki sam sposób jak przy przebiegu 50000 km .

Na podstawie wyników pomiarów wyznaczono wartości średnie zużycia elementów układu TPC dla wszystkich 5 badanych pojazdów. Ponieważ model uszczelnienia nie pozwala uwzględnić odchyłek okrągłości elementów układu TPC, uśredniono wyniki pomiarów wykonanych w kierunkach: równoległym AA i prostopadłym BB do osi silnika. Wyniki przedstawiono na rys. 5a. Następnie ekstrapolowano przebiegi zużycia zakładając, że są one liniowe (stałe intensywności zużycia, rys. 5b).



Rys. 5. Średnice tulei cylindrowych na różnych wysokościach wyznaczone doświadczalnie (a), zakładane przebiegi zużycia tulei cylindrowych na różnych wysokościach (b) oraz przewidywany stan graniczny tulei cylindrowej – średnice tulei przy przebiegu 620 tys. km – wyznaczony w sposób opisany w p. 4.2 (a)

4.2. Wyznaczenie stanu granicznego i trwałości silnika

Ustalono dane wejściowe do obliczeń z wykorzystaniem modelu szczelności TPC. Dane geometryczne ustalono na podstawie dokumentacji technicznej oraz przeprowadzonych pomiarów. Odształcenia cieplne wyznaczono metodami MES i dodano je do wymiarów ustalonych dla zimnego silnika. Pomiary ciśnienia indykowanego przeprowadzono na hamowni silnikowej.

Przeprowadzono obliczenia dla wymiarów elementów odpowiadających przebiegowi 50000 km, a następnie przebiegowi 150000 km. Dane wejściowe do obliczeń przy różnych przebiegach różniły się tylko wymiarami elementów, które uległy zmianie na skutek zużycia. Uwzględniono zużycie tulei cylindrowej (rys. 5a), czołowej powierzchni pierścieni oraz bocznych powierzchni pierścieni i rowków tłoka. Wyznaczona w obliczeniach numerycznych wartość przedmuchów przy 150000 km była o 22% większa niż przy 50000 km. Ponieważ symulowana zmiana przedmuchów odpowiadała rzeczywistej, kontynuowano obliczenia numeryczne dla większych przebiegów. Wartości zużycia (wymiary elementów) poszczególnych elementów dla większych przebiegów ustalano z wyznaczonych wcześniej przebiegów zużycia (przykład dla tulei na rys. 5). Obliczenia takie prowadzono poszukując przebiegu, przy którym przedmuchy osiągną wartość graniczną. Ponieważ badany silnik nie był jednostką nową i istniały już egzemplarze wycofane z eksploatacji, ustalono wartości przedmuchów w wycofanych silnikach. Były one ok. 2,5 razy większe niż wartości uzyskane w badanych silnikach przy przebiegu 50000 km. Stąd taki wzrost przedmuchów uznano za graniczny. W symulacjach numerycznych 2,5-krotny wzrost natężenia przedmuchów uzyskano dla zużycia przewidywanego po 620000 km. Przebieg ten jest prognozowaną trwałością wg proponowanej metody. Przewidywany profil zużycia tulei dla tego przebiegu, będący jednocześnie przewidywanym zużyciem granicznym, przedstawiono na rys. 5a. Rzeczywiste przebiegi uzyskiwane przez silniki badanego typu wynosiły od 500 do 800 tys. km.

5. Podsumowanie

Zaproponowana metoda oceny trwałości opiera się na wyznaczonych eksperymentalnie intensywnościach zużycia elementów układu TPC oraz na wynikach numerycznych badań analitycznego modelu uszczelnienia TPC. Intensywności zużywania wyznaczone mogą być na podstawie wyników pomiarów zużycia elementów silnika uzyskanych zarówno w badaniach stanowiskowych jak i drogowych. Zaletą proponowanej

metody jest brak konieczności znajomości wartości zużycia granicznego. W tradycyjnych metodach prognozowania trwałości, przyjęta wartość zużycia granicznego decyduje o poprawności uzyskanych wyników. Niestety jej wiarygodne określenie dla nowokonstruowanych silników jest trudne. Natomiast opisana w niniejszym artykule nowa metoda nie wymaga wcześniejszej znajomości zużycia granicznego, ponieważ wartość tego zużycia wyznaczona zostaje na podstawie badań analitycznego modelu uszczelnienia. Wymaga to jednak znajomości dopuszczalnego spadku szczelności układu TPC. Dopuszczalny spadek szczelności przyjęty może być na podstawie założonego dopuszczalnego spadku efektywności działania i ekologiczności silnika.

Prognoza trwałości wykonana z wykorzystaniem zaproponowanej metody dla samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym została zweryfikowana. Dodatkową zaletą modelu analitycznego jest możliwość bezpośredniego wykorzystania go w pracach nad doskonaleniem konstrukcji układu TPC.

Literatura

1. Andersson P, Tamminen J, Sandstrom C-E. Piston ring tribology. A literature survey. VTT Tiedotteita - Research Notes 2178, Espoo (Finland), 2002.
2. Keribar R, Dursunkaya Z, Flemming M F. An Integrated Model of Ring Pack Performance. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1991; 113: 382-389.
3. Koszałka G. Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 1: A mathematical model. *The Archive of Mechanical Engineering* 2004; 2(LI): 245-257.
4. Koszałka G. Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 2: Primary calculations and verification of the model. *The Archive of Mechanical Engineering* 2004; 4(LI): 595-607.
5. Koszałka G. Application of the piston-rings-cylinder kit model in the evaluation of operational changes in blowby flow rate. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2010, 4(48): 72-81.
6. Koszałka G, Niewczas A. The Influence of Compression Ring Clearances on the Blowby in a Diesel Engine. *SAE Paper 2006-01-3356*, 2006.
7. Koszałka G, Niewczas A. Wear profile of the cylinder liner in a motor truck diesel engine. *Journal of KONES Powertrain and Transport* 2007; 4(14): 183-190.
8. Koszałka G, Niewczas A, Guzik M. Predicted and Actual Effect of Cylinder Liner Wear on the Blowby in a Truck Diesel Engine. *SAE Paper 2008-01-1717*, 2008.
9. Merkisz J, Tomaszewski F, Ignatow O. *Trwałość i diagnostyka węzła tłokowego silników spalinowych – wybrane zagadnienia*. Poznań: Wyd. Politechniki Poznańskiej, 1995.
10. Niewczas A. *Trwałość zespołu tłok-pierścienie tłokowe-cylinder silnika spalinowego*. Warszawa: WNT, 1998.
11. Niewczas A, Koszałka G, Drożdziej P. Stochastic model of truck engine wear with regard to discontinuity of operation. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2006; 2(30): 52-55.
12. Tian T. Dynamic behaviours of piston rings and their practical impact. Part 1: ring flutter and ring collapse and their effects on gas flow and oil transport. *Journal of Engineering Tribology* 2005; 4(216): 209-227.
13. Tian T, Noordzij L B, Wong V W, Heywood J B. Modeling Piston-Ring Dynamics, Blowby and Ring-Twist Effects. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1998; 120: 843-854.

14. Wolff A. Numerical analysis of piston ring pack operation. *Combustion Engines – Silniki Spalinowe* 2009; 2(137): 128-141.
15. Wolff A. Experimental verification of the model of piston ring pack operation of an internal combustion engine. *The Archive of Mechanical Engineering* 2009; 1(LVI): 73-90.