

## Simulation tests of a VCR engine as a propulsion unit in rail vehicles

### Badania symulacyjne silnika VCR jako jednostki napędowej w pojazdach szynowych

*The paper presents the possibility of using a VCR engine as a driving unit of a generating set in rail vehicles. Thermodynamic analyzes of the engine were also performed. For the purposes of the research, the piston path was generated in the dynamic simulation in Solidworks to study the processes occurring during the combustion process. This path was used to simulate the AVL Fire program for the same initial conditions. Different variants of the engine cam control with the same compression ratio were compared. The article analyzed the moment and the period of time that the piston remains in the Upper Dead Center (TDC).*

*W ramach pracy przedstawiono możliwość zastosowania silnika VCR jako jednostki napędowej zespołu prądotwórczego w pojazdach szynowych. Dokonano również analiz termodynamicznych silnika. Na potrzeby badań wygenerowano drogę tłoka w symulacji dynamicznej w programie Solidworks do badania procesów zachodzących podczas procesu spalania. Droga ta została wykorzystana do przeprowadzenia symulacji w programie AVL Fire dla jednakowych warunków początkowych. Porównane zostały różne warianty wysterowania krzywki silnika przy jednakowym stopniu sprężania. W rozpatrywanym artykule analizowano moment oraz okres czasu jaki tłok pozostaje w Górnym Martwym Położeniu (GMP).*

#### Introduction

In the internal combustion engine, one of the basic design parameters determining the overall efficiency of the unit is the geometric compression ratio  $\epsilon$ . This parameter is the ratio of the maximum cylinder volume  $V_{max}$ , ie when the piston is in the bottom dead center (DMP), to the minimum combustion chamber volume  $V_{min}$ , when the piston is in top dead center (TDC) [1, 2].

The operating conditions of the internal combustion engine are variable, therefore the constant, structurally determined value of the geometric compression ratio does not ensure optimal operating conditions, which reduces the overall efficiency of the drive system. Currently, the most efficient low-speed units achieve a maximum value of about 40%, while maintaining the most favorable conditions. This means that despite the achievement of the highest efficiency among combustion engines, more than half of the fuel energy is irretrievably lost. By increasing the geometric compression ratio, greater engine power and efficiency can be obtained. The negative effect of such a procedure is the increased probability of knocking combustion, which may lead to engine damage [3]. The solution that gives high efficiency in changing working conditions is the use of a variable geometric compression ratio. This

#### 1. WSTĘP

W silniku spalinowym jednym z podstawowych parametrów konstrukcyjnych determinującym między innymi sprawność ogólną jednostki, jest geometryczny stopień sprężania  $\epsilon$ . Parametr ten jest stosunkiem maksymalnej objętości cylindra  $V_{max}$ , tj. w momencie gdy tłok znajduje się w dolnym martwym położeniu (DMP) do minimalnej objętości komory spalania  $V_{min}$ , przy położeniu tłoka w górnym martwym położeniu (GMP) [1, 2].

Warunki pracy silnika spalinowego są zmienne, dlatego stała, konstrukcyjnie ustalona wartość geometrycznego stopnia sprężania nie zapewnia optymalnych warunków pracy, przez co sprawność całkowita układu napędowego maleje. Obecnie najbardziej wydajne jednostki wolnoobrotowe osiągają maksymalnie wartość około 40% sprawności przy zachowaniu najkorzystniejszych warunków. Oznacza to, że pomimo osiągnięcia najwyższej wśród silników spalinowych sprawności, ponad połowę energii paliwa jest bezpowrotnie tracona. Zwiększając geometryczny stopień sprężania uzyskać można większą moc oraz sprawność silnika. Negatywnym efektem takiego zabiegu jest zwiększone prawdopodobieństwo wystąpienia spalania stukowego, które prowadzić może do uszkodzenia silnika [3]. Rozwiązaniem dającym wysoką sprawność w zmiennych warunkach pracy jest zastosowanie

allows for a dynamic change of  $\varepsilon$  during engine operation. The variable compression ratio (VCR - Variable Compression Ratio) enables the adjustment of this parameter depending on the operating conditions, as well as allows the use of alternative fuels and low-temperature combustion processes [4], which affect the emission of harmful compounds from exhaust gases.

Internal combustion engines in rail vehicles work as a drive for the main generator, which generates electricity needed to drive electric traction motors. The generator set (Fig. 1) [5] operates under characteristic conditions, the so-called "set-ups". The appropriate setting is matched to the actual power requirement (Fig. 2) [6]. For this reason, the operation of the internal combustion engine in variable conditions affects the overall efficiency. By selecting the compression ratio to the current operating conditions, it is possible to significantly increase the overall efficiency, and thus reduce operating costs and affect the amount of harmful emissions.



Fig. 1. View of generator set with engine type MTU 12V4000R84 [5]

Rys. 1. Widok zespołu prądowórczego z silnikiem MTU 12V4000R84 [5]

## 1. Test unit

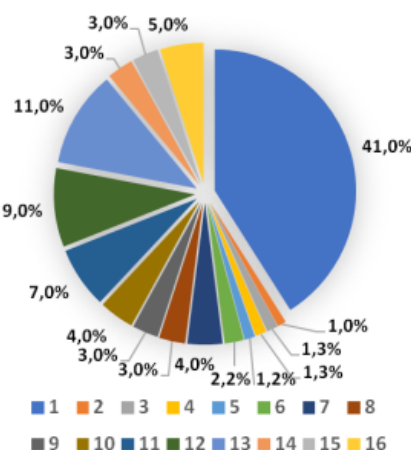
Szymkowiak's engine is a reciprocating piston engine with a variable compression ratio that incorporates a control arm and the piston crank mechanism. The engine can be supplied with various types of fuels, which differ significantly in terms of their parameters (including gasoline with different octane number, diesel oil, natural gas or biofuels). The test unit is an eight-cylinder engine with cylinders placed in a two-in-line system (4 cylinders per line).

The engine is in the shape of a cube with a side of approximately 60 cm in length. The engine has the ability to smoothly adjust the compression ratio during operation within the range of 9: 1 to 14.5: 1. The adjustment of this parameter to the current conditions is accomplished by turning the camshaft.

A characteristic feature of the engine is the way of transferring the reciprocating motion of the piston to the rotary motion of the crankshaft. The movement of the piston is transferred to the control arm by means of a connecting rod assembled to the control arm with a bolt. Then the control arm movement is converted into

zmiennego geometrycznego stopnia sprężania. Pozwala to na dynamiczną zmianę  $\varepsilon$  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 [4], które wpływają na emisję związków szkodliwych ze spalin.

Silniki spalinowe w pojazdach szynowych pracują jako napęd prądnic głównej, która wytwarza energię elektryczną potrzebną do napędu elektrycznych silników trakcyjnych. Zespół prądowórczy (Rys. 1) [5] pracuje w charakterystycznych warunkach, tak zwanych „nastawach”. Odpowiednia nastawa jest doбираna do aktualnego zapotrzebowania na moc (Rys. 2) [6]. Z tego powodu praca silnika spalinowego w zmiennych warunkach wpływa na sprawność ogólną. Dobierając stopień sprężania do aktualnych warunków pracy można znacząco wpłynąć na zwiększenie sprawności ogólnej, a tym samym zmniejszyć koszty eksploatacji oraz wpłynąć na wielkość emisji związków szkodliwych.



Rys. 2. Wykresy udziału czasu pracy dla poszczególnych pozycji nastawnika dla lokomotywy ST44. Wartości mocy dla tych pozycji są następujące: 1 – 0 kW, 2 – 40 kW, 3 – 100 kW, 4 – 200 kW, 5 – 400 kW, 6 – 450 kW, 7 – 550 kW, 8 – 550 kW, 9 – 650 kW, 10 – 700 kW, 11 – 750 kW, 12 – 800 kW, 13 – 910 kW, 14 – 1000 kW, 15 – 1100 kW, 16 – 1232 kW [6]

Fig. 2. Graph of the operating time density for individual positions of the drive controller for ST44 locomotive. The power values denoted by these settings are as follows: 1 – 0 kW, 2 – 40 kW, 3 – 100 kW, 4 – 200 kW, 5 – 400 kW, 6 – 450 kW, 7 – 550 kW, 8 – 550 kW, 9 – 650 kW, 10 – 700 kW, 11 – 750 kW, 12 – 800 kW, 13 – 910 kW, 14 – 1000 kW, 15 – 1100 kW, 16 – 1232 kW [6]

## 1. OBIEKT BADAŃ

Silnik Szymkowiaka jest tłokowym silnikiem spalinowym o zmiennym stopniu sprężania wykorzystującym wahaczowy mechanizm korbowo-tłokowy. Silnik ma możliwość zasilania wieloma paliwami, które znacząco różnią się od siebie parametrami (zakłada się możliwość zasilania benzynami o różnej liczbie oktanowej, gazem ziemnym lub biopaliwami). Jednostką jest osmiocylindrowy silnik z cylindrami umieszczonymi w układzie dwurzędowym (po 4 cylindry na rząd).

a rotational movement owing to the connection of the crankshaft to the control arm by means of the connecting rod. The control arm is also pinned on the camshaft. The engine height has been reduced by placing the crankshaft between the cylinder rows (Fig. 3.)

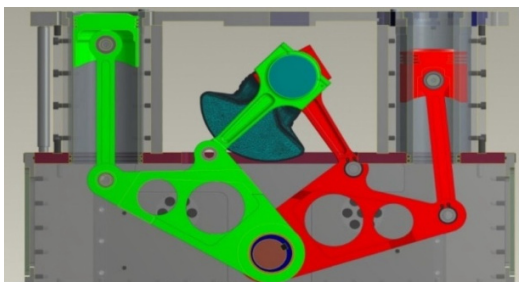


Fig. 3. Cross-section of a VCR engine with a view of the piston crank set

Rys. 3. Przekrój silnika Szymkowiaka z widokiem na układ korbowo-tłokowy

In order to compare the combustion processes the models of Szymkowiak's engine and a conventional engine were created in the 3D program. The engine with variable compression has been designed in a way that accurately reproduces all dimensions and geometrical relationships from the real engine. In the case of the conventional engine, geometric dimensions have been selected in such a way that the unit has the same characteristics as the engine with a control arm, i.e. piston diameter, stroke, crank radius. Both models have been simplified while maintaining all dimensions and geometric properties (Fig. 4.). The purpose of simplifications was to shorten the time of simulation.

In order to compare the combustion processes depending on the time of the piston spent in the TDC, it was necessary to analyze the piston movement for each variant (Fig. 5.). The piston movement test was carried out on previously created 3D models. The images of piston movement for each of the considered options were generated in Solidworks program, the Movement Analysis tab. The obtained data concerning the position of the piston related to the crank angle of (CA) had to be saved in a specially prepared .txt file.

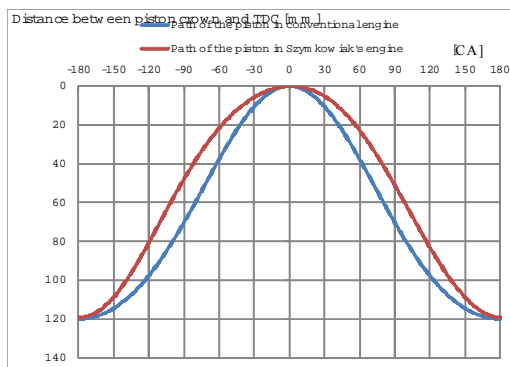


Fig. 5. Comparison of the piston movement in a conventional engine and in engine with a control arm [8]

Rys. 5. Porównanie drogi tłoków w silniku klasycznym oraz wahaczowym [8]

Jednostka napędowa ma wymiary sześciianu o boku około 60 cm. Silnik posiada możliwość płynnej regulacji stopnia sprężania podczas pracy w zakresie od 6:1 do 14,5:1. Dostosowanie tego parametru do aktualnych warunków, realizowane jest poprzez 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. 3.).

Do porównania przebiegu procesów spalania stworzono silnik VCR oraz silnik konwencjonalny w programie 3D. Jednostka ze zmiennym stopniem sprężania została zaprojektowana w sposób wiernie odwzorowujący wszystkie wymiary i zależności geometryczne z rzeczywistego silnika. Wymiary geometryczne w przypadku silnika konwencjonalnego zostały dobrane w taki sposób, aby jednostka miała takie same własności co silnik wahaczowy tj. średnica tłoka, skok, wykorbienie. Oba modele zostały uproszczone zachowując wszystkie wymiary i własności geometryczne (rys. 4.). Celem uproszczeń było skrócenie czasu wykonywania symulacji.

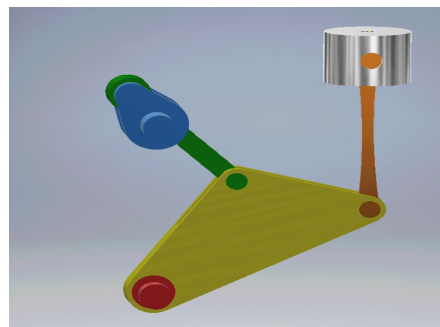


Fig.4. A simplified geometry of the crank-piston system in Szymkowiak's engine [X]

Rys. 4. Uproszczona geometria układu korbowo-tłokowego w silniku Szymkowiaka [7]

W celu porównania procesów spalania w zależności od czasu pozostawania tłoka w GMP niezbędne było wykorzystanie drogi tłoka dla każdego wariantu (rys. 5.). Badanie ruchu tłoka zostało przeprowadzone na wcześniej stworzonych modelach 3D. W programie Solidworks w zakładce badanie ruchu wygenerowano drogi tłoków dla każdej z rozpatrywanych opcji. Otrzymane dane dotyczące położenia tłoka odniesione do kąta obrotu wału korbowego (OWK) należało zapisać w specjalnie przygotowanym pliku .txt.

## 2. Analysis of the combustion process

The combustion process were simulated by the use of the AVL Fire software. One of the software segments is the ESE Diesel variant. This segment of the software has been specially designed to simulate combustion in diesel engines. With this version of the program simulations have been created separately for a conventional engine and for a self-ignition engine with a piston-crankshaft type. The simulations carried out in the program were used at a later stage to analyze the phenomena occurring in the combustion chamber. For the purpose of the simulation, combustion chambers for the described engines were generated (Fig. 6). Available data on the engine units were used to create simulations. The cylindrical combustion chamber with the base diameter equal to the piston diameter and the height corresponding to the analyzed cases was designed in the Diesel Bowl module. The lack of turbulence in the cylinder, the lack of load exchange and the flat piston crown were the main assumptions for all the simulations. The engine under test was powered by direct injection of diesel fuel into the combustion chamber. The injector used in the tests had 4 holes. The position of the sprayer was set at a distance of 4.5 mm from the piston crown. Spray Angle was controlled and performed at a value of 8°.

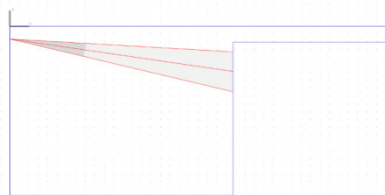


Fig. 6. The image of combustion chamber generated by the use of the AVL software

Rys. 6. Komora spalania wygenerowana w programie AVL

An important stage in combustion chamber modeling is the polygon mesh (Fig. 7.). The space under consideration was divided into structural blocks together with an injector. The blocks were generated on the basis of Topology 0. The procedure of creating a polygon mesh allows to analyze of the combustion process, therefore the mesh must be highly precised and accurate, especially in the area of the fuel stream. Initial dimensions of combustion chambers were created for geometry in TDC. Along with the piston movement the polygon mesh stretched and caused an increase in the number of its components. The procedure of polygon mesh takes place within the full range of CA. Due to the high computing power required, the combustion chamber was divided into several parts of identical sizes. The number of created sections is equal to the number of holes in the injector.

In order to ensure reliability of the simulation results, paths of the pistons from dynamic simulation were previously generated, individually for each con-

## 2. ANALIZA PROCESU SPALANIA

Symulacja procesu spalania została przeprowadzona w programie AVL Fire. Jednym z segmentów oprogramowania jest odmiana ESE Diesel. Ten segment programu został specjalnie zaprojektowany w celu tworzenia symulacji procesów silnikowych z zapłonem samoczynnym. Za pomocą tej wersji programu zostały stworzone symulacje dla silnika z konwencjonalnym jak i wahaczowym układem korbowo-tłokowym o zapłonie samoczynnym. Badania przeprowadzone w programie posłużyły w późniejszej fazie do analizy zjawisk zachodzących w komorze spalania. Na potrzeby symulacji wygenerowane zostały komory spalania dla opisywanych silników (rys. 6.). Dostępne dane na temat jednostek wykorzystane zostały przy tworzeniu symulacji. Komora spalania w kształcie walca o średnicy podstawy równej średnicy tłoka oraz wysokości odpowiadającej analizowanym przypadkom została zaprojektowana w module Diesel Bowl. Brak zawrotań w cylindrze, brak wymiany ładunku oraz płaskie denko tłoka były głównymi założeniami dla wszystkich przeprowadzonych symulacji. Badany silnik był zasilany przez bezpośredni wtrysk oleju napędowego do komory spalania. Zastosowane wtryskiwacze posiadały 4 otwory. Położenie rozpylacza ustalono na odległość 4,5 mm od denka tłoka. Wtrysk paliwa wysterowano w taki sposób, aby odbył się pod kątem 8°.

Istotnym etapem modelowania komory spalania jest siatka parametryczna (rys. 7.). Rozpatrywana przestrzeń podzielona została na bloki strukturalne wraz z wtryskiwaczem. Bloki zostały wygenerowane na podstawie Topologii 0. Zabieg stworzenia siatki umożliwia analizę procesu spalania, dlatego jej największa dokładność była wymagana szczególnie w obrębie strugi paliwa. Wymiary początkowe komór spalania zostały stworzone dla geometrii w GMP. Wraz z ruchem tłoka przy OWK siatka rozciągała się powodując wzrost liczby jej elementów składowych. Zjawisko wyciągania siatki ma miejsce w pełnym zakresie OWK. Ze względu na wymaganą dużą moc obliczeniową program podzielił komorę spalania na kilka części identycznych rozmiarów. Liczba powstałych sekcji jest równa liczbie otworków we wtryskiwaczu.

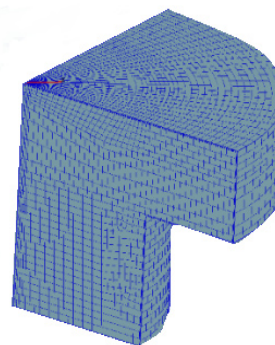


Fig. 7. 3D image of the combustion chamber segment created by the use of the AVL Fire Workflow Manager

Rys. 7. Siatka 3D segmentu komory spalania w programie AVL Fire Workflow Manager

figuration of the piston path. The range of piston movement under test was determined from 540 to 800 CA, which corresponds to the compression stroke (range 540-720 CA) and the most important part of the combustion stroke (including the range from 720 to 800 CA). In order to increase the accuracy of analysis, the calculation steps were concentrated in crucial areas, i.e. the end of the compression stroke and the initial phase of the combustion stroke (Tab. 1.).

**Table 1. Calculation range concerning crank angle [CA]**

**Tabela 1. Zagęszczenie kroków obliczeniowych symulacji w kącie obrotu wału korbowego**

Początek przedziału [°OWK]	Koniec przedziału [°OWK]	Krok obliczeniowy symulacji [°OWK]
540	690	1
690	740	0,25
740	750	0,5
750	780	1
780	800	1

Simulations of the combustion process were performed for engines with an identical compression ratio of 14.3. During the simulation, available parameters and technical specifications were applied. For each of the 5 simulation cases, the geometrical dimensions of the combustion chambers were determined in such a way that the compression ratio was always equal. Although the compression ratio in a real engine is variable for a different camshaft position, the change in the geometrical dimensions of the combustion chamber (change in height) aims at an objective comparison of combustion processes for

**Table 2. The boundary conditions of the simulation**

Parameter	Value	Unit
<b>Fresh air load</b>		
Pressure	97000	Pa
Air density	[-]	kg/m <sup>3</sup>
Temperature	340	K
Turbulent kinetic energy	11	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Turbulent range width	0.003	m
Initialization	Swirl/Tumble	[-]
Turbulence speed	3000	rpm
Direction of the rotation axis	X = 0 Y = 0 Z = 1	[-]
<b>Exhaust gas recirculation</b>		
Fuel type	Diesel	[-]
EGR bulk fraction	0.12	[-]
The composition of EGR	0.478	[-]
Laminar flame speed	Default	[-]

Ważną czynnością dzięki, której wykonane symulacje były przeprowadzone w prawidłowy sposób jest wprowadzenie wygenerowanej wcześniej w symulacji dynamicznej, indywidualnej dla każdej konfiguracji ścieżki ruchu tłoka. Badany zakres ruchu został określony od 540° 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). W celu zwiększenia stopnia dokładności obliczeń, zagęszczone zostały kroki obliczeniowe, w obszarach w których symulacja jest kluczowa tj. koniec suwu sprężania oraz początkowa faza suwu pracy (tab. 1.).

Symulacje procesu spalania zostały wykonane dla silników z identycznym stopniem sprężania wynoszącym 14,3. Podczas symulacji wykorzystano dostępne parametry oraz dokumentacje techniczne. Dla każdego z 5 przypadków symulacji ustalono wymiary geometryczne komór spalania w taki sposób, aby stopień sprężania był równy. Pomimo że w rzeczywistym silniku stopień sprężania jest zmienny dla różnego położenia wałka krzywkowego, zmiana wymiarów geometrycznych komory spalania (zmiana wysokości) ma na celu obiektywne porównanie procesów zachodzących podczas spalania dla różnych wariantów. Do wykonania symulacji w programie AVL ważnym było precyzyjne dobranie parametrów oraz warunków pracy silnika. W celu uzyskania jak najbardziej miarodajnych wyników, zostały ustalone jednakowe warunki symulacji dla wszystkich konfiguracji (tab. 2.). Prędkość obrotową wału korbowego ustalono na 2000 obr/min oraz przyjęto taką samą masę wtryskiwanego paliwa.

**Tabela 2. Warunki brzegowe symulacji**

Parametr	Wartość	Jednostka
<b>Świeży ładunek powietrza</b>		
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	[-]
<b>Recyrkulacja spalin</b>		
Rodzaj paliwa	ON	[-]
Frakcja masowa EGR	0,12	[-]
Skład EGR	0,478	[-]
Laminarna prędkość płomienia	Domyślna	[-]

different variants. To perform the simulation by the use of the AVL program, it was important to precisely select the parameters and conditions of the engine operation. In order to obtain the most reliable results, the same initial conditions were set for all configurations (Tab. 2.). The engine speed was set at 2000 rpm and the same mass of the injected fuel was applied. For the purposes of the simulation, direct fuel injection was performed at 10° before TDC, which lasts 0.39 ms. These values were adopted due to self-ignition that occurs in TDC. The model of combustion that was selected for simulation is the Extended Coherent Flame Model - 3 Zones (ECFM-3Z).

### 3. Test results and findings

Five simulations of the processes taking place in the cylinder were carried out by the use of the AVL program. One simulation of the combustion process was performed in a conventional engine. The four remaining ones were simulated for the engine with the control arm at different camshaft positions. Such configurations extended the intervals of the piston position in TDC and changed the duration of strokes. The simulations were carried out for the following intervals in which the piston remained in TDC: 717-723° CA, 715-725° CA, 714-722° CA and 713-725° CA. The results of all simulations were compared and then analyzed. The conventional engine served as the reference point for the simulation in the engine with the control arm. In order to make all results comparable, the same boundary conditions were maintained. The only parameter that differed was the geometric combustion chamber. It was configured for each case individually so that the compression ratio in each simulation was 14.3. The amount of fuel injected for each case was constant. The mean cylinder pressure, temperature and heat release rate were taken into account. The simulations were carried out at crank angle ranged 540° - 800° CA. This range is sufficient to fully visualize the thermodynamic conditions occurring in the combustion chamber during the combustion stroke.

#### 3.1. Distribution of working pressure

The first simulation was carried out for the conventional piston movement that occurs in the conventional crank-piston system. The piston is in TDC when the crank angle reaches 720°. The compression and combustion strokes last the same amount of time, so the piston movement is symmetrical. In the test, the combustion chamber was adapted to the chamber in the engine with the control arm. The purpose of this adaptation was to obtain identical compression ratios, which amounted to 14.3. During the simulation, the maximum working pressure reached 63.1 bar and it was at 726.5° CA. The chemical reaction of the combustion process originated at 721.5° CA. The figure shows a typical increase in pressure after the piston reaches top dead center position what validates

Na potrzeby symulacji przyjęto bezpośredni wtrysk paliwa na 10° przed GMP, który trwa 0,39 ms. Wartości te zostały przyjęte ze względu na zapłon samoczynny w GMP. Model spalania jaki został dobrany do symulacji to Extended Coherent Flame Model – 3 Zones (ECFM-3Z).

### 3. WYNIKI BADAŃ

Wykonanych zostało 5 symulacji procesów zachodzących w cylindrze w programie AVL. Jedna symulacja dotyczyła procesu spalania w konwencjonalnym silniku. Cztery pozostałe zasymulowane zostały dla silnika wahaczowego przy różnych położeniach wałka krzywkowego. Takie konfiguracje przełożyły się na wydłużeniu przedziałów czasowych pozostawania tłoka w GMP oraz na zmianie okresów trwania poszczególnych suwów. Symulacje zostały przeprowadzone dla następujących przedziałów, w których tłok pozostawał w GMP: 717-723° OWK, 715-725° OWK, 714-722° OWK oraz 713-725° OWK. Wyniki wszystkich symulacji zostały porównane do siebie, a następnie przeanalizowane. Silnik klasyczny był obiektem odniesienia dla symulacji w silniku wahaczowym. Dla obiektywnego porównania rozwiązań, zostały zachowane jednakowe warunki brzegowe. Jedynym zmienionym parametrem jest geometryczna komora spalania, która została dostosowana dla każdego przypadku w taki sposób, aby stopień sprężania w każdej symulacji wynosił 14,3. Ilość wtryskiwanego paliwa dla każdego przypadku została ustalona na wartość stałą. Pod uwagę wzięto średnie ciśnienie w cylindrze, temperaturę oraz prędkość wywiązywania ciepła. Zakres kątowy w jakim zostały wykonane symulacje to 540° - 800° OWK. Wartość ta jest wystarczająca do pełnego zobrazowania warunków termodynamicznych występujących w komorze spalania podczas suwu spalania.

#### 3.1. Rozkład ciśnienia roboczego

Pierwsza symulacja została przeprowadzona dla klasycznej drogi tłoka występującej w konwencjonalnym układzie korbowo-tłokowym. Tłok znajduje się w GMP w momencie osiągnięcia kąta obrotu wału korbowego równego 720°. Suwy sprężania i pracy trwają taki sam okres czasu, a więc droga tłoka jest symetryczna. W badaniu komora spalania została dostosowana do komory w układzie wahaczowym. Celem tego zabiegu było uzyskanie identycznych stopni sprężania, które wyniosły 14,3. Podczas symulacji maksymalne ciśnienie robocze jakie wystąpiło wyniosło 63,1 bar i przypadło na 726,5° OWK. Reakcja chemiczna procesu spalania miała początek w 721,5° OWK. Na rysunku widoczny jest charakterystyczny wzrost ciśnienia za górnym martwym położeniem tłoka co świadczy o poprawności wykonania symulacji. Przebieg dla silnika konwencjonalnego jest odniesieniem dla pozostałych konfiguracji. Rozkład omawianego parametru znajduje się na rysunku 8a.

the simulation. The course for the conventional engine is a reference point for other configurations. The distribution of the discussed parameter is shown in Figure 8a.

Simulation for the second configuration (Fig. 8b.) was performed for the symmetrical path of the piston, in which the piston remains in the TDC within range 717 to 723° CA. The maximum value of working pressure in the combustion chamber was reached at 723° CA, i.e. in the final phase when the piston is in TDC, and amounted to 59.7 bar. A rapid increase in pressure took place almost along the line defining an angle of 720° CA. The pressure course in this simulation differs significantly from the distribution in the conventional engine. Visible inflections and irregularities are the result of the imperfection of the path of the compression element. At certain moments, the piston is affected by significant values of acceleration, which results in an uneven increase in pressure. Originally, while the piston was leaving the TDC, there was a significant decrease in the working pressure. Therefore, it was necessary to reduce the speed of the piston movement immediately after reaches TDC by "alleviating" the piston movement in the initial phase of the combustion stroke. As a result, the pressure distribution turned out to be uneven. In the first stage, after the piston has been stopped, there is a pressure drop of 0.5 bar for the distance traveled equal to 0.0001m, which is visible as an indent in the graph.

In simulation number 3 (Fig. 8c.), just as in the previous case, the piston movement was symmetrical with respect to the 720° CA point. However, the working range of the piston in TDC was longer by 4° CA and was within the range of 715-725° CA. In this case, the maximum pressure value was 60.6 bar and was reached within the range of constant pressure between 723-725° CA. After leaving the TDC by the piston, the decrease in the value of the discussed parameter is milder in relation to the previous simulation. The occurring inflections are the result of local accelerations and delays in the movement of the piston.

In the next simulation, the piston movement was asymmetrical with respect to 720° CA. In this configuration the piston remained in TDC within ranges of 714-722° CA (Fig. 8d.). This means that the compression stroke time has been shortened, and thus the piston moves at a higher speed. In this case, the pressure reached the maximum value within the range 723 - 725° CA and amounted to 60.5 bar. This means that the peak point was reached after TDC (the pressure value in TDC is slightly lower by approximately 0.1-0.2 bar) which results in a sharper course of the curve after exceeding 725° CA. The reason for this phenomenon may be too late self-ignition of the air-fuel mixture and its burning up after the start of the combustion stroke. During the compression stroke, milder

Symulacja dla drugiej konfiguracji (rys. 8b.) została wykonana dla symetrycznej drogi tłoka, w której tłok pozostaje w GMP w przedziale od 717 do 723° OWK. Maksymalna wartość ciśnienia roboczego w komorze spalania została osiągnięta w 723° OWK, czyli w końcowej fazie gdy tłok znajduje się w GMP i wyniosła 59,7 bar. Gwałtowny przyrost ciśnienia nastąpił niemalże wzdłuż linii wyznaczającej kąt 720° OWK. Przebieg ciśnienia w tej symulacji różni się znacznie od rozkładu w silniku konwencjonalnym. Widoczne przegięcia oraz nierówności są efektem niedoskonałości drogi elementu sprężającego. W pewnych momentach na tłok działają znaczne wartości przyspieszeń co przekłada się na nierównomierny wzrost ciśnienia. W pierwotnym przebiegu drogi podczas opuszczania GMP przez tłok, występował znaczący spadek wartości ciśnienia roboczego, dlatego należało zmniejszyć prędkość elementu sprężającego zaraz za jego GMP poprzez „złagodzenie” przebiegu drogi tłoka w początkowej fazie suwu pracy. Skutkiem tego zabiegu są widoczne nierównomierności w rozkładzie ciśnienia. W pierwszym stopniu po wstrzymaniu tłoka następuje spadek ciśnienia o 0,5 bara dla przebytej drogi równej 0,0001m, co jest widoczne jako wcięcie w wykresie.

W symulacji numer 3 (rys. 8c.), tak samo jak w poprzednim badaniu, droga tłoka charakteryzowała się symetrycznością przebiegu względem punktu 720° OWK. Zakres przebywania tłoka w GMP był jednak dłuższy o 4° OWK i zawierał się w przedziale 715-725° OWK. W omawianym przypadku wartość maksymalna ciśnienia wyniosła 60,6 bar i została osiągnięta w przedziale stałego ciśnienia mieszczącym się w zakresie 723-725° OWK. Po opuszczeniu górnego martwego położenia przez tłok spadek wartości omawianego parametru jest łagodniejszy w stosunku do poprzedniej symulacji. Występujące przegięcia są efektem lokalnych przyspieszeń i opóźnień ruchu tłoka.

Do kolejnej symulacji została użyta droga tłoka, cechująca się asymetrycznością względem 720° OWK. Omawiana konfiguracja spowodowała, że tłok pozostawał w GMP w przedziałach 714-722° OWK (rys. 8d.). Oznacza to, że czas suwu sprężania został skrócony, a co za tym idzie tłok porusza się z większą prędkością. W prezentowanym przypadku ciśnienie osiągnęło maksymalną wartość w zakresie kątowym 723 - 725° OWK i wyniosło 60,5 bar. Oznacza to, że szczytowy punkt został osiągnięty po górnym martwym położeniu tłoka (wartość ciśnienia w GMP jest minimalnie mniejsza, różnica rzędu 0,1-0,2 bar) co skutkuje ostrzejszym przebiegiem krzywej po przekroczeniu 725° OWK. Powodem takiego zjawiska może być zbyt późny samozapłon mieszanki paliwowo-powietrznej i dopalenie się jej minimalnie po rozpoczęciu suwu pracy. Podczas suwu sprężania widoczne są łagodniejsze przegięcia w przebiegu ciśnienia niż ma to miejsce w przypadku poprzednich symulacji, co

inflections in the pressure curve are visible than in the case of previous simulations, which may mean that the acceleration of the piston has more beneficial effect on the elimination of this phenomenon.

The piston movement in the last simulation resulted in the piston being positioned in its TDC in an angular range covering values from 713 to 725° CA, including the boundary values. In this case the piston also moves asymmetrically along 720° CA axis, which results in its acceleration during the compression stroke. In the present case, the piston reaches TDC faster and it lasts the longest period of time among all considered configurations. The graph shows (Fig. 8e.) a visible flexion when the piston is approaching TDC. This results in a milder course of the curve at the beginning of the combustion process and in a sudden increase in pressure. The maximum value in the chamber that was reached was 60.6 bar for the point 723° CA. After the piston left TDC, the described parameter decreased by about 4 bars. The piston movement with a high unevenness coefficient entails the deflection visible in the graph.

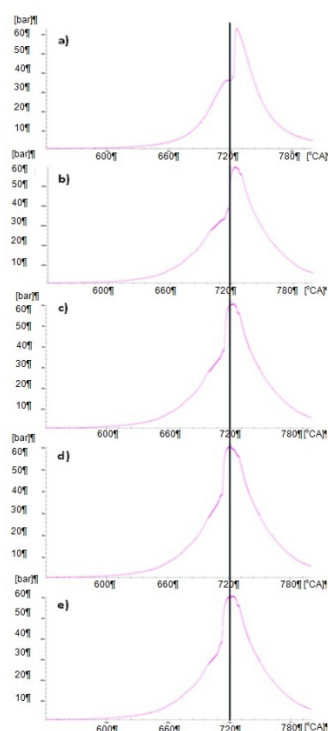


Fig. 8. Distributions of working pressure in engines: a) conventional, b) with control arm in 717-723° CA in TDC, c) with control arm in 715-725° CA in TDC, d) with control arm 714-722° CA in TDC, with control arm in 713 – 725° CA in TDC. The blue line reflects 720° CA.

Rys. 8. Rozkłady ciśnienia roboczego w silnikach: a) konwencjonalnym, b) wahaczowym w 712-724° OWK w GMP, c) wahaczowym w 711-722° OWK w GMP, d) wahaczowym 710-730° OWK w GMP. Niebieska linia oznacza 720° OWK.

może oznaczać, że przyspieszenie tłoka korzystniej wpłynęło na eliminację tego zjawiska.

Droga tłoka w ostatniej symulacji skutkowałą umiejscowieniem tłoka w jego górnym martwym położeniu w zakresie kątowym obejmującym wartości od 713 do 725° OWK włącznie z wartościami granicznymi. Przypadek ten jest kolejnym, w którym tłok porusza się asymetrycznie względem osi 720° OWK, co skutkuje jego przyspieszeniem podczas suwu sprężania. W omawianym przypadku osiągnięcie GMP przez tłok jest najszybsze oraz trwa najdłuższy okres czasu spośród wszystkich rozpatrywanych konfiguracji. Na przedstawionym wykresie (rys. 8e.) występuje widoczne przegięcie w momencie gdy tłok zbliża się do GMP. Skutkuje to łagodniejszym przebiegiem krzywej w okresie początku procesu spalania i nagłego wzrostu ciśnienia. Maksymalna wartość w komorze jaka została osiągnięta wyniosła 60,6 bar dla punktu 723° OWK. Po opuszczeniu przez tłok jego górnego martwego położenia opisany parametr zmalał o około 4 bary. Charakterystyka drogi elementu sprężającego cechująca się dużym współczynnikiem nierównomierności jest przyczyną występowania przegięć widocznych na rysunku.

### 3.2. Średnia temperatura czynnika w cylindrze

Pierwsza symulacja została przeprowadzona dla klasycznego silnika, który charakteryzuje się symetryczną drogą tłoka. Element sprężający znajduje się w GMP tylko w 720° OWK. Temperatura w cylindrze od samego początku rośnie, jest to efekt wzrostu ciśnienia czynnika spowodowany pracą tłoka. W około 714° OWK widoczny jest spadek wartości parametru. Punkt ten jest początkiem wtrysku paliwa. Różnica ciśnień między bezpośrednio wtrysniętym olejem napędowym oraz czynnikiem znajdującym się w cylindrze powoduje gwałtowne pobranie ciepła z otoczenia, które jest niezbędne do odparowania paliwa. Przyrost temperatury po przekroczeniu punktu 720° OWK świadczy o wystąpieniu samozapłonu. Maksymalna wartość temperatury w komorze spalania wyniosła 1632,2 K oraz została osiągnięta w 728,5° OWK (rys. 9a.). Krzywa średniej temperatury w dalszej fazie procesu spalania charakteryzuje się łagodnym i płynnym przebiegiem.

Kolejną symulację wykonano dla silnika Szymkowiaka w sytuacji gdy tłok znajdował się w GMP w przedziale 717-723° OWK. Krzywa średniej temperatury po rozpoczęciu procesu spalania przebiegła w punkcie 720° OWK, a więc wzdłuż osi symetrii drogi tłoka. Parametr osiągnął maksimum w punkcie odpowiadającym 725,75° OWK i wyniósł 1472,65 K (rys. 9b.). Wartość ta jest o 10 punktów procentowych mniejsza niż w przypadku klasycznej jednostki.

W trzeciej symulacji silnik Szymkowiaka wysteroowano w taki sposób, aby tłok przebywał w GMP w przedziale 715-725° OWK (rys. 9c.). W efekcie reakcji spalania maksymalna wartość temperatury jaka przypadła na 724° OWK wyniosła 1483,22 K, a więc wy-



### 3.2. The average temperature of combustion

The first simulation was carried out for a conventional engine, which is characterized by a symmetrical piston movement. The piston reaches TDC only at  $720^{\circ}$  CA. The temperature in the cylinder increases from the very beginning, this is the effect of the increase in pressure caused by the movement of the piston. The decrease of the parameter value is visible at around  $714^{\circ}$  CA. This point is the beginning of the fuel injection. The difference between the pressure of directly injected fuel and air in the cylinder causes a rapid heat transfer from the ambient, which is necessary to evaporate the fuel. The temperature increase after exceeding the point  $720^{\circ}$  CA indicates the occurrence of self-ignition. The maximum value of temperature in the combustion chamber was  $1632.2$  K and was reached at  $728.5^{\circ}$  CA (Fig. 9a.). The curve of average temperature in the further phase of the combustion process is characterized by a gentle and smooth course.

Another simulation was performed for Szymkowiak's engine when the piston was in TDC within the range of  $717$ - $723^{\circ}$  CA. The curve of average temperature after the combustion process started, has a course at  $720^{\circ}$  CA, i.e. along the symmetry axis of the piston movement. The temperature reached its maximum at the point corresponding to  $725.75^{\circ}$  CA and amounted to  $1472.65$  K (Fig. 9b.). This value is 10 percentage points lower than in the case of a conventional engine.

In the third simulation, Szymkowiak's engine was configured so that the piston was in TDC within the range of  $715$ - $725^{\circ}$  CA (Fig. 9c.). As a result of the combustion reaction, the maximum temperature value at  $724^{\circ}$  CA rose to  $1483.22$  K, so the result was similar with the second simulation. The effects of the wide angle range, when the piston is in TDC, are shown in the figure. The graph is characterized by a wider range of high temperatures than in the case of previous simulations, where the piston remained in TDC for a shorter time.

In the case of the first simulation with the asymmetric piston movement where the piston reaches the TDC within the range of  $714$ - $722^{\circ}$  CA (Fig. 9d.) The temperature distribution is similar to the third simulation. The difference is the phase in which the parameter reaches its peak value. In the previous study, the curve had a milder course here. Another similarity is the wider range in which the temperature remains above  $1400$  K. The peak value that was achieved in the simulation was  $1484$  K, which fell to the point corresponding to  $721^{\circ}$  CA. This is the highest temperature maximum achieved in all simulations. The factor responsible for this phenomenon is the acceleration of the phase in which the piston remains in TDC.

The last test object was an engine with a control arm and with a piston in TDC configured at  $713$ - $725^{\circ}$  CA. Despite the fact that in this simulation, the compression element achieves TDC the fastest of all, the maximum value occurs only in the final stage of the

nik zbliżony do drugiej symulacji. Skutki szerokiego przedziału kątownego, w którym tłok znajduje się w GMP są widoczne na rysunku. Wykres charakteryzuje się szerszym przedziałem wysokich temperatur niż miało to miejsce w poprzednich symulacjach gdzie tłok przebywał krócej w GMP.

W przypadku pierwszej symulacji z asymetryczną drogą tłoka gdzie element ten znajduje się w GMP w przedziale  $714$ - $722^{\circ}$  OWK (rys. 9d.) rozkład temperatury jest podobny do trzeciej symulacji. Różnicą jest faza, w której parametr osiąga szczytową wartość. W przypadku poprzedniego badania krzywa ma łagodniejszy przebieg w tym miejscu. Kolejnym podobieństwem jest szerszy zakres, w jakim temperatura utrzymuje się powyżej  $1400$  K. Szczytową wartością jaka została osiągnięta w symulacji było  $1484$  K, które przypadło na punkt odpowiadający  $721^{\circ}$  OWK. Jest to najszybciej osiągnięta maksymalna wartość temperatury spośród wszystkich symulacji. Czynnikiem odpowiedzialnym za takie zjawisko jest przyspieszenie fazy, w której tłok znajduje się w GMP.

Ostatnim obiektem badawczym był silnik wahaczowy z ustawieniem tłoka w GMP dla przedziałów  $713$ - $725^{\circ}$  OWK. Pomimo tego, że w omawianej symulacji element sprężający osiąga GMP najszybciej ze wszystkich to maksymalna wartość występuje dopiero w końcowym etapie górnego martwego położenia, a więc w  $725^{\circ}$  OWK. Wartością tą jest temperatura równa  $1482$  K. W początkowej fazie suwu pracy następuje łagodne obniżenie wartości omawianego parametru. Występujące przegięcie mające początek w  $728^{\circ}$  OWK może być efektem nierównomierności przebiegu ciśnienia w komorze spalania. Wspomniane elementy powodują, że przebieg krzywej w tej fazie ma podobną charakterystykę do symulacji numer 2.

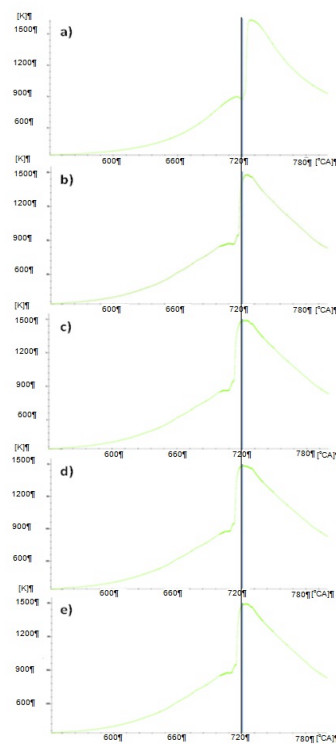


Fig. 9. Distribution of average temperature in the cylinder a) conventional engine, The engine with control arm and with the piston in TDC: b)  $717$ - $723^{\circ}$  CA, c)  $715$ - $725^{\circ}$  CA, d)  $714$ - $722^{\circ}$  CA and e)  $713$ - $725^{\circ}$  CA. The blue line reflects  $720^{\circ}$  CA.

Rys. 9. Rozkład średniej temperatury w cylindrze a) silnik konwencjonalny, Silnik wahaczowy przy położeniu tłoka w GMP w: b)  $717$ - $723^{\circ}$  OWK, c)  $715$ - $725^{\circ}$  OWK, d)  $714$ - $722^{\circ}$  OWK oraz e)  $713$ - $725^{\circ}$  OWK. Niebieska linia oznacza  $720^{\circ}$  OWK.

top dead center, i.e. at  $725^{\circ}$  CA. This value is the temperature equal to 1482 K. In the initial phase of the combustion stroke, the value of the discussed parameter is slightly reduced. The occurrence of an inflection originating at  $728^{\circ}$  CA may be the result of unevenness of the pressure course in the combustion chamber. Previously mentioned factors contribute to the course of the curve so that it has similar characteristics to the simulation number 2. in this phase.

### 3.3. The rate of heat release

The heat release rate for all simulations was calculated in the program for data entered for one hole in the injector. In order to obtain the total value, the presented results should be multiplied by the number of holes. In the described tests, four spray holes in the injector were used for each of the simulations. The heat release rate should be understood as the amount of heat that is released during the  $1^{\circ}$  CA rotation. In the study for a conventional engine (Fig. 10a.), the parameter reaches a maximum value of  $45.5 \text{ J}^{\circ} \text{ CA}$  and falls on a point corresponding to  $724.5^{\circ}$  CA. The commencement of a significant increase in the value of the described parameter is located at a point about  $3^{\circ}$  CA after TDC, this point can be taken as the beginning of the combustion reaction in the cylinder. The graph's extreme was created as a result of high speed of the kinetic combustion process.

In the second simulation for the engine configuration with the piston in the TDC within the range of  $717\text{-}723^{\circ}$  CA (Fig. 10b.), the start of heat release is at  $713^{\circ}$  CA, thus  $7.5^{\circ}$  CA faster than in the case of a conventional engine. In turn, the main phase of heat release starts at  $717^{\circ}$  CA, when the piston reaches TDC. This point can be considered as the beginning of the chemical reaction of the combustion process. The maximum parameter value was reached in point  $718^{\circ}$  CA and amounted to  $51.3 \text{ J}^{\circ} \text{ CA}$ . This value is 12.7% higher than the first test and is the largest of all simulations carried out. The maximum achieved by this parameter is the effect of high speed kinetic combustion. In the final stage of the process, irregularities in the course of the curve are visible in the range of  $721\text{-}724^{\circ}$  CA.

Range from  $715$  to  $725^{\circ}$  CA, in which the piston in the engine with the control arm remains in TDC (Fig. 10c.) was the next object of the analysis. The heat release from the chemical reaction began at  $715.25^{\circ}$  CA. Thus, it can be concluded that when the TDC was reached by the piston, the fuel-air mixture ignited. The peak value in the described simulation was  $716^{\circ}$  CA and amounted to  $49.14 \text{ J}^{\circ} \text{ CA}$ . It took  $0.75^{\circ}$  CA to reach the maximum value from the beginning of the combustion process.

In the next simulation, the piston moves in a way where the TDC is in the range of  $714\text{-}722^{\circ}$  CA (Fig. 10d.). This means that the piston movement is asymmetrical with regard to the  $720^{\circ}$  CA axis. This solution

### 3.3. Szybkość wywiązywania się ciepła

Szybkość wywiązywania ciepła dla wszystkich symulacji została obliczona w programie dla danych wprowadzonych dla jednego otworu w rozpylaczu. W celu uzyskania całkowitej wartości przedstawione wyniki należy pomnożyć przez ilość otworów umiejscowionych w rozpylaczu. W opisywanych badaniach zostały użyte cztery otwory rozpylające we wtryskiwaczu dla każdej z symulacji. Szybkość wywiązywania ciepła należy być rozumiana jako ilość ciepła jaka wydzieliła się podczas 1 stopnia obrotu wału korbowego. W badaniu dla silnika klasycznego (rys. 10a.), parametr osiąga wartość maksymalną równą  $45,5 \text{ J}^{\circ} \text{ OWK}$  i przypada na punkt odpowiadający  $724,5^{\circ}$  OWK. Rozpoczęcie znacznego przyrostu wartości, opisywanego parametru umiejscowione jest w punkcie około  $3^{\circ}$  OWK po GMP, punkt ten można przyjąć za początek reakcji spalania w cylindrze. Ekstremum wykresu powstał w skutek dużej szybkości przebiegu spalania kinetycznego.

W symulacji drugiej dla konfiguracji silnika, w której tłok pozostaje w GMP w przedziale  $717\text{-}723^{\circ}$  OWK (rys. 10b.), początek wywiązywania ciepła przypada na  $713^{\circ}$  OWK, a więc  $7,5^{\circ}$  OWK szybciej niż w przypadku silnika konwencjonalnego. Z kolei główna faza wywiązywania się parametru rozpoczyna się w  $717^{\circ}$  OWK, w momencie gdy tłok osiąga GMP. Ten punkt można uznać za początek reakcji chemicznej procesu spalania. Maksymalna wartość parametru została osiągnięta w punkcie  $718^{\circ}$  OWK i wyniosła  $51,3 \text{ J}^{\circ} \text{ OWK}$ . Wartość ta jest o 12,7% większa względem pierwszego badania i jest największą spośród wszystkich przeprowadzonych symulacji. Maksimum osiągnięte przez ten parametr jest efektem spalania kinetycznego o dużej prędkości. W końcowej fazie procesu w przedziale  $721\text{-}724^{\circ}$  OWK widoczna jest nierównomierność przebiegu krzywej.

Zakres kątowy od  $715$  do  $725^{\circ}$  OWK, w którym tłok w silniku wahaczowym pozostaje w GMP (rys. 10c.) był następnym celem analizy. Przebieg wywiązywania się ciepła z reakcji chemicznej rozpoczął się w  $715,25^{\circ}$  OWK. Można więc zatem uznać, że w momencie osiągnięcia górnego martwego położenia przez element sprężający nastąpił zapłon mieszanki paliwo-powietrznej. Wartość szczytowa w opisywanej symulacji przypadła na  $716^{\circ}$  OWK i wyniosła  $49,14 \text{ J}^{\circ} \text{ OWK}$ . Osiągnięcie wartości maksymalnej od początku procesu spalania zajęło  $0,75^{\circ}$  OWK.

W kolejnej symulacji droga tłoka przebiega w sposób, gdzie GMP elementu sprężającego zawiera się w zakresie  $714\text{-}722^{\circ}$  OWK (rys. 10d.). Oznacza to, że przebieg drogi tłoka jest niesymetryczny względem osi  $720^{\circ}$  OWK. Rozwiązanie takie skutkuje większymi przyspieszeniami tłoka podczas suwu sprężania, niż ma to miejsce w silniku z klasycznym układem korbowo-tłokowym. Początkiem procesu wywiązywania się ciepła był punkt  $715^{\circ}$  OWK. Krzywa przebiegu.

results in higher piston acceleration during the compression stroke than in the case of a conventional crank-piston engine. The beginning of the heat release process was the  $715^\circ$  CA point. The curve of the described parameter reaches the maximum value at  $716^\circ$  CA and is equal to  $47 \text{ J}/^\circ \text{ CA}$ . A characteristic feature that can be noticed is the gentle course of the curve at the final stage of the process.

Simulation number 5 was carried out for Szymkowiak's engine with control arm crank system. The piston movement typed into the AVL program has caused the piston to be positioned in TDC in an angular range covering values from  $713$  to  $725^\circ$  CA, including the boundary values (Fig. 8e.). The investigated case, as in simulation no. 4, is characterized by an asymmetrical path of the piston movement with respect to the  $720^\circ$  CA axis. As a result of the combustion as a chemical reaction, the beginning of heat release occurred at  $715^\circ$  CA, so this point can be defined as the beginning of the oxidation of the fuel-air mixture. Among all considered simulations for the engine with the control arm the greatest ignition delay occurred in test number 5 and appeared  $2^\circ$  CA after the TDC. The maximum value was reached at the point corresponding to  $716^\circ$  CA and amounted to  $47.9 \text{ J}/^\circ \text{ CA}$ . At the final stage of the process (below  $10 \text{ J}/^\circ \text{ CA}$ ) a sharp decrease in the value of the parameter with respect to the previous simulation is visible.

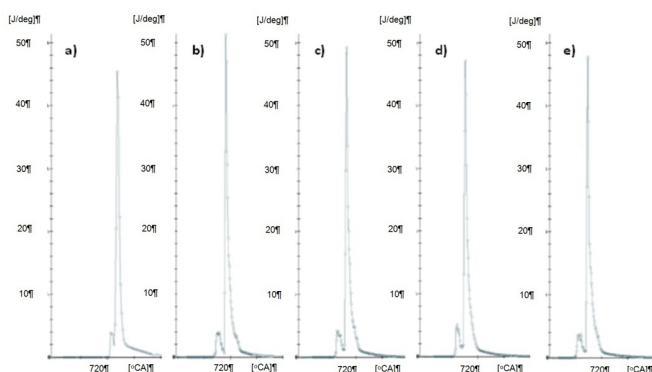


Fig. 10. Heat release rate: a) conventional engine. The engine with control arm at the piston position in TDC at: b)  $717\text{-}723^\circ$  CA, c)  $715\text{-}725^\circ$  CA, d)  $714\text{-}722^\circ$  CA and e)  $713\text{-}725^\circ$  CA. The graphs were presented in the range  $684\text{-}744^\circ$  CA.

Rys. 10. Szybkość wywiązywania się ciepła: a) silnik konwencjonalny. Silnik wahaczowy przy położeniu tłoka w GMP w: b)  $717\text{-}723^\circ$  OWK, c)  $715\text{-}725^\circ$  OWK, d)  $714\text{-}722^\circ$  OWK oraz e)  $713\text{-}725^\circ$  OWK. Wykresy zostały przedstawione w przedziale  $684\text{-}744^\circ$  OWK.

#### 4. Summary

The performed simulations were to show the thermodynamic phenomena occurring when the piston is stopped in the upper dead center. The design of the described VCR engine has the ability to accelerate or delay the movement of the piston by means of an eccentric connected by a rocker arm with the main and piston connecting rods. An element that may contribute to more real simulation results is the modification

opisywanego parametru osiąga wartość maksymalną w punkcie  $716^\circ$  OWK i jest równa  $47 \text{ J}/^\circ \text{ OWK}$ . Cechą charakterystyczną jaką można zauważyć jest łagodny przebieg krzywej w końcowej fazie procesu.

Symulacja numer 5 została przeprowadzona dla silnika Szymkowiaka z wahaczowym układem korbowo-tłokowym. Droga wprowadzona do programu AVL spowodowała umiejscowienie tłoka w jego górnym martwym położeniu w zakresie kątowym obejmującym wartości od  $713$  do  $725^\circ$  OWK włącznie z wartościami granicznymi (rys. 10e.). Badany przypadek tak jak symulacja numer 4 cechuje się asymetrycznym przebiegiem drogi tłoka względem osi  $720^\circ$  OWK. W efekcie reakcji chemicznej spalania początek wywiązywania się ciepła przypadł na  $715^\circ$  OWK, zatem punkt ten można określić jako początek utleniania mieszanki paliwowo – powietrznej. Wśród wszystkich rozpatrywanych symulacji dla silnika wahaczowego największe opóźnienie zapłonu po osiągnięciu przez tłok GMP nastąpiło w badaniu numer 5 i wyniosło  $2^\circ$  OWK. Maksymalna wartość została osiągnięta w punkcie odpowiadającym  $716^\circ$  OWK i wyniosła  $47,9 \text{ J}/^\circ \text{ OWK}$ . W końcowej fazie procesu (poniżej  $10 \text{ J}/^\circ \text{ OWK}$ ) widoczny jest gwałtowniejszy spadek wartości parametru względem poprzedniej symulacji

#### 4. PODSUMOWANIE

Zrealizowane symulacje miały za zadanie ukazanie zjawisk termodynamicznych występujących w przypadku wstrzymania tłoka w górnym martwym położeniu. Konstrukcja opisywanego silnika VCR posiada możliwość przyspieszenia lub opóźnienia ruchu tłoka za pomocą mimośrodowo połączonego wahaczem z korbą i głownym oraz tłokowym. Elementem, który może przyczynić się do bardziej rzeczywistych wyników symulacyjnych jest modyfikacja parametrów modelu Dukowicza dotyczących przenikania ciepła oraz przenoszenia masy. Zagadnienia te mogą w znaczący sposób opóźnić samozapłon mieszanki paliwowo – powietrznej poprzez spowolnienie zjawiska odparowania kropelek co pozwala na dokładniejsze sterowanie procesem spalania oraz ciśnieniem w komorze. W badaniach został wyeliminowany spadek ciśnienia za GMP występujący w klasycznym układzie korbowo – tłokowym co pozwala na zmniejszenie strat.

Zastosowanie symulacji komputerowej w procesie badania zachowań elementów konstrukcji korbowo – tłokowej umożliwiło przeanalizowanie znacznej ilości przypadków różniących się wybranymi parametrami. Uzyskane rezultaty w sposób akceptowalny odzwierciedlają rzeczywiste warunki termodynamiczne.

Przeprowadzone badania pokazały, że za pomocą układu mechanicznego jest możliwe wpływanie na wskaźniki termodynamiczne procesów zachodzących w silniku spalinowym. Przeanalizowane symulacje dają nadzieję na możliwość zastosowania silnika o zmiennym stopniu sprężania w pojazdach szynowych w przyszłości gdzie silnik spalinowy pracuje jako napęd prądniczy.

of the parameters of the Dukowicz model concerning heat transfer and mass transfer. These issues can significantly delay the self-ignition of the air-fuel mixture by slowing down the evaporation of droplets, which allows for more precise control of the combustion process and pressure in the chamber. The tests eliminated the pressure drop after TDC occurring in the classic crank-piston system, which allows to reduce losses.

The use of computer simulation in the process of studying the behavior of elements of the crank-piston structure made it possible to analyze a significant number of cases with different selected parameters. The obtained results acceptably reflect the real thermodynamic conditions.

The tests carried out on the VCR engine have shown that it is possible to influence the indicator indicators of the engine by means of a mechanical system. The analyzed simulations give hope for the possibility of using the engine with a variable compression ratio in rail vehicles in the future, where the internal combustion engine operates as a generator drive.

## Bibliography / Bibliografia

- [1] Ferguson R. C., Kirkpatrick T. A., *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences - Third Edition*, 2016, John Wiley & Sons, Ltd.
- [2] *Internal Combustion Engines – Fourth Edition*, 2012, Tata McGraw Hill Education Private Limited.
- [3] Jaworski A., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A., Woś P., *Technical and operating problems yielded from setting up the optimum value of geometric compression ratio in piston engines. Combustion Engines*, nr 1/2016.
- [4] Skrzek T., *Effect of the compression ratio on operational parameters of a natural gas fuelled compression ignition engine operating in a dual-fuel mode. Combustion Engines* nr 3/2013.
- [5] Michalak P., Merkisz J., Stawecki W., Andrzejewski M., Daszkiewicz P., *The selection of the engine unit - main engine generator during the modernization of the 19D/TEM2 locomotive. Combustion Engines* 2020, 182(3), 38–46. DOI: <https://doi.org/10.19206/CE-2020-307>.
- [6] Andrzejewski M., Daszkiewicz P., Merkisz J., Stawecki W., Gallas D., *Fuel consumption and pollutant emission study of locomotives performed using a water-rheostat. Pojazdy Szynowe* 3/2018, 11-17.
- [7] Bajerlein M., Daszkiewicz P., Frąckowiak D., Domański M., Stobnicki P., *Analysis of camshaft-control in unconventional combustion engine. Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*, p. 58-61, Vol 226 No 12 (2018).
- [8] Merkisz J., Bajerlein M., Daszkiewicz P., Rymaniak Ł., Frąckowiak D., *The analysis of thermodynamic indicators in unconventional combustion engine. Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*, p. 148-151, Vol 226 No 12 (2018).