

Jerzy Merkisz, Maciej Bajerlein, Paweł Daszkiewicz, Łukasz Rymaniak, Dawid Frąckowiak

# Analiza wskaźników termodynamicznych w autorskim silniku spalinowym

JEL: L62 DOI: 10.24136/atest.2018.373  
Data zgłoszenia: 19.11.2018 Data akceptacji: 15.12.2018

W ramach pracy wykorzystano drogę tłoka wygenerowaną w symulacji dynamicznej w programie AutodeskInventor do badania procesów zachodzących podczas procesu spalania. Symulację przeprowadzono w programie AVL Fire dla jednakowych warunków początkowych. Porównywano obie konstrukcje dla jednakowych stopni sprężania. Wyniki testów wykazały potrzebę optymalizacji konstrukcji ze względu na gorsze parametry pracy silnika ze zmodyfikowanym wahaczem przy wyższych stopniach sprężania.

**Słowa kluczowe:** AVL Fire, silnik VCR.

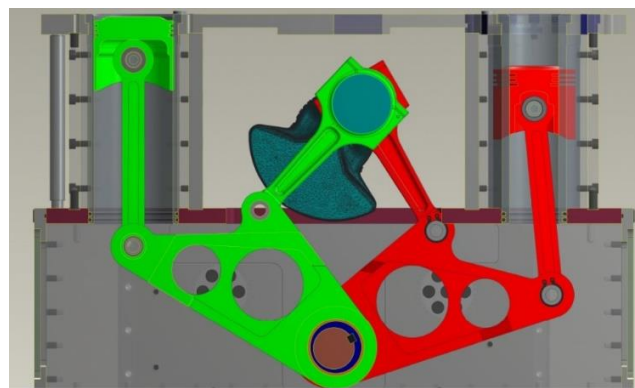
## Wstęp

W silniku tłokowym jednym z podstawowych parametrów konstrukcyjnych determinującym między innymi sprawność ogólną silnika, jest geometryczny stopień sprężania  $\epsilon$ , 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  $\epsilon$  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

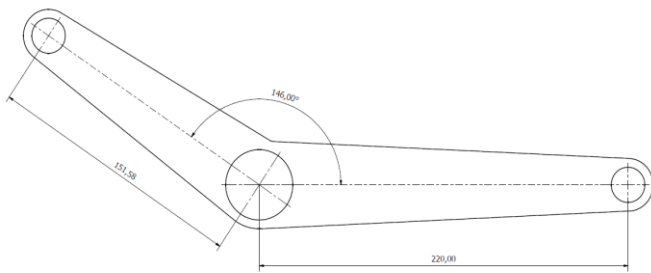
Silnik Szymkowiaka jest tłokowym silnikiem spalinowym o zmiennym stopniu sprężania wykorzystującym wahaczowy mechanizm korbowo-tłokowy. Pomysłodawcą silnika jest mgr inż. Mirosław Szymkowiak. Silnik ma możliwość zasilania wieloma paliwami, które znacząco różnią się od siebie parametrami (zakłada się 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 sześcianu o boku około 60 cm. Silnik posiada możliwość płynnej regulacji stopnia sprężania podczas pracy silnika w zakresie od 9:1 do 14,5:1, realizowanej przez obrót wałka 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 wale 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-tłokowego, korbowód tłokowy pracuje cały czas niemalże w pionie, przez co siły boczne zostały znacząco zredukowane w porównaniu do silnika z konwencjonalnym układem korbowo-tłokowym. Przyczynia się to do zwiększenia żywotności pary tłok-cylinder oraz zmniejszenia strat tarcia.



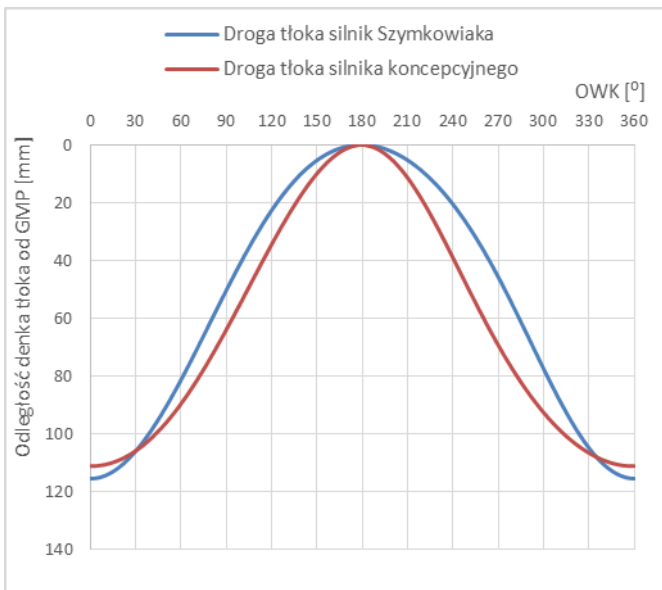
**Rys. 1.** Przekrój silnika Szymkowiaka z widocznym innowacyjnym układem korbowo-tłokowym

Do porównania przebiegu procesów spalania wybrano silnik Szymkowiaka oraz jego zmodyfikowaną wersję z koncepcyjnym wahaczem. Głównym założeniem przy projektowaniu zmienionego wahacza 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. 2.). 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. 2. Konceptyjny wahacz

Do porównania procesów zachodzących w komorze spalania wykorzystano równanie drogi elementu sprężającego dla obu silników, wygenerowane w symulacji dynamicznej w programie Autodesk Inventor (rys. 3) [4].



Rys. 3. Przebieg drogi elementu sprężającego dla obu konstrukcji

## 2 Analiza procesu spalania [4]

Symulacja procesu spalania została przeprowadzona za pomocą oprogramowania AVL Fire. Do potrzeb symulacji przyjęto komorę spalania o kształcie walca o średnicy odpowiadającej średnicy tłoka oraz wysokości odpowiadającej wysokości komory spalania w analizowanym przypadku. Istotnym etapem tworzenia ruchomej siatki cylindra jest wprowadzenie ścieżki ruchu tłoka (wykorzystano wyniki wcześniejszych symulacji dynamicznych). Określono badany zakres ruchu tłoka od 540° obrotu wału korbowego do 800° OWK, co odpowiada suwowi sprężania (zakres 540°-720° OWK) oraz najistotniejszej części suwu pracy (obejmującym zakres od 720° do 800° obrotu wału korbowego).

Symulacje procesu spalania zostały wykonane dla obu silników, dla trzech różnych stopni sprężania: 10:1, 12,5:1 oraz maksymalnego dla każdej z konstrukcji (tj. 14,6:1 dla silnika Szymkowiaka oraz 14,1:1 dla silnika ze zmienionym wahaczem). Podczas symulacji wykorzystano dostępne parametry oraz dokumentację techniczną. Dla każdego z 6 przypadków symulacji wykonano ruchomą siatkę komory spalania. Do wykonania symulacji ważnym jest precyzyjne dobranie parametrów oraz warunków pracy silnika. Dla obiektywnego porównania obu konstrukcji, zostały ustalone jednakowe parametry symulacji dla obu silników (tab. 1.). Prędkość obrotową wału korbowego ustalono na 2000 obr/min oraz przyjęto współczynnik nadmiaru powietrza wynoszący 1. Dla potrzeb symulacji przyjęto bezpośredni wtrysk paliwa oraz zapłon iskrowy silników.

Tab. 1. Warunki brzegowe użyte w symulacji

Parametr	Wartość	Jednostka
Świeży ładunek powietrza		
Ciśnienie	97000	Pa
Gęstość powietrza	[-]	kg/m <sup>3</sup>
Temperatura	340	kg/m <sup>3</sup>
Turbulentna energia kinetyczna	11	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Turbulentna długość skali	0,003	m
Inicjalizacja	Swirl/Tumble	[-]
Prędkość zawirowania	3000	obr/min
Kierunek osi obrotu	X = 0	[-]
	Y = 0	
	Z = 1	
Recyrkulacja spalin		
Rodzaj paliwa	Benzyna	[-]
Frakcja masowa EGR	0,12	[-]
Skład EGR	0,478	[-]
Laminarna prędkość płomienia	Domyślna	[-]

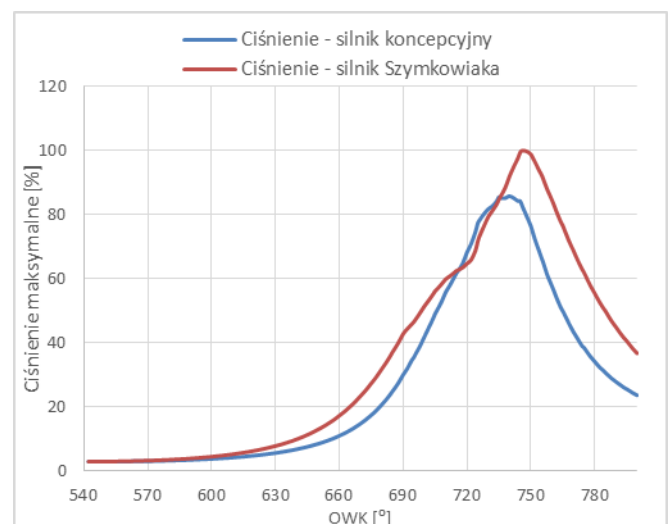
## 3 Wyniki symulacji [4]

Wykonano 6 symulacji procesów zachodzących w cylindrze, po 3 dla każdej z konstrukcji. Porównywano ze sobą obie konstrukcje dla 3 przypadków wartości stopnia sprężania. Dla obiektywnego porównania silników, zostały zachowane jednakowe warunki brzegowe. Jedynym zmienionym parametrem jest dawka paliwa, która została dostosowana do objętości skokowej danej konstrukcji (około 4% mniejsza objętość skokowa dla konstrukcji ze zmienionym wahaczem). Ilość wtryskiwanego paliwa dla każdego przypadku została ustalona tak by współczynnik nadmiaru powietrza wynosił  $\lambda=1$ . Pod uwagę wzięto średnie ciśnienie w cylindrze oraz prędkość wywiązywania ciepła. Wyniki zostały przedstawione w sposób procentowy, gdzie wartością odpowiadającą 100% jest wynik silnika Szymkowiaka z klasycznym wahaczem.

### 3.1 Symulacja dla $\epsilon=10$

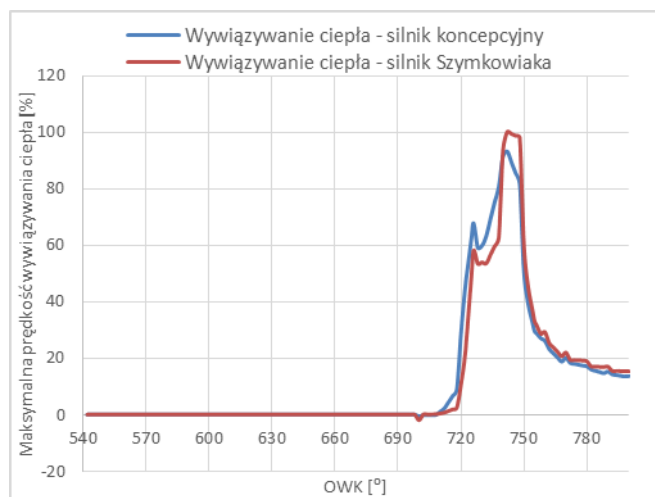
Pierwsza symulacja została przeprowadzona dla  $\epsilon=10$ . Do symulacji wykorzystano równania drogi tłoka wygenerowane w analizie dynamicznej dla obu konstrukcji.

Maksymalne ciśnienie dla silnika Szymkowiaka występuje w 746° OWK. Ciśnienie w silniku koncepcyjnym swoje maksimum osiąga w punkcie 740° obrotu wału korbowego, osiągając 14% mniejszą wartość maksymalną. Można zauważyć, że maksymalne ciśnienie dla silnika ze zmienionym wahaczem utrzymuje się dłużej niż dla konstrukcji klasycznej. Z kształtu wykresów wynika, że zapłon w zmodyfikowanej konstrukcji silnika nastąpił wcześniej niż w wersji klasycznej (rys. 4.).



Rys. 4. Rozkład ciśnienia roboczego w komorze spalania

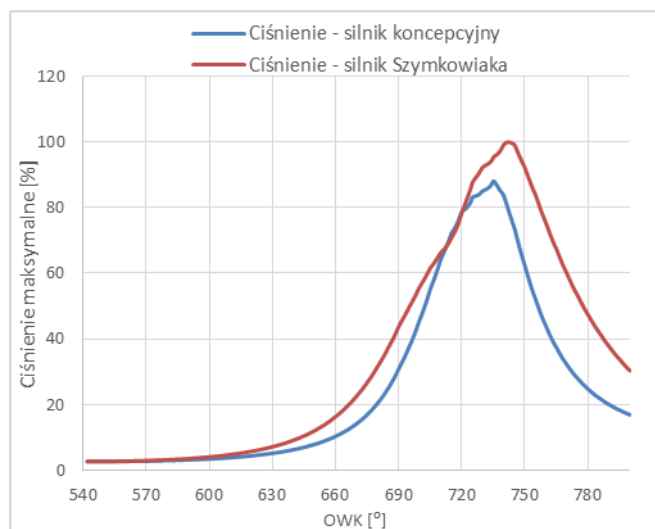
W silniku koncepcyjnym prędkość wydzielania ciepła jest większa w zakresie 708°-740° obrotu wału korbowego, jednak silnik Szymkowiaka osiąga wyższą wartość maksymalną (silnik koncepcyjny osiąga wartość 6% niższą), przypadającą na punkt 742° OWK. Zauważyć można, że w punkcie 726° OWK silnik koncepcyjny ma niemal 10% wyższą prędkość wywiązywania ciepła od silnika z klasycznym wahaczem. Z przebiegu wykresów można odczytać moment wtrysku paliwa, który można rozpoznać po ujemnej wartości prędkości wywiązywania ciepła, związane jest to z odparowywaniem paliwa (rys. 5.).



Rys. 5. Przebieg prędkości wywiązywania ciepła dla obu konstrukcji

### 3.2 Symulacja dla $\epsilon=12,5$

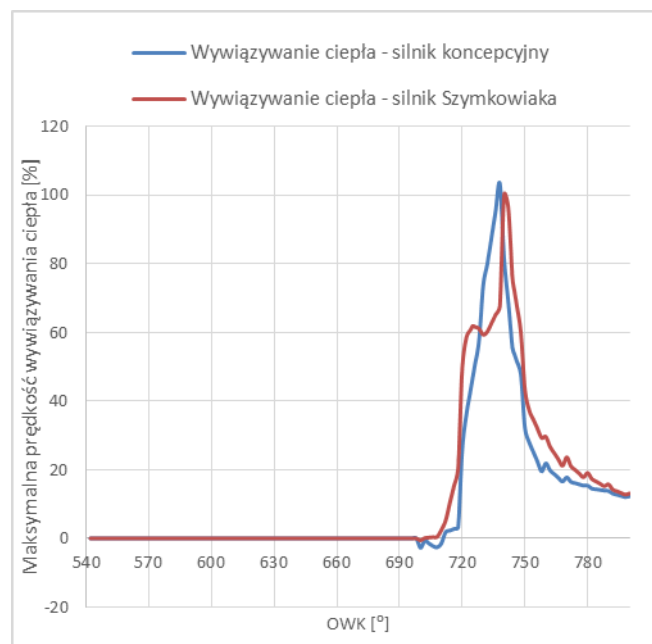
Kolejna symulacja została przeprowadzona dla geometrycznego stopnia sprężania wynoszącego 12,5:1. Maksymalne ciśnienie w silniku koncepcyjnym przypada 16° obrotu wału korbowego za górnym martwym punktem i osiąga wartość 12,5% niższą niż w przypadku silnika Szymkowiaka. W górnym martwym punkcie oba silniki posiadają jednakową wartość ciśnienia w komorze spalania, jednak po jego przekroczeniu ciśnienie w komorze spalania silnika Szymkowiaka wzrasta zauważalnie szybciej (rys. 6.). Spadek ciśnienia w komorze spalania silnika koncepcyjnego następuje 16° OWK wcześniej.



Rys. 6. Rozkład ciśnienia roboczego w komorze spalania

Początek wywiązywania ciepła nastąpił wcześniej w silniku Szymkowiaka przy kącie obrotu wału 708°, a w przypadku silnika koncepcyjnego przy 718° OWK. Te punkty można uznać za począ-

tek procesu spalania. Silnik ze zmienionym wahaczem uzyskuje 3% wyższą maksymalną prędkość wydzielania ciepła (rys. 7.).

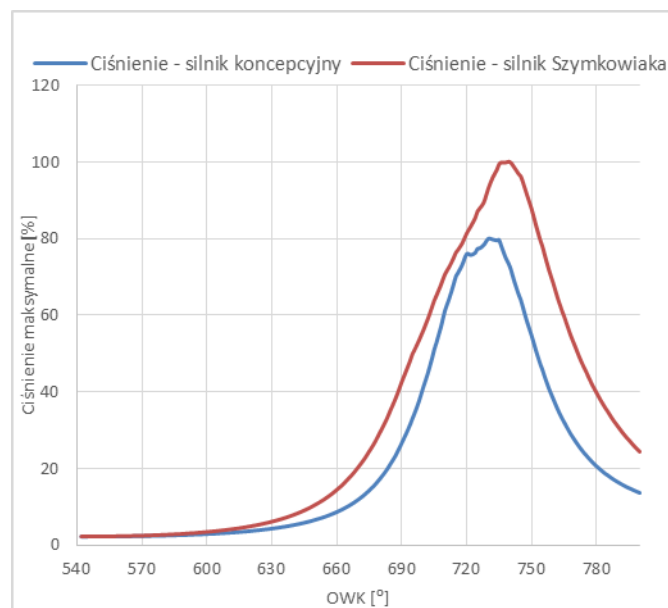


Rys. 7. Przebieg prędkości wywiązywania ciepła dla  $\epsilon=12,5$

### 3.3 Symulacja dla maksymalnego $\epsilon$

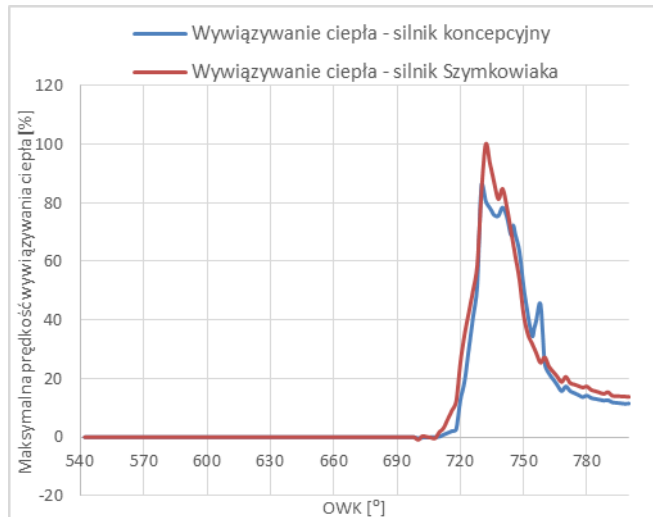
Ostatnia symulacja została przeprowadzona dla maksymalnych wartości stopnia sprężania dla obu silników, wynoszącymi: 14,6:1 dla silnika Szymkowiaka oraz 14,1:1 dla silnika z koncepcyjnym wahaczem.

Z wykresu przebiegu ciśnienia można odczytać ponad 20% różnicę pomiędzy osiąganymi wartościami ciśnienia maksymalnego. Punkt maksymalnego ciśnienia przypada odpowiednio w 730° OWK dla silnika koncepcyjnego oraz w zakresie 736°-740° obrotu wału korbowego dla silnika Szymkowiaka. Ciśnienie panujące w cylindrze silnika Szymkowiaka osiąga większe ciśnienie w całym rozpatrywanym zakresie obrotowym wału korbowego. Zauważyć można, że wraz ze wzrostem stopnia sprężania zwiększa się różnica maksymalnego ciśnienia pomiędzy konstrukcjami silników (rys. 8.).



Rys. 8. Rozkład ciśnienia w komorze spalania dla maksymalnego stopnia sprężania

Wydzielanie ciepła w silniku Szymkowiaka rozpoczęło się w punkcie 706° OWK, punkt ten można uznać za początek procesu spalania. Do 730° obrotu wału korbowego prędkość wydzielanego ciepła dla obu konstrukcji była niemal identyczna, w tym też punkcie silnik o koncepcyjnej konstrukcji osiągnął maksymalną wartość rozpatrywanego parametru. Silnik Szymkowiaka osiąga maksymalną prędkość wydzielania ciepła w 732° OWK. Z przebiegu wykresu dla konstrukcji koncepcyjnej można zaobserwować, że proces spalania przebiegał dwuetapowo co może wskazywać na niekompletne odparowanie paliwa (rys. 9.).



Rys. 9. Przebieg prędkości wywiązywania ciepła dla maksymalnego stopnia sprężania.

## Podsumowanie

Zrealizowane symulacje procesów spalania w silniku Szymkowiaka oraz jego modyfikacji zostały wykonane w celu wykazania wpływu przebiegu drogi tłoka w jednostce z możliwością zmiany geometrycznego stopnia sprężania na parametry pracy silnika spalinowego. Dzięki zastosowaniu symulacji komputerowej w specjalistycznym oprogramowaniu AVL Fire, proces realizacji symulacji był stosunkowo szybki oraz umożliwił pomiar większej ilości parametrów niż pomiar na rzeczywistej jednostce napędowej.

Silnik Szymkowiaka podczas przeprowadzonych testów pozwalał osiągać wyższe średnie ciśnienia panujące w komorze spalania (co przekłada się na wyższy moment obrotowy). Symulacje obu silników mają charakter poglądowy, zostały wykonane bez wcześniejszej optymalizacji parametrów takich jak, np.: typ wtrysku paliwa, rodzaj wtryskiwacza, czas wtrysku paliwa, kształt denka tłoka, położenie świecy zapłonowej, czas zapłonu i inne. Wszystkie parametry symulacji zostały dobrane tak, aby obie porównywane kon-

strukcje miały jak najbardziej zbliżone warunki pracy. Prosta modyfikacja jaką jest zmiana kształtu wahacza pozwoliła na zmianę drogi elementu sprężającego, co przełożyło się na widoczne zmiany parametrów procesu spalania. Wysokie ciśnienie uzyskane dla silnika ze zmodyfikowanym wahaczem, na szerokim zakresie kątów obrotu wału korbowego pozwala na równomierną pracę jednostki napędowej. Dzięki zmodyfikowanej konstrukcji wahacza, możliwe jest sterowanie szerszym zakresem stopni sprężania.

## 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.

## The analysis of thermodynamic indicators in unconventional combustion engine

Results of piston movementsimulation in AutodeskInventorhasbeenused to createsimulation of combustionprocess in AVL Fire. Simulation for bothengineshasbeenmade for the same boundaryconditions. Results of simulationswerecompared for twoversions of Szymkowiak’sengines. Diagrams with comparison of bothenginesshowsbetterparameters of Szymkowiak’sengine. Modifiedconstructionshould be optimized to reachsimilarparameters.

**Keywords:** AVL Fire, VCR engine

## Autorzy:

Prof. dr hab. inż. **Jerzy Merkisz** – Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Transportu, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, [Jerzy.Merkisz@put.poznan.pl](mailto:Jerzy.Merkisz@put.poznan.pl)

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

dr inż. **Paweł Daszkiewicz** – IPS „TABOR” Poznań, [p.daszkiewicz@tabor.com.pl](mailto:p.daszkiewicz@tabor.com.pl)

dr inż. **Łukasz Rymaniak** - Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Transportu, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, [lukasz.rymaniak@put.poznan.pl](mailto:lukasz.rymaniak@put.poznan.pl)

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