

Michał BIAŁY
Mirosław WENDEKER
Marcin SZLACHETKA
Paweł MAGRYTA

PTNSS–2013–SC–053

Knocking combustion influence on the load of the piston-crank system using MSC ADAMS software

Abstract: Paper presents the knock influence on the load of the piston-crank system in automotive engine. Knocking combustion generates crankshaft load and increases the mechanical vibrations transmitted to the motor housing. The increase in the amplitude and frequency of vibration can be transmitted on the transmission system and on the passenger part of the vehicle. Based on simulation studies, authors attempted to determine the load increase in the engine for the combustion process with the knocking, and in its absence. For this purpose, during the test, engine was supplied by original fuel and the hydrogen gas which is a fuel with high propensity to knocking combustion. Indicated pressure in the combustion chamber for normal operation and in the presence of the knocking phenomenon was recorded. This value was used for piston forces simulation in the CAE environment, with the use of MSC ADAMS software for piston-crank system solid model. The article examines the crankshaft load increase in the case of combustion knocking.

Keywords: knocking combustion, fuel gaseous, hydrogen, internal combustion engine

Wpływ spalania stukowego na obciążenie układu korbowo-tłokowego z wykorzystaniem oprogramowania MSC ADAMS

Streszczenie: W artykule przedstawiono wpływ spalania stukowego na obciążenie układu korbowo-tłokowego silnika samochodowego. Spalanie stukowe generuje obciążenie wału korbowego, a tym samym wzrost drgań mechanicznych przenoszonych na korpus silnika. Wzrost amplitudy i częstotliwości drgań może przenosić się na układ napędowy jak i na część pasażerską pojazdu. W oparciu o badania symulacyjne podjęto próbę określenia stopnia wzrostu obciążenia wału korbowego silnika dla procesu spalania z zaburzeniem oraz przy jego braku. W tym celu, w czasie badań hamowniczych silnik zasilano oryginalnym paliwem oraz paliwem o wysokiej skłonności do występowania stuku jakim jest wodór gazowy. Rejestrowano przebieg ciśnienia indykowanego w komorze spalania dla pracy normalnej oraz przy występowaniu zjawiska stuku. Wykorzystano je do modelowania sił tłokowych w środowisku CAE, w oprogramowaniu MSC ADAMS, dla modelu bryłowego układu korbowo-tłokowego silnika badawczego. W artykule przeanalizowano wielkość wzrostu obciążenia wału korbowego w przypadku wystąpienia procesu spalania stukowego.

Słowa kluczowe: spalanie stukowe, paliwo gazowe, wodór, silnik spalinowy

1. Wstęp

Obecnie poszukuje się paliw alternatywnych, paliw pozyskiwanych z odnawialnych źródeł energii mogących zastąpić ropopochodne materiały pędne. Powszechnie występującym nośnikiem energii o niemalże nieograniczonym zapasie, który wykorzystać można do napędu silników spalinyowych jest wodór. Pierwiastek ten pozyskiwać można m.in. z wody w procesie elektrolitycznego rozkładu wody, w procesie reformingu parowego metanu czy w wyniku zagazowywania węgla. Jest to specyficzne pod względem swoich właściwości paliwo gazowe. Charakteryzuje je m.in. mała gęstość, co w przypadku zasilania silników spalinyowych skutkuje zmniejszeniem współczynnika napełnienia w stosunku do klasycznych paliw ciekłych czy gazowych. Ponadto wodór wypiera powietrze z układu dolotowego silnika.

Spalanie mieszanek paliwa oryginalnego z dodatkiem wodoru skutkuje poprawą procesu wywiązywania się ciepła w przestrzeni roboczej jednostki napędowej. Następuje wzrost prędkości rozchodzenia się czoła płomienia oraz lepsze ujednorodnienie mieszanki paliwowo - powietrznej. Bezpośrednio przekłada się to na obniżenie emisji toksycznych składników zawartych w gazach spalinowych, zwłaszcza węglowodorów. Wodór do inicjacji procesu spalania wymaga ponad dziesięciokrotnie mniejszej porcji energii w porównaniu do benzyny samochodowej. Wykazuje znacznie szerszy zakres palności, a co jest z tym związane posiada zdolność do spalania mieszanek ubogich.

Z powyższych względów procesowi wywiązywania się ciepła w czasie spalania mieszanki paliwowo - powietrznej zawierającej w swoim składzie wodór, towarzyszyć mogą różnorodne fluktuacje w działaniu jednostki napędowej. Podstawowym niebezpieczeństwem stającą dużą skłonnością do ini-

cji procesu spalania stukowego potocznie nazywanego spalaniem detonacyjnym. Główną przyczyną występowania niekontrolowanych samozapłonów, objawiających się wzrostem ciśnienia i powstawaniem fali rezonansowej, jest niska energia zapłonu wodoru połączona z szeroką jego palnością. Ponadto paliwo to charakteryzuje się małą odległością krytyczną propagacji czoła płomienia oraz niską temperaturą zapłonu, co znacząco sprzyja powstawaniu lokalnych ognisk niekontrolowanych samozapłonów.

Silnik spalinowy zasilany gazowym wodorem wykazuje wysoką skłonność do spalania stukowego. Jednostka napędowa zasilana takim paliwem, w przypadku istnienia spalania detonacyjnego generuje większe obciążenie układu korbowo-tłokowego, w wyniku zwiększenia wartości siły gazowej. Obciążenie to bezpośrednio przekładać się może na wzrost drgań mechanicznych przenoszonych na blok silnika oraz punkty jego mocowania. Zwiększoną wartość amplitudy i częstotliwości drgań zaobserwować można na elementach układu przeniesienia napędu jak i w części pasażerskiej pojazdu. Dlatego też uzasadnionym jest podjęcie badań symulacyjnych wpływu spalania stukowego na obciążenie układu korbowo-tłokowego silnika o zapłonie iskrowym, w oparciu o rzeczywiste przebiegi wartości ciśnienia w przestrzeni roboczej jednostki. [1, 2, 3, 4, 5]

2. Oprogramowanie *MSC Adams*

Do badań symulacyjnych wpływu procesu spalania stukowego w silniku badawczym wykorzystano oprogramowanie *MSC Adams*. Środowisko *Admas* umożliwia przeprowadzenie wieloobektowej symulacji zjawisk dynamicznych. Pozwala na wyznaczenie parametrów stanu elementów znajdujących się w ruchu, wśród których wyróżnić można obciążenie czy rozkład sił w poszczególnych węzłach par kinematycznych. Działania takie znacząco ułatwiają prowadzenie procesu modyfikacji i optymalizacji wydajności projektowanych produktów. Wieloobiekowa dynamika z zastosowaniem oprogramowania *Adams* pozwala również na tworzenie i testowanie wirtualnych prototypów systemów mechanicznych. Proces ten jest możliwy dzięki funkcji równoczesnego rozwiązywania równań kinetycznych, statycznych i quasi – statycznych, a także dynamicznych. Ponadto dostępne jest rozwiązywanie zagadnień dynamiki nieliniowej.

Analizy dynamiki metodą brył sztywnych pozwalają na prowadzenie badań symulacyjnych prototypów urządzeń z każdej dziedziny przemysłu. Wykorzystanie *MSC Adams* w sprzężeniu z oprogramowaniem *MES* pozwala na przeprowadzenie pełnych badań projektowanego obiektu, od koncepcji poprzez dokładne analizy sił, wytrzymałości elementów, a kończąc na analizie drgań.

Budowane modele w łatwy sposób mogą być importowane bezpośrednio z oprogramowania *CAD*

takiego jak: *Catia V4*, *Catia V5*, *Inventor*, *SolidWorks*, *ProE*, *Creo* czy *Unigraphics*, w formacie *STEP*, *IGES*, *DXF*, *DWG* i *Parasolid*. Utworzone bryły reprezentowane mogą być przez ciała sztywne jak i elastyczne, a zespoły i podzespoły zamocowane względem siebie mogą wykonywać zarówno ruch postępowy, obrotowy jak i złożony. Ponadto połączenia elementów poddawane mogą być różnego typu i rodzaju obciążeniom wraz z możliwością symulowania połączenia stykowego uwzględniającego między innymi tarcie statyczne i dynamiczne. Natomiast parametryzowanie kluczowych wielkości modelu umożliwia łatwość prowadzenia procesu modyfikacji, dzięki czemu proces optymalizacji konstrukcji staje się szybki i prosty. Natomiast wyniki przedstawiane mogą być w postaci trójwymiarowych animacji z wizualizacją wielkości obciążenia danego elementu, jak i w postaci dwuwymiarowych przebiegów zależności wybranych parametrów. Pozyskiwane dane na każdym etapie prowadzonych badań symulacyjnych eksportować można w postaci numerycznej, tabelarycznej (oraz innej) do zewnętrznego oprogramowania w celu podjęcia dalszej analizy. [7]

3. Obiekt i metodyka badań wstępnych

Obiektem badań był silnik o zapłonie iskrowym *A14XER*. Jednostka napędowa to czterocylindrowy silnik benzynowy montowany m.in. w samochodach *Opel Corsa D*. Silnik wyposażony jest w wielopunktowy układ wtryskowy benzyny oraz bezstopniową regulację faz rozrządu, a także posiada zmienną geometrię układu dolotowego. Silnik spełnia normę emisji spalin *EURO 5*. Charakterystyczne dane techniczne omawianej jednostki zestawiono w tabeli 1.

Tab. 1. Test engine parameters [6]

Tab. 1. Parametry silnika badawczego [6]

Oznaczenie	<i>A14XER</i>
Liczba cylindrów	4
Pojemność skokowa	1398 cm ³
Moc / prędkość obr.	100 KM / 6000 obr/min
Moment / prędkość obr.	130 Nm / 4000 obr/min
Stopień sprężania	10,5
Średnica cylindra	73,4 mm
Skok tłoka	82,6 mm
Liczba zaworów	16
Norma emisji spalin	Euro 5
Zastosowanie	Opel Corsa D
Układ rozrządu	Bezstopniowa. regulacja faz



Rys. 1. Pojazd z silnikiem badawczym wyposażonym w instalację wodorowego zasilania na stanowisku hamowni podwoziowej

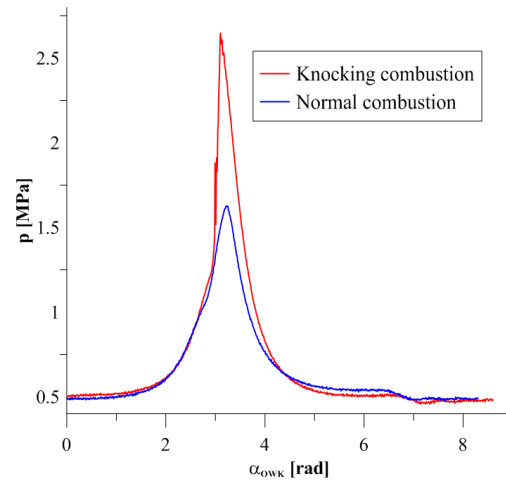
Fig. 1. Research vehicle with an engine equipped with a hydrogen supply installation as a the chassis dynamometer

Pomiar ciśnienia indykowanego w czasie pracy silnika badawczego zasilanego paliwem oryginalnym i wodorem gazowym przeprowadzono w czasie symulacji warunków drogowych. W tym celu pojazd wyposażony w silnik badawczy (rysunek 1), wraz z instalacją wodorowego zasilania oraz aparaturę kontrolno - pomiarową umieszczono na stanowisku badawczym. Hamownia podwoziowa *Maha FPS 3000* umożliwia symulację warunków drogowych. Hamownia podwoziowa wyposażana jest w układ sterowania hamulcem zapewniający płynną regulację oporów, co pozwala na wykonanie badań w stanach statycznych i dynamicznych. Ponadto oprogramowanie hamowni umożliwia pomiar mocy i momentu obrotowego silnika, symulację obciążenia, symulację jazdy na drodze, wyznaczanie elastyczności silnika, kontrolę prędkościomierza i drogomierza.

Ciśnienie w komorach spalania mierzono za pomocą indywidualnych światłowodowych czujników ciśnienia firmy *OP – TRAND* typ *M3.5x0.6*. Czujniki zamontowano w pobliżu komory spalania za pomocą specjalistycznych adapterów oryginalnych świec zapłonowych. Ciśnienie indykowania rejestrowano przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego oraz przy stałym obciążeniu wyrażonym w jednostce ciśnienia panującego w kolektorze dolotowym. Na rysunku 2 przedstawiono przebieg wartości ciśnienia indykowanego w cylindrze silnika badawczego dla pracy normalnej oraz w przypadku występowania zjawiska spalania stukowego.

4. Model układu korbowo-tłokowego w oprogramowaniu *MSC Adams*

Model wirtualny elementów składowych układu korbowo tłokowego badawczego silnika *A14XER* opracowano na podstawie rzeczywistych części. Trójwymiarowy model układu korbowo-tłokowego silnika utworzony został za pomocą oprogramowania *Catia V5*.



Rys. 2. Przebieg wartości ciśnienia indykowanego dla pierwszego cylindra

Fig. 2. The characteristic of cylinder pressure for the first cylinder

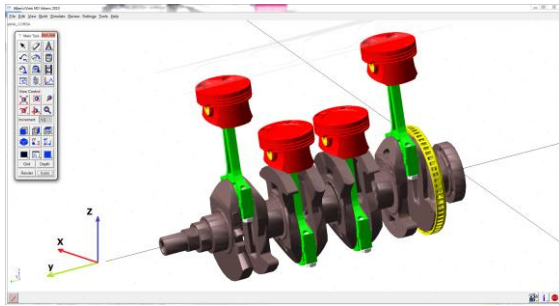
Części składowe opracowano w postaci bryłowej z wykorzystaniem modułu *Part Design*. Natomiast złożenia układu w funkcjonalną całość dokonano za pomocą modułu *Assembly Design*. Model układu korbowo-tłokowego w systemie *Catia V5* przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Model CAD układu korbowo-tłokowego silnika badawczego *A14XER*

Fig. 3. CAD model of the piston-crank system assembly of *A14XER* testing engine

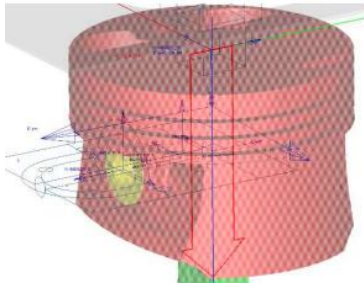
Następnie geometrię złożenia układu korbowo-tłokowego silnika badawczego wyeksportowano ze środowiska *CAD* w postaci *parasolidu* (proces ten przeprowadzono za pomocą oprogramowania do konwersji modeli *CAD*). W dalszej części geometrię importowano do środowiska *MSC ADAMS*, do modułu *Adams-View* (rysunek 4). Moduł ten umożliwia wykonanie badań symulacyjnych układów zarówno statycznych jak i dynamicznych. Pozwala na rozwiązywanie zagadnień kinematyki, statyki i dynamiki mechanizmów z uwzględnieniem sił bezwładności pochodzących od mas analizowanych konstrukcji.



Rys. 4. Zrzut okna oprogramowania MSC ADAMS z modułu Adams-View

Fig. 4. Windows screenshot of MSC ADAMS software from the module Adams-View

Po przeprowadzeniu procesu importowania geometrii założono dane materiałowe poszczególnych elementów modelu. Materiały oraz charakterystyczne współczynniki materiałowe przyjęto na podstawie powszechnie stosowanych materiałów. Wartości masy poszczególnych elementów przyjęto na podstawie rzeczywistych części.



Rys. 5. Założone obciążenie w postaci siły skupionej pochodzącej od ciśnienia efektywnego

Fig. 5. Founded load in the form of a concentrated force coming from effective pressure

W dalszej części przygotowywania modelu założono obciążenie (siłę gazową) w postaci siły skupionej działającej na powierzchnię denka tłoka – wzdłuż osi tłoka (rysunek 5). W celu powiązania

wartości siły przyłożonej do tłoka w zależności od aktualnego kąтового położenia wału korbowego utworzono funkcję typu AKISPL.

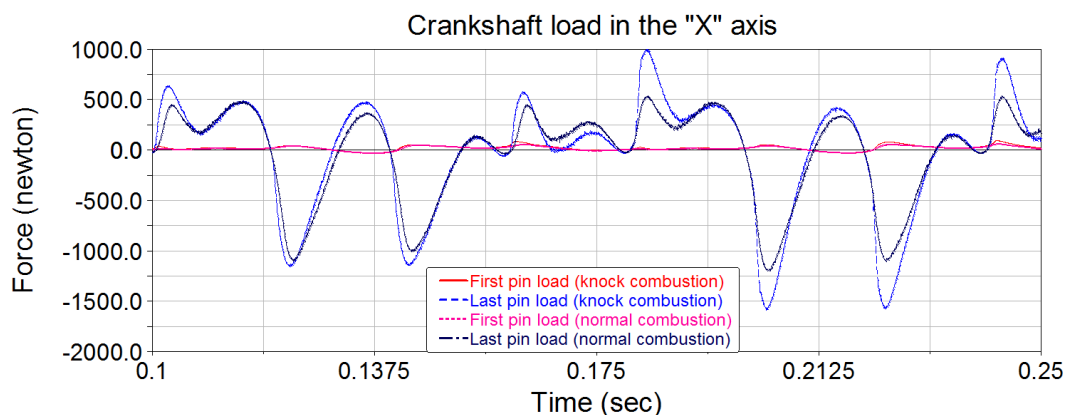
W dalszym etapie modelowania przyjęto pozostałe warunki brzegowe oraz początkowe. Badania podzielono na dwa etapy. W obydwu etapach wyznaczono obciążenie w osi wału korbowego. W pierwszej kolejności przeprowadzono badania symulacyjne dla normalnej pracy silnika, natomiast drugiemu etapowi towarzyszyło występowanie niebezpiecznego procesu spalania stukowego.

5. Wyniki badań

W czasie badań symulacyjnych wykorzystano przebiegi wartości ciśnienia procesu wywiązywania się ciepła w poszczególnych cylindrach silnika badawczego A14XER. Ciśnienie indykowania rejestrowano przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego $n = 1500$ obr/min oraz przy stałym ciśnieniu w kolektorze dolotowym $p = 90$ kPa. Pomiar ciśnienia dokonywano w przypadku procesy napędowej realizującej prawidłowy proces roboczy oraz dla procesu spalania stukowego.

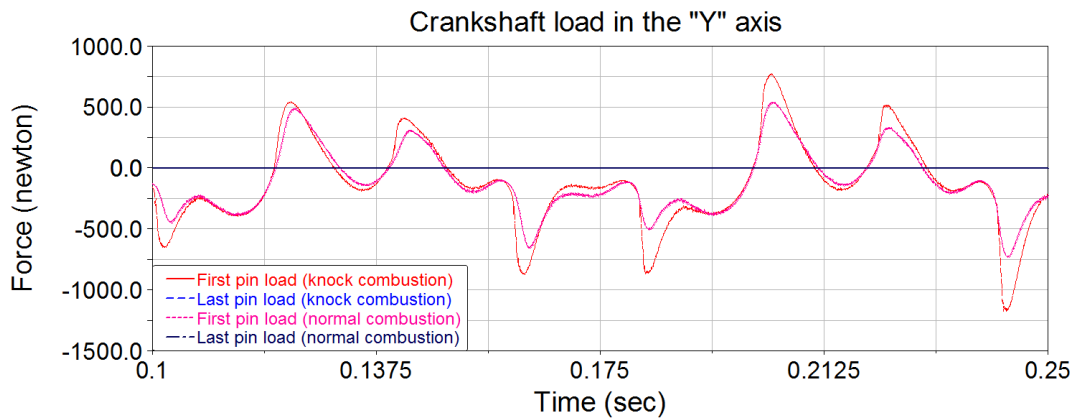
W wyniku przeprowadzonych badań symulacyjnych otrzymano następujące przebiegi obciążenia w osi wału korbowego:

- obciążenie wału korbowego w osi „X” (rysunek 4) w przypadku spalania normalnego i zaburzonego (rysunek 6),
- obciążenie wału korbowego w osi „Y” (rysunek 4) w przypadku spalania normalnego i zaburzonego (rysunek 7),
- obciążenie wału korbowego w osi „Z” (rysunek 4) w przypadku spalania normalnego i zaburzonego (rysunek 8),
- średnie obciążenie wału korbowego w jego osi wzdłużnej w przypadku spalania normalnego i zaburzonego (rysunek 9).



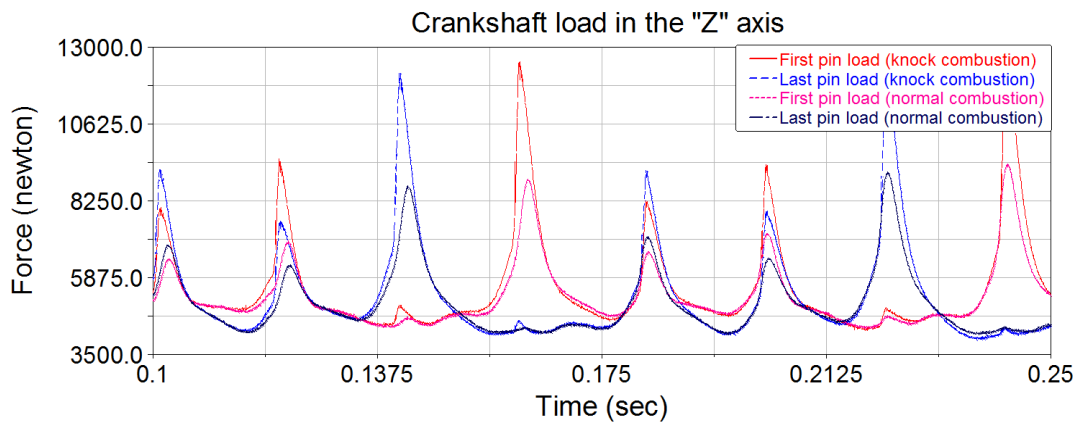
Rys. 6. Przebieg wartości obciążenia głównych podpór (pierwszej i ostatniej) wału korbowego w płaszczyźnie poziomej osi wału korbowego

Fig. 6. Load characteristic of the main crankshaft supports (first and last) in a horizontal plane of the crankshaft axis



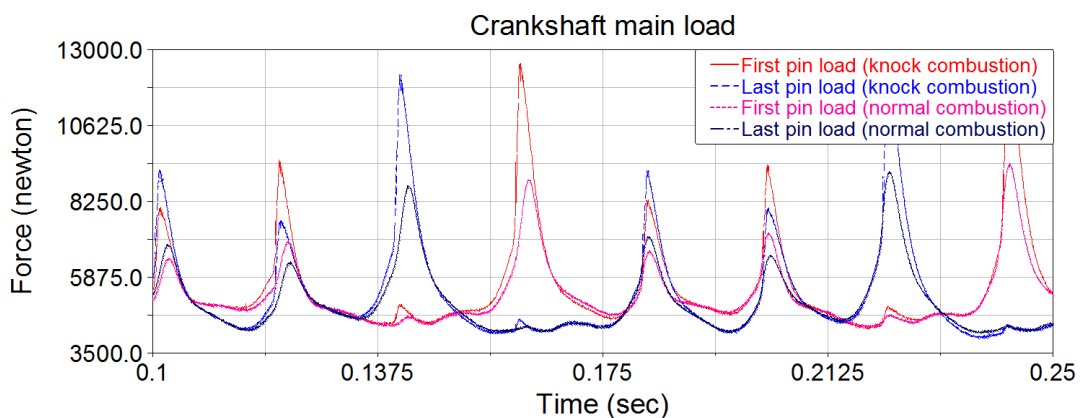
Rys. 7. Przebieg wartości obciążenia głównych podpór (pierwszej i ostatniej) wału korbowego wzdłuż osi wału korbowego

Fig. 7. Load characteristic of the main crankshaft supports (first and last) along the crankshaft axis



Rys. 8. Przebieg wartości obciążenia głównych podpór (pierwszej i ostatniej) wału korbowego w płaszczyźnie pionowej osi wału korbowego

Fig. 8. Load characteristic of the main crankshaft supports (first and last) in a vertical plane of the crankshaft axis



Rys. 9. Przebieg średniej wartości obciążenia głównych podpór (pierwszej i ostatniej) wału korbowego

Fig. 9. Average load characteristic of the main crankshaft supports (first and last)

6. Analiza wyników badań oraz wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych określono wpływ procesu spalania stukowego na obciążenie wału korbowego analizowanego modelu silnika spalinyowego o zapłonie iskrowym. W przypadku zaburzonego procesu wywiązywania się ciepła, w odniesieniu do normalnej prawidłowej pracy jednostki napędowej, dla tych samych warunków, obserwują się stosunkowo niewielką zmianę częstotliwości obciążenia w osi wału korbowego. Jednak należy zwrócić uwagę, że w badaniach symulacyjnych realizowano łącznie pięć kolejnych cykli pracy silnika.

Zauważyć można wyraźny wzrost średniej arytmetycznej wartości siły gazowej oraz jej wartości skutecznej RMS działających w poszczególnych płaszczyznach osi wału korbowego. W płaszczyźnie pionowej, poziomej oraz wzdłużnej osi obciążenie na pierwszym i ostatnim czopie wału korbowego wzrasta odpowiednio o: 5, 17 i 14%. Z kolei wartość skuteczna RMS siły generowanej od układu korbowo-tłokowego wzrasta odpowiednio o: 7, 20 i 30%. W płaszczyźnie pionowej siły pochodzące od procesu spalania stukowego generują chwilowe maksymalne obciążenie wału korbowego większe o 36% od wartości średniej oraz minimalne mniejsze o 4%. Natomiast w płaszczyźnie poziomej wartość maksymalna wyższa jest od wartości średniej o 66%, a także wartość minimalna jest wyższa

o 26%. Wzdłuż osi wału korbowego zarejestrowano wzrost wartości ekstremów o 42% dla maksimum oraz o 60% dla minimum.

Nieprawidłowe, nierównomierne i wybuchowe wypalanie dawki paliwa generuje wzrost wartości ciśnienia gazów oraz czasu jego narastania. Dla stałych warunków pracy silnika zmianie wartości siły gazowej towarzyszy zmiana obciążenia układu korbowo-tłokowego. Dynamicznie zmieniający się wzrost obciążenia przekłada się na zwiększenie sił przenoszonych na podpory montażowe jednostki napędowej, a w dalszej części do konstrukcji nośnej lub ramowej pojazdu, a w skrajnym przypadku na inne układy (np. na układ przeniesienia napędu). Dlatego też z wykorzystaniem oprogramowania MSC ADAMS podjęto próbę określenia wpływu spalania stukowego na obciążenie wału korbowego silnika. Środowisko modelowania wieloobiektywnej dynamiki, w oparciu o uprzednio przygotowane dane wejściowe zaczerpnięte w trakcie badań hamownianych, pozwoliło na stworzenie i testowanie wirtualnego systemu mechanicznego, jakim jest układ korbowo-tłokowy silnika spalinyowego.

Na podstawie badań symulacyjnych stwierdzono, że średnia wartość obciążenia (średnia ze wszystkich płaszczyzn) w osi wału korbowego wzrosła o 5%, natomiast średnia wartość RMS o 7%. Ekstrema również ulegały przesunięciu: maksimum wzrasta o 36%, a minimum maleje o około 3%.

Nomenclature / Skróty i oznaczenia

AKISPL Akima spline / krzywa składana typu Akima
CAD Computer Aided Design / projektowanie wspomaganie komputerowo
CAE Computer Aided Engineering / komputerowe wspomaganie prac inż.
DWG Drawing / rysunek

DXF Data Exchange Format / format wymiany danych
IGES The Initial Graphics Exchange Specification / wstępna specyfikacja wymiany danych graficznych
Parasolid geometric modeling kernel / jądro geometrycznego modelowania
RMS Root Mean Square / wartość skuteczna

Bibliography / Literatura

- [1] Grabowski G., Małek A., Wendeker M.: Ekoenergetyczny potencjał wodoru jako paliwa do silnika Wankla, *Autobusy: Technika, Eksploatacja, Systemy transportowe* nr 11/2010
- [2] Negurescu N., Pana C., Popa G. M., Cernat A.: Performance comparison between hydrogen and gasoline fuelled spark ignition engine, *Thermal Science*, year 2011, vol. 15, no. 4, pp. 1155-1164.
- [3] Tadao Y., Masaru H., Hirofumi S., Koichi S.: Effect of injection timing on the performance of a manifold injection gas engine, *SAE Technical Paper* 1999-01-3295, JSAE 9938050.
- [4] Wajand J. A., Wajand J. T., *Tłokowe silniki spalinyowe*, Wydawnictwo Naukowo - Techniczne, Warszawa 2000.
- [5] Wallner T., Peters R. W.: The effects of blending hydrogen with methane on engine operation, efficiency, and emissions. *SAE* 2007-01-0474.
- [6] <http://gmpowertrain.com>.
- [7] <http://www.mscsoftware.com>.

Mr Mirosław Wendeker, Prof. DSc., Ph.DEng. – head of the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aviation Propulsion Systems, in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.



Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker - kierownik Katedry Termodynamiki Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Paweł Magryta, MEng. – post-graduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.



mgr inż. Paweł Magryta – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej

Mr Marcin Szlachetka, doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.



Dr inż. Marcin Szlachetka – pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Michał Biały, MEng. – post-graduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.



mgr inż. Michał Biały – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej