

Maciej Bajerlein, Paweł Daszkiewicz, Michał Domański, Dawid Frąckowiak, Paweł Stobnicki

Analiza sterowania wałkiem krzywkowym w autorskim silniku spalinowym

JEL: L62 DOI: 10.24136/atest.2018.354

Data zgłoszenia: 19.11.2018 Data akceptacji: 15.12.2018

W ramach pracy w programie AutodeskInventor stworzono model silnika Szymkowiaka wraz z jego zmodyfikowaną wersją z koncepcyjnym wahaczem. Następnie przeprowadzono symulację dynamiczną obu układów korbowo-łtokowych dla różnych stopni sprężania sterowanych wałkiem krzywkowym. Uzyskane wyniki symulacji dynamicznej wykorzystano do badania procesów zachodzących podczas procesu spalania w programie AVL Fire. Symulację przeprowadzono dla jednakowych warunków początkowych.

Słowa kluczowe: Symulacja dynamiczna, autodeskInventor.

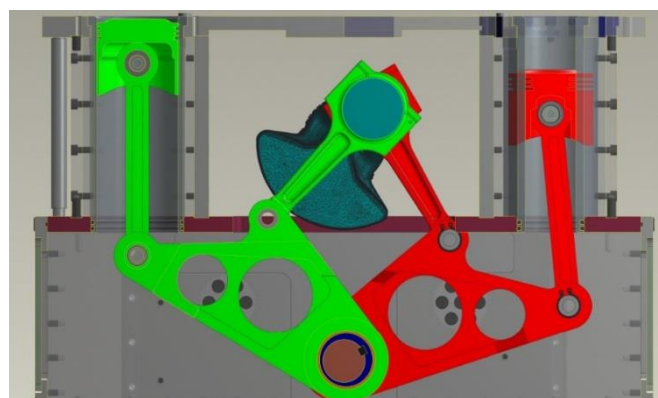
Wstęp

W silniku tłokowym jednym z podstawowych parametrów konstrukcyjnych determinującym między innymi sprawność ogólną silnika, jest geometryczny stopień sprężania ϵ , oznaczający stosunek minimalnej objętości komory spalania V_{min} , przy położeniu tłoka w górnym martwym punkcie (GMP), do maksymalnej objętości cylindra V_{max} , tj. w momencie gdy tłok znajduje się w dolnym martwym punkcie (DMP) [1]. Warunki pracy silnika spalinowego są zmienne, dlatego stała, konstrukcyjnie ustalona wartość geometrycznego stopnia sprężania nie zapewnia optymalnych warunków pracy, przez co sprawność całości układu napędowego spada. Obecnie najbardziej wydajne jednostki osiągają maksymalnie około 40% sprawności przy zachowaniu idealnych warunków, tracąc ponad połowę energii paliwa. Powiększając geometryczny stopień sprężania zwiększamy moc oraz sprawność silnika, kosztem zwiększenia ryzyka wystąpienia spalania stukowego, które prowadzić może do zniszczenia silnika [2]. Rozwiązaniem może być zastosowanie zmiennego geometrycznego stopnia sprężania, pozwalającego na dynamiczną zmianę ϵ w czasie pracy silnika. Zmienny stopień sprężania (VCR – z ang. *Variable Compression Ratio*) umożliwia dostosowanie tego parametru w zależności od warunków pracy, jak również pozwala zastosować paliwa alternatywne oraz niskotemperaturowe procesy spalania [3]. Obecnie trwają prace rozwojowe nad jednostkami tego typu w wielu ośrodkach badawczych na świecie. Pomimo zwiększonego skomplikowania konstrukcji silnika ocenia się, że silniki o zmiennym stopniu sprężania mogą być standardem technicznym w silnikach tłokowych w niedalekiej przyszłości

1 Obiekt badań

Silnik Szymkowiaka jest tłokowym silnikiem spalinowym o zmiennym stopniu sprężania wykorzystującym wahaczowy mechanizm korbowo-łtokowy. Pomysłodawcą silnika jest mgr inż. Mirosław Szymkowiak. Silnik ma możliwość zasilania wieloma paliwami, które znacząco różnią się od siebie parametrami (zakłada się możliwość zasilania benzynami o różnej liczbie oktanowej, olejem napędowym, gazem ziemnym lub biopaliwami). Jednostką jest ośmiocylindrowy silnik z cylindrami umieszczonymi w układzie dwurzędowym (po 4 cylindry na rząd). Jednostka napędowa ma wymiary sześciangu o boku około 60 cm. Silnik posiada możliwość płynnej regulacji stop-

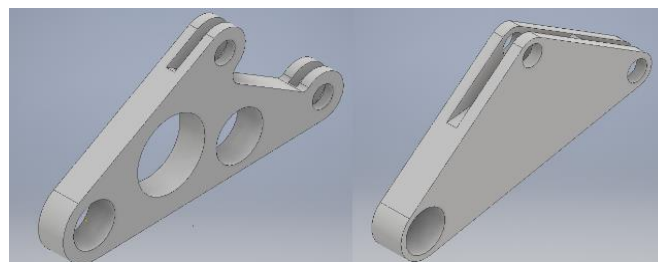
nia sprężania podczas pracy silnika w zakresie od 9:1 do 14,5:1, realizowanej przez obrót wału krzywkowego. Charakterystyczną cechą silnika jest sposób przeniesienia posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka na ruch obrotowy wału korbowego. Ruch tłoka przenoszony jest na wahacz za pomocą korbowodu tłokowego, połączonego z wahaczem za pomocą sworznia. Następnie ruch wahacza zamieniany jest na ruch obrotowy, dzięki połączeniu wału korbowego z wahaczem za pomocą korbowodu głównego. Wahacz ponadto osadzony jest wahliwie na wałku krzywkowym. Wysokość silnika została zredukowana, dzięki umieszczeniu wału korbowego pomiędzy rzędami cylindrów (rys. 1.). Charakterystyczną cechą silnika Szymkowiaka jest również rozkład sił podczas ruchu tłoka. Dzięki zastosowaniu wahaczowego układu korbowo-łtokowego, korbówód tłokowy pracuje cały czas niemalże w pionie, przez co siły boczne zostały znacząco zredukowane w porównaniu do silnika z konwencjonalnym układem korbowo-łtokowym. Przyczynia się to do zwiększenia żywotności pary tłok-cylinder oraz zmniejszenia strat tarcia.



Rys. 1. Przekrój silnika Szymkowiaka z widocznym innowacyjnym układem korbowo-łtokowym

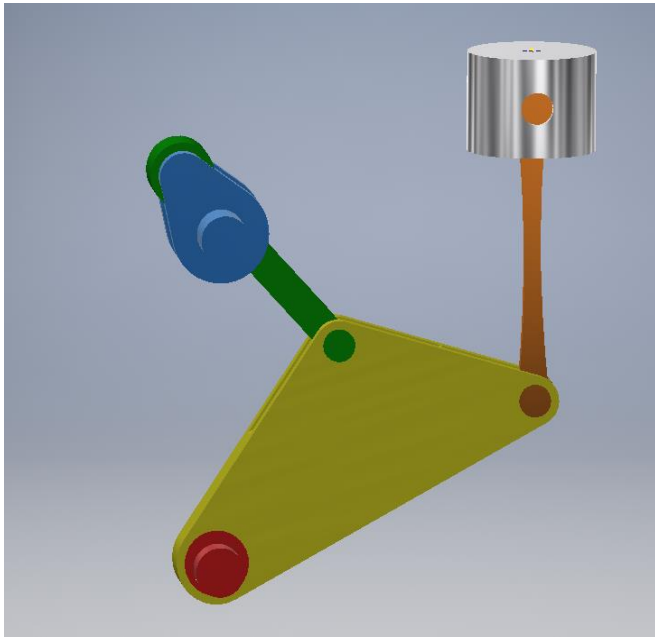
2 Wyznaczenie drogi tłoka

Celem tworzenia modeli silnika Szymkowiaka (klasycznego oraz wersji ze zmienionym wahaczem) było wykonanie symulacji dynamicznej, której wynikiem był wykres drogi tłoka w funkcji obrotu wału korbowego. Z uwagi na to, że do prawidłowego wykonania symulacji dynamicznej wymagane jest wyłącznie zachowanie kątów i odległości pomiędzy węzłami kinematycznymi układu, sama geometria modelu została uproszczona w celu skrócenia czasu symulacji (rys. 2.).



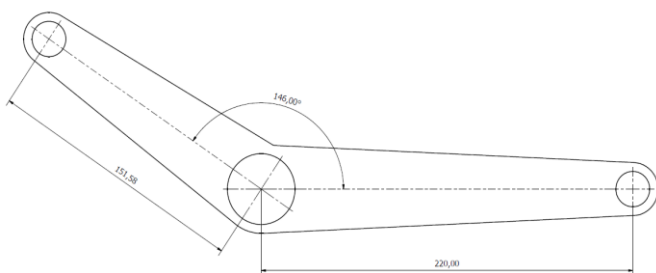
Rys. 2. Uproszczenie geometrii wahacza silnika Szymkowiaka [4]

Silnik został zmniejszony do wersji z jednym cylindrem (skrócenie wału korbowego oraz krzywkowego). Materiał zastosowany na poszczególne części nie miał wpływu na końcowy wynik symulacji, więc użyto domyślnego materiału. Model silnika Szymkowiaka został wykonany z zachowaniem wszystkich wymiarów z otrzymanej dokumentacji technicznej silnika. W modelu złożeniowym blok silnika pełnił jedynie rolę ustalającą dla osi tłoka, wału korbowego oraz wałka krzywkowego i dla przejrzystości w dalszych etapach został ukryty oraz odebrano mu wszystkie stopnie swobody. Elementom silnika również odebrano odpowiednie stopnie swobody, tak aby odwzorowywały rzeczywisty obiekt (rys. 3.). Poszczególne elementy silnika zostały oznaczone kolorami w celu ich łatwiejszej identyfikacji na zdjęciach obu modeli.



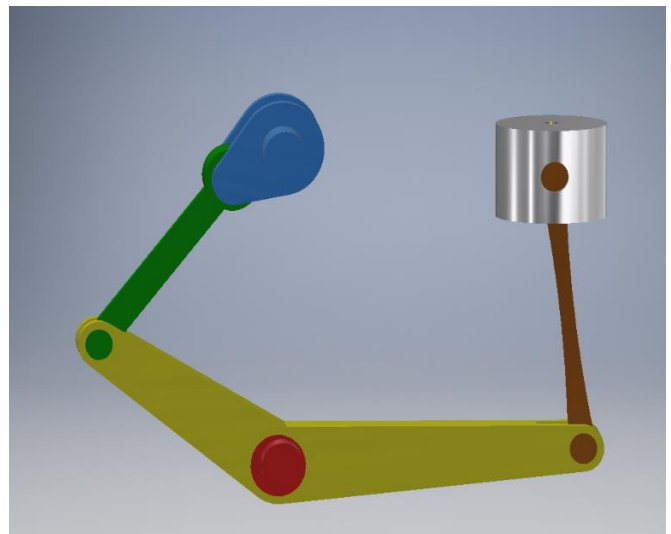
Rys. 3. Uproszczony trójwymiarowy model silnika Szymkowiaka [4]

Kolejnym krokiem było zaprojektowanie koncepcyjnego wahacza. Głównym założeniem przy projektowaniu było zachowanie pozostałych części silnika bez istotnych zmian ich wymiarów geometrycznych. Zmodyfikowany wahacz posiada przeniesione miejsce połączenia wahacza z korbowodem głównym, przy zachowaniu jednakowych odległości pomiędzy głównymi węzłami kinematycznymi. Zmianie uległ kąt pomiędzy ramieniem wahacza do podłączenia korbowodu głównego a ramieniem wahacza do podłączenia korbowodu tłokowego (rys. 4.). Podobnie jak w przypadku modelu silnika Szymkowiaka, wahacz został uproszczony w celu przyspieszenia wykonywania symulacji. Konstrukcja wahacza nie została zoptymalizowana w aspekcie przenoszonych sił, aby tego dokonać należałoby wykonać analizę MES (Metoda Elementów Skończonych).



Rys. 4. Koncepcyjny wahacz [4]

Następnie został wykonany model złożeniowy silnika ze zmodyfikowanym wahaczem (rys. 5.). Podobnie jak w klasycznym modelu silnika Szymkowiaka, silnik z koncepcyjnym wahaczem posiada możliwość regulacji stopnia sprężania, przez obrót wałka krzywkowego. Poszczególne węzły kinematyczne miały zablokowane jednakowe stopnie swobody co ich odpowiedniki w modelu klasycznym. Głowica zmodyfikowanego silnika znajduje się 80 milimetrów niżej w porównaniu do głowicy w silniku Szymkowiaka z uwagi na osiągnięty GMP i DMP tłoka. Dodatkowym atutem konstrukcji jest fakt występowania naprężeń ściskających (w przypadku klasycznej konstrukcji wahacza, korbowód główny podczas suwu pracy i sprężania był rozciągany) zarówno w korbowodzie głównym jak i tłokowym podczas suwu pracy i sprężania (podobnie jak w konwencjonalnym silniku spalinowym), co pozwala na zastosowanie korbowodów ze znanych już materiałów.



Rys. 5. Uproszczony trójwymiarowy model zmodyfikowanego silnika Szymkowiaka [4]

2.1 Analiza dynamiczna [4]

Analiza dynamiczna jest badaniem odpowiedzi układu mechanicznego poddanego wymuszeniom zmiennym w czasie. Program AutodeskInventor umożliwia wykonanie analizy dynamicznej złożonych obiektów, przyspieszając proces projektowania. Symulację zacząć należy od określenia interesującego nas punktu lub płaszczyzny, których ruch względem punktu odniesienia będzie rozpatrywany podczas symulacji. Do wyznaczenia równania drogi tłoka badany był ruch denka tłoka w odniesieniu do górnej płaszczyzny korpusu silnika. W analizowanym przypadku, badana była droga tłoka dla stałej nastawy wałka krzywkowego. Aby zablokować możliwość obrotu wałka krzywkowego (a przez to zmianę stopnia sprężania podczas badania), należy zablokować połączenie obrotowe pomiędzy korpusem a wałem krzywkowym. Została ustalona stała prędkość obrotowa wału korbowego. Podczas wykonywania analizy dynamicznej założono stałe wartości wymuszeń, bez uwzględniania tłumienia układu. Wyniki kalkulacji zostały opracowane w arkuszu kalkulacyjnym programu Excel (tab. 1.). Odczyt wyników symulacji następował co 1° obrotu wału korbowego. Przy założonej prędkości obrotowej wału korbowego odpowiada to 0,01s.

Tab.1. Fragment wyników symulacji dynamicznej importowany z programu AutodeskInventor

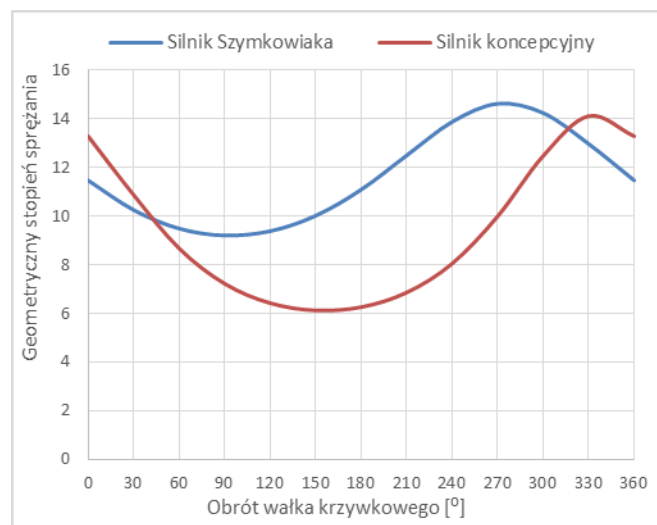
Czas [s]	Położenie [mm]	Prędkość(y) [mm/s]	Przyspieszenie(y) [mm/s ²]
0,000	488,1	-25,2	-250,3
0,010	487,8	-27,7	-249,7
0,020	487,6	-30,2	-248,9
0,030	487,2	-32,7	-247,9
0,040	486,9	-35,2	-246,8
0,050	486,6	-37,7	-245,4
0,060	486,2	-40,1	-243,9
0,070	485,8	-42,5	-242,2
0,080	485,4	-44,9	-240,3
0,090	484,9	-47,3	-238,2
0,100	484,4	-49,7	-235,9

Pozycja tłoka wygenerowana przez symulację dynamiczną określa odległość denka tłoka od górnej płaszczyzny korpusu, dlatego najniższa wartość, określa pozycję tłoka w GMP. Kolejne kroki próbkowania wyznaczone są co 1° OWK. Odejmując minimalne położenie tłoka od położenia w największej odległości od głowicy, otrzymujemy skok tłoka. Kolejnym krokiem jest obliczenie objętości skokowej cylindra, objętości komory spalania oraz stopnia sprężania. Do obiektywnego porównania przebiegów wykresów drogi, prędkości oraz przyspieszenia tłoka obu konstrukcji należy dobrać parę symulacji o takich samych stopniach sprężania. W tym celu, wykonano symulację dynamiczną dla każdej konstrukcji w zakresie od 0° do 360° obrotu wałka krzywkowego z częstotliwością co 30° obrotu wałka krzywkowego, zgodnie z kierunkiem obrotu zegara. W każdym przypadku jako pozycję wyjściową wałka krzywkowego, przyjęto pozycję, w której krzywka jest maksymalnie wychylona ku górze i zmieniano kąt obrotu wałka krzywkowego zgodnie z ruchem wskazówek zegara. Wynikiem zestawienia wyników symulacji był wykres zależności stopnia sprężania od kąta obrotu wałka krzywkowego obu silników (rys. 6.).

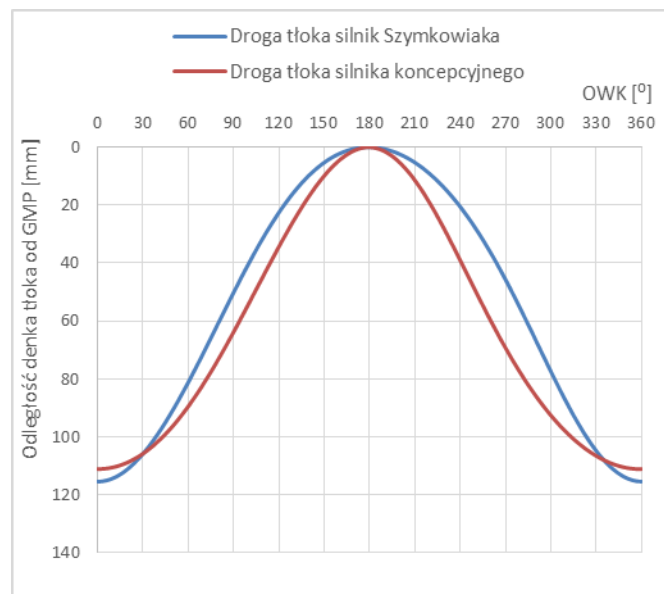
Na wykresie przebiegu ϵ można zaobserwować znaczną różnicę pomiędzy osiąganymi stopniami sprężania dla silnika klasycznego oraz koncepcyjnego. Silnik Szymkowiaka może osiągnąć nieznacznie wyższy maksymalny stopień sprężania (14,6:1), sterowanie wałkiem krzywkowym jest również łatwiejsze z uwagi na łagodny przebieg krzywej. W przypadku silnika z koncepcyjnym wahaczem maksymalny stopień sprężania jest zbliżony do konstrukcji klasycznej (14,1:1), natomiast możliwe jest osiągnięcie niższych stopni sprężania (6,1:1), przy wysokim obciążeniu. Precyzyjne sterowanie stopniem sprężania może być utrudnione dla wysokich ϵ z uwagi na gwałtowne zmiany wartości rozpatrywanego parametru. Do porównania wybrano symulację ze stopniem sprężania wynoszącym odpowiednio 10:1 (150° obrotu wałka krzywkowego) dla silnika Szymkowiaka oraz 9,98:1 (270° obrotu wałka krzywkowego) dla modelu koncepcyjnego, z uwagi na najbardziej zbliżone wartości ϵ .

Z krzywych na wykresie drogi tłoka można zaobserwować, że oba przebiegi nie są symetryczne względem linii przechodzącej przez GMP (180° OWK). Tłok w silniku Szymkowiaka znajduje się w okolicy górnego martwego punktu, znacznie dłużej niż tłok w silniku koncepcyjnym (rys. 7.). Czas przebywania tłoka w skrajnych punktach pracy może mieć istotny wpływ przy rozpatrywaniu procesu spalania jak i wymiany ładunku. Dłuższe przebywanie tłoka w okoli-

cy GMP oznacza również, że w komorze spalania dłużej panuje wysokie ciśnienie a więc może mieć to swoje odzwierciedlenie w emisji związków toksycznych NO_x, które powstają głównie w warunkach wysokiego ciśnienia.

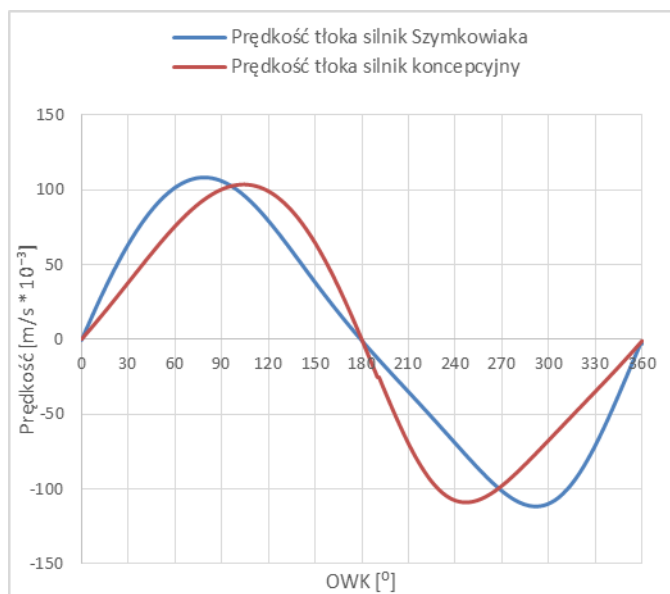


Rys. 6. Przebieg zależności stopnia sprężania od kąta obrotu wałka krzywkowego

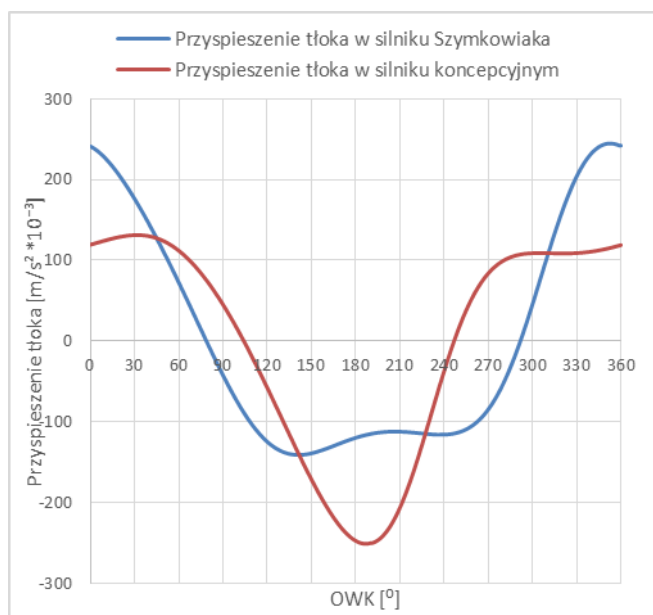


Rys. 7. Przebieg drogi elementu sprężającego dla obu konstrukcji

Prędkości maksymalne osiągnięte przez tłok w silniku z klasycznym wahaczem osiągają nieznacznie większe wartości (rys. 8.), wynika to z różnicy w skoku tłoka wynoszącej 4 milimetry. Na wykresie przedstawiającym przyspieszenie tłoka, można zauważyć gwałtowne zmiany przyspieszenia w okolicach GMP w silniku z koncepcyjnym wahaczem, ma na to wpływ krótki czas przebywania tłoka w tym punkcie oraz w DMP, w przypadku silnika z klasycznym wahaczem (rys. 9.).



Rys. 8. Przebieg wykresu prędkości tłoka dla obu konstrukcji silnika



Rys. 9. Wykres przebiegu przyspieszenia tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego

Podsumowanie

Zrealizowane symulacje dynamiczne modeli silnika Szymkowiaka oraz jego modyfikacji zostały wykonane w celu porównania różnic przebiegu drogi tłoka w jednostce z możliwością zmiany geometrycznego stopnia sprężania. Dzięki zastosowaniu symulacji komputerowej w oprogramowaniu CAD, proces wyznaczenia drogi tłoka był stosunkowo szybki oraz umożliwia przeprowadzenie symu-

lacji dynamicznej w przypadku zmiany stopnia sprężania podczas pracy silnika.

Tłok w silniku Szymkowiaka przebywa dłużej w okolicy górnego martwego położenia, natomiast w przypadku silnika Szymkowiaka ze zmodyfikowanym wahaczem, tłok pozostaje dłużej w okolicy dolnego martwego położenia. Może to mieć istotny wpływ na proces spalania oraz wymiany ładunku zachodzący w silniku. Prosta modyfikacja jaką jest zmiana kształtu wahacza pozwoliła na zmianę drogi elementu sprężającego. Dzięki zmodyfikowanej konstrukcji wahacza, możliwe jest sterowanie szerszym zakresem stopni sprężania.

Wyznaczone równania drogi tłoka posłużą do wykonania symulacji procesu spalania w oprogramowaniu AVL Fire, celem wykazania wpływu drogi tłoka na procesy cieplne zachodzące w silniku spalinowym.

Bibliografia

1. Niewiarowski K. „Tłokowe silniki spalinowe”. WKŁ, 1983.
2. Jaworski A., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A., Woś P.: Uwarunkowania techniczne i eksploatacyjne związane z wyborem optymalnej wartości geometrycznego stopnia sprężania w silnikach spalinowych. *CombustionEngines*, nr 1/2016.
3. Skrzek T.: Wpływ stopnia sprężania na parametry pracy silnika o zapłonie samoczynnym zasilanym dwupaliwowo gazem ziemnym i olejem napędowym. *CombustionEngines* nr 3/2013.
4. Frąckowiak D.: Praca magisterska „Analiza sterowania wałkiem krzywkowym w autorskim silniku spalinowym”, 2018.

Analysis of camshaftcontrol in unconventional combustion engine

For the simulation there was created model of Szymkowiak's engine and it's version with modified swingarm, in Autodesk Inventor. Dynamicsimulation of piston movement has been made for both engines with selected compression ratios. Results of piston movement has been used to create simulation of combustion process in AVL Fire. Simulation for both engines has been made for the same boundary conditions.

Keywords: Dynamic simulation, Autodesk Inventor

Autorzy:

dr hab. inż. **Maciej Bajerlein** – Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Transportu, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, maciej.bajerlein@put.poznan.pl

dr inż. **Paweł Daszkiewicz** – IPS „TABOR” Poznań, p.daszkiewicz@tabor.com.pl

mgr inż. **Dawid Frąckowiak** – dyplomant WIT,

mgr inż. **Michał Domański** – Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Transportu, Instytut Silników Spalinowych i Transportu,

dr inż. **Paweł Stobnicki** – PIMR Poznań,

pawel.stobnicki@pimr.poznan.pl