

## Effect of CO<sub>2</sub> content in CNG on the combustion process in a dual-fuel compression ignition engine

*Seeking alternative sources of energy for its more effective use, reducing emissions of toxic pollutants to the atmosphere and counteracting global warming are nowadays the major areas of development in the power industry, including the design of combustion engines. Currently, the research into the use of new fuels, which may be effective sources of energy, is performed by many scientific centres. The use of biogas for production of energy in cogeneration systems is one of the ways for improvement of energy balance.*

*In the research described herein, a dual-fuel compression ignition engine was fuelled with gaseous fuel with variable CNG and CO<sub>2</sub> ratios. The tests were performed for engine fuelling controlled by both an original controller with the software optimised for single-fuel operation and for the injection of a pilot dose of diesel controlled by a dedicated controller enabling the adjustment and control of the injection and dose parameters. This paper presents the effect of carbon dioxide content in gaseous fuel on the combustion process and emission of toxic compounds in the engine examined.*

**Key words:** dual-fuel compression ignition engine, CO<sub>2</sub>, combustion process, emission of toxic compounds

## Wpływ zawartości CO<sub>2</sub> w CNG na przebieg spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym

*Poszukiwanie alternatywnych źródeł energii, zwiększenie efektywności jej wykorzystania, a także zmniejszenie emisji związków toksycznych do atmosfery i walka z globalnym ociepleniem są głównymi współczesnymi kierunkami rozwoju przemysłu energetycznego, w tym również silników spalinowych. Obecnie w wielu ośrodkach naukowych prowadzone są badania nad wykorzystaniem nowych paliw, które mogą być efektywnym źródłem energii. Jednym ze sposobów poprawy bilansu energetycznego jest wykorzystanie biogazu do wytwarzania energii w układach kogeneracyjnych.*

*W opisanych w artykule badaniach dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym zasilany był paliwem gazowym o zmiennych proporcjach CNG i dwutlenku węgla. Badania przeprowadzono przy sterowaniu zasilaniem silnika zarówno przez oryginalny sterownik oprogramowany do pracy jednopaliwowej, jak i przy sterowaniu wtryskiem dawki pilotującej oleju napędowego przez dedykowany sterownik umożliwiający regulację i kontrolę parametrów wtrysku tej dawki. W artykule przedstawiono wpływ zawartości dwutlenku węgla w paliwie gazowym na przebieg procesu spalania oraz emisję związków toksycznych badanego silnika.*

**Słowa kluczowe:** dwupaliwowy silnik o ZS, CNG, CO<sub>2</sub>, proces spalania, emisja związków toksycznych

### 1. Introduction

Climatic changes resulting from global warming and increased emissions of toxic compounds to the atmosphere require the seeking of new effective methods for processing energy contained in various fuels into such energy which can be easily transmitted and used further [1, 2, 4–6, 8].

The potential fuels to use as a source of energy include biogas, which is created in the processes occurring spontaneously for example in sewage treatment plants or in landfills or which can be produced in biogas plants from various types of organic compounds [1, 5, 8]. The main combustible component of biogas is methane. It can also contain minute amounts of other combustible gases, such as hydrogen or carbon monoxide. In addition to the combustible components, biogas also contains considerable amounts of non-combustible gases, in particular carbon dioxide, and small amounts of such gases as nitrogen or oxygen. The percentage of individual components depends on both the raw materials from which the biogas is sourced and its generation technology. Table 1 presents the approximate composition of biogas derived from various sources [1, 8]. Due to the considerable

### 1. Wprowadzenie

Zmiany klimatu związane z globalnym ociepleniem oraz zwiększenie emisji związków toksycznych do atmosfery wymuszają poszukiwanie nowych efektywnych metod przetwarzania energii zawartej w różnego rodzaju paliwach na energię łatwą do przesyłania i dalszego wykorzystania [1, 2, 4–6, 8].

Pośród potencjalnych paliw możliwych do wykorzystania jako źródło energii jest biogaz, który powstaje na skutek samoczynnie zachodzących procesów np. w oczyszczalniach ścieków czy wysypiskach śmieci, może też być wytwarzany w biogazowniach z różnego rodzaju związków organicznych [1, 5, 8]. Głównym składnikiem palnym biogazu jest metan; może on też zawierać niewielkie ilości innych gazów palnych, takich jak wodór czy tlenek węgla. Oprócz składników palnych biogaz zawiera znaczne ilości gazów niepalnych, szczególnie dwutlenku węgla oraz niewielkie ilości azotu czy tlenu. Zawartość procentowa poszczególnych składników jest uzależniona zarówno od surowców, z których biogaz jest wytwarzany, jak również od technologii jego wytwarzania. Przybliżony skład biogazu otrzymywanego z różnych źródeł

portion of non-combustible compounds, biogas is used mostly at the place of production and can also be purified to so-called biomethane (methane content above 90%) and as such is transmitted through gas systems.

Table 1. Biogas composition by origin [1].

Tabela 1. Skład biogazu w zależności od pochodzenia [1]

Component/ składnik	Content/zawartość		
	agricultural biogas/biogaz rolniczy	sewage biogas/ biogaz z oczysz- czalni ścieków	landfill gas/gaz wysypiskowy
CH <sub>4</sub> [%]	45–75	57–62	37–67
CO <sub>2</sub> [%]	25–55	33–38	24–40
O <sub>2</sub> [%]	0.01–2.1	0–0.5	1–5
N <sub>2</sub> [%]	0.01–5.0	3.4–8.1	10–25
H <sub>2</sub> S [ppm]	10–30000	24–8000	15–430

Due to a relatively high octane rating (above 100), methane and biogas can be used for fuelling spark-ignition engines. Using such fuels with much more efficient compression ignition engines is difficult, which is due to a relatively high self-ignition temperature (ca. 930 K). Another drawback of fuelling compression ignition engines with methane is the relatively low excess air ratio relative to the upper combustibility limit of methane [2–5].

Currently, research on the use of such gaseous fuels for propelling compression ignition engines is underway in many domestic and foreign scientific centres.

One of the ways enabling the use of gaseous fuels in compression ignition engines is dual-fuel fuelling. In this solution, to the combustion chamber, during the suction stroke, the air and gaseous fuel mixture is fed, and at the end of the compression stroke, a pilot dose of liquid fuel is injected that ignites the gaseous fuel.

## 2. Objective of the research and test bench description

This paper presents the preliminary test results of a compression ignition engine run in a dual-fuel system, fuelled with gaseous fuel with varying chemical composition.

The tests described were performed on an ADCR engine manufactured by Andoria-Mot. For the engine technical specifications, refer to Table 2.

The engine examined was installed in an AVL engine test bed ensuring proper engine load and measurement of basic operating parameters, including the rotational speed, torque and fuel consumption.

During the measurements, the emissions of toxic compounds with the combustion gases of the engine were also measured. To this end, an AVL AMA analyser was used, including tools for measuring the THC, NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub> concentrations.

Furthermore, as the engine was running, the course of pressure changes in the first cylinder chamber were recorded using the 6056A type probe made by Kistler, placed in the

przedstawiono w tabeli 1 [1, 8]. Ze względu na znaczną zawartość związków niepalnych biogaz wykorzystywany jest najczęściej w miejscu jego wytwarzania; może też być oczyszczany do tzw. biometanu (zawartość metanu powyżej 90%) i w takiej postaci przesyłany za pomocą instalacji gazowniczych.

Z uwagi na stosunkowo wysoką liczbę oktanową (pow. 100) metan i biogaz mogą być wykorzystywane do zasilania silników o zapłonie iskrowym. Wykorzystanie tych paliw do zasilania znacznie sprawniejszych silników o zapłonie samoczynnym jest utrudnione, co związane jest przede wszystkim z wysoką temperaturą samozapłonu (ok. 930 K). Innym mankamentem zasilania silników o zapłonie samoczynnym metanem jest wysoki współczynnik nadmiaru powietrza w stosunku do górnej granicy palności metanu [2–5].

Obecnie w wielu ośrodkach w kraju i za granicą prowadzone są badania dotyczące wykorzystania tego typu paliw gazowych do zasilania silników o ZS.

Jedynym sposobem umożliwiającym wykorzystanie paliw gazowych w silnikach o zapłonie samoczynnym jest zasilanie silnika w układzie dwupaliwowym. W takim przypadku do komory spalania w trakcie suwu ssania doprowadzana jest mieszanka powietrza i paliwa gazowego, a pod koniec suwu sprężania wtryskiwana jest dawka pilotująca paliwa ciekłego inicjująca zapłon paliwa gazowego.

## 2. Cel badań i opis stanowiska badawczego

W niniejszym artykule przedstawiono wstępne wyniki badań silnika o zapłonie samoczynnym pracującego w układzie dwupaliwowym, zasilanego paliwem gazowym o zmiennym składzie chemicznym.

Opisane badania przeprowadzono na silniku ADCR produkowanym przez firmę Andoria-Mot – dane techniczne silnika przedstawiono w tabeli 2.

Badany silnik zamontowano na hamowni silnikowej AVL, zapewniającej odpowiednie jego obciążenie oraz pomiar podstawowych parametrów pracy, takich jak: prędkość obrotowa, moment obrotowy i zużycie paliwa.

Podczas pomiarów dokonywano także rejestracji poziomu emisji związków toksycznych emitowanych przez silnik wraz ze spalinami. Do tego wykorzystano analizator AVL AMA zawierający analizatory umożliwiające pomiar stężenia THC, NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub> i O<sub>2</sub>.

W czasie pracy silnika dodatkowo dokonywano rejestracji przebiegu zmian ciśnienia w komorze pierwszego cylindra silnika za pomocą czujnika typu 6056A firmy Kistler, umieszczonego w gnieździe świecy żarowej za pomocą specjalnego adaptera. Czujnik skojarzony był z wzmacniaczem ładunku typu 5018A, który podłączono za pośrednictwem karty DAQ do komputera klasy PC. Oprogramowanie do akwizycji wyników pomiarów ciśnienia opracowano, opierając się na środowisku National Instruments – LabView. Pomiar wartości kąta obrotu wału korbowego silnika zapewniał nadajnik optyczny, zamontowany na wale. Rozdzielczość znacznika kąta wynosiła w tym przypadku 720 punktów/obróć, co umożliwiało rejestrowanie ciśnienia co 0,5 °OWK, w pełnym zakresie cyklu roboczego silnika (rys. 1).

glow plug seat with the aid of a special adapter. The probe was combined with the 5018A load amplifier, which was connected via DAQ card to a PC. The software for the acquisition of the pressure measurement results was compiled in the National Instrument LabView environment. The crankshaft rotation angle was measured by an optical sensor installed on the crankshaft. The angle marker resolution was 720 points/revolution in this case, which enabled pressure recording every 0.5° of crankshaft revolution, within the full range of the engine's work cycle.

To complete the testing programme planned, a system was developed that enabled fuelling the engine with gaseous fuel with the assumed chemical composition, created artificially in a laboratory. Based on available literature data, it was assumed that the fuel fed to the engine during the tests will be a mixture of two main components of agricultural biogas, namely methane (CH<sub>4</sub>) and carbon dioxide (CO<sub>2</sub>). The percentage of other chemical compounds present in the biogas derived from agricultural biogas plants is negligible (below 1%), and thus, they were not considered in the fuel being tested.

Methane-rich natural gas type E from the municipal gas network in Olsztyn was used as the source of methane. According to the regulations in force, the composition of this class of natural gas is as follows:

- methane (CH<sub>4</sub>) – ca. 97.8%,
- ethane, propane, butane – ca. 1%,
- nitrogen (N<sub>2</sub>) – ca. 1% – carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) and other components – 0.2%.

The gas available in the gas network, at the time of the tests, had a caloric value of 36.335–36.374 MJ/m<sup>3</sup>, as declared by the supplier – the Polish Gas Company (PSG).

Compressed natural gas was stored in special cylinders designed for CNG, with a capacity of 50 dm<sup>3</sup>.

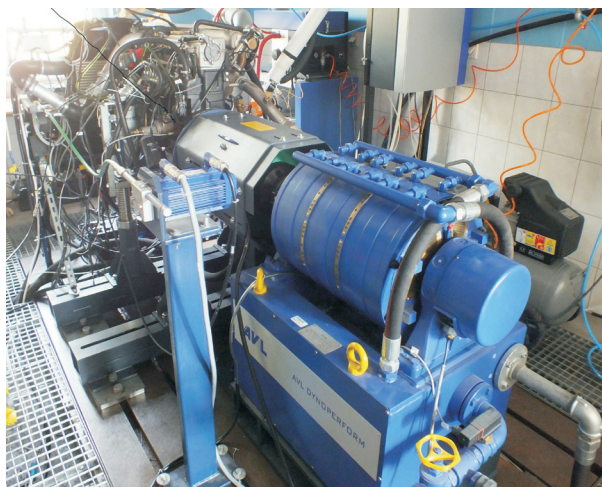


Fig. 1. Test bench

Rys. 1. Stanowisko badawcze

Table 2. Technical data of the ADCR engine

Tabela 2. Dane techniczne silnika ADCR

Engine/silnik	ADCR
Engine type/rodzaj silnika	Diesel, 4-cycle, turbocharged with charge air cooler /wysokoprężny, 4-suwowy, turbodoładowany, z intercoolere
Fuel injection/wtrysk paliwa	common rail
Number and arrangement of cylinders/liczba i układ cylindrów	4 cylinders in-line, vertical/4-cylindry układ rzędowy, pionowy
Bore diameter/piston stroke/średnica cylindra/skok tłoka	94/95 mm
Swept volume/objętość skokowa	2636 cm <sup>3</sup>
Compression ratio/stopień sprężania	17.5
Rated power*/speed/znamionowa moc*/prędkość obrotowa	85 kW/3700 rpm
Peak torque*/speed/maksymalny moment obrotowy*/prędkość obrotowa	250 N·m/1800–2200 rpm
Minimum idle speed/minimalna prędkość obrotowa biegu jałowego	750 rpm
Specific fuel consumption at peak torque*/jednostkowe zużycie paliwa przy momencie maksymalnym silnika*	210 g/kW·h
Injection system/aparatura wtryskowa	common rail CR2.0 (Bosch)
Turbocharger/turbosprężarka	radial, with exhaust extraction valve/promieniowa z zaworem upustu spalin
* in accordance with ISO 1585/wg normy ISO 1585	

Do realizacji założonego programu badań opracowano układ umożliwiający doprowadzenie do silnika paliwa gazowego o założonym składzie chemicznym wytworzonym sztucznie w laboratorium. Na podstawie dostępnych w literaturze informacji przyjęto, że doprowadzane do silnika w trakcie badań paliwo będzie mieszaniną dwóch podstawowych składników biogazu rolniczego, jakimi są metan (CH<sub>4</sub>) i dwutlenek węgla (CO<sub>2</sub>); pozostałe związki chemiczne wchodzące w skład biogazu otrzymywanego w biogazowniach rolniczych mają śladowy udział nieprzekraczający 1%, zatem ich udział w badanym paliwie pominięto.

Jako źródło metanu wykorzystano gaz ziemny wysoko-metanowy typu E dostępny w sieci miejskiej w Olsztynie. Według obowiązujących przepisów gaz ziemny tej klasy charakteryzuje się następującym składem:

- metan (CH<sub>4</sub>) – około 97,8 %,
- etan, propan, butan – około 1%,
- azot (N<sub>2</sub>) – około 1%,
- dwutlenek węgla (CO<sub>2</sub>) i reszta składników – 0,2%.

Gaz dostępny w sieci gazowniczej w okresie prowadzonych badań według deklarowanych przez dostawcę Polską Spółkę Gazownictwa (PSG) informacji miał wartość opałową na poziomie 36,335–36,374 MJ/m<sup>3</sup>.

Sprężony gaz ziemny przechowywany był w specjalnych butlach przeznaczonych do sprężonego CNG o pojemnościach 50 dm<sup>3</sup>.

Zgodnie z założeniami wytwarzane paliwo gazowe oprócz metanu jako podstawowego składnika palnego powinno zawierać dwutlenek węgla. Jako źródła dwutlenku węgla podczas badań użyto sprężonego dwutlenku węgla



As was assumed, in addition to methane as the main combustible component, the gaseous fuel should contain carbon dioxide. Compressed carbon dioxide with a purity class of 2.2, thus containing 99.2% CO<sub>2</sub>, was used in the tests. This is a typical industrial gas commonly used for welding purposes.

To create fuel with the assumed chemical composition, the above gases were fed to the engine inlet manifold through a special system made for the purpose of the project, ensuring the designed flow rate of individual components of the gaseous fuel [7]. Figure 2 shows a general diagram of the system supplying gaseous fuel.

Natural gas from cylinders was supplied through cut-off solenoid valves to a two-stage gas pressure reducer, and then, after passing through another cut-off solenoid valve, it was fed to the gas flow regulator. Mass-Stream gas mass flow regulators were used.

The flow regulator incorporated a PID-type controller ensuring continuous flow of the medium, and the current flow value feedback was returned to the control device to ensure continuous flow control.

The design of the system supplying carbon dioxide to the engine was similar, as the industrial gas stored in cylinders was used. Typical welding pressure regulators were used as the reducers. Since the regulators applied did not allow high gas flow rates, several cylinders connected in parallel were used for the tests to achieve the desired flow. The overall carbon dioxide flow was controlled by the mass flow regulator to allow for the adjustment and measurement of its flow. Bronks mass regulators were used to control the carbon dioxide flow.

At the first stage, the ADCR engine was controlled with the original EDC16C39 Bosch controller. This controller used original software to control the engine in a single-fuel mode. Depending on the current operating conditions of the engine, such as the rotational speed or loading, the controller adopts various control strategies. At lower rotational speeds, it divides the fuel dose into two parts, injecting the pilot dose as

o klasie czystości 2.2, zatem o zawartości CO<sub>2</sub> wynoszącej 99,2%. Jest to typowy gaz techniczny wykorzystywany powszechnie do celów spawalniczych.

W celu wytworzenia paliwa o założonym składzie chemicznym powyższe gazy doprowadzane były do kolektora silnika przez specjalnie wykonaną na potrzeby projektu instalację zapewniającą założony przepływ poszczególnych składników paliwa gazowego [7]. Ogólny schemat instalacji doprowadzającej paliwo gazowe przedstawiono na rys. 2.

Gaz ziemny z butli poprzez elektrozawory odcinające doprowadzony był do dwustopniowego reduktora obniżającego ciśnienie gazu, następnie po przejściu przez kolejny elektrozawór odcinający doprowadzony był do regulatora przepływu gazu. Jako regulatory przepływu gazu zastosowano masowy regulator przepływu gazu firmy Mass-Stream. Zastosowany regulator przepływu posiadał wbudowany regulator typu PID zapewniający stały przepływ czynnika roboczego. Aktualna wartość przepływającego gazu zwracana była do urządzenia sterującego, co zapewniało ciągłą kontrolę przepływu.

Podobnie zbudowany został układ doprowadzający do silnika dwutlenek węgla. Ponieważ źródłem tego gazu był gaz techniczny przechowywany w butlach, jako reduktory wykorzystano typowe reduktory spawalnicze. Z uwagi na to, iż użyte regulatory nie zapewniały dużych przepływów gazu, do badań wykorzystano kilka butli połączonych równolegle, co zapewniło wymagany przepływ gazu. Sumaryczny przepływ dwutlenku węgla regulowany był przez masowy regulator przepływu, co zapewniało regulację i pomiar wielkości jego przepływu. Jako regulatory przepływu dwutlenku węgla wykorzystano regulatory masowe firmy Bronks.

W pierwszym etapie badań silnik ADCR sterowany był przez oryginalny sterownik typu EDC16C39 firmy Bosch. Sterownik ten posiadał oryginalne oprogramowanie sterujące silnikiem przystosowane do pracy jednopaliwowej. W zależności od aktualnych warunków pracy silnika, np. takich jak prędkość obrotowa czy obciążenie, sterownik ten realizuje

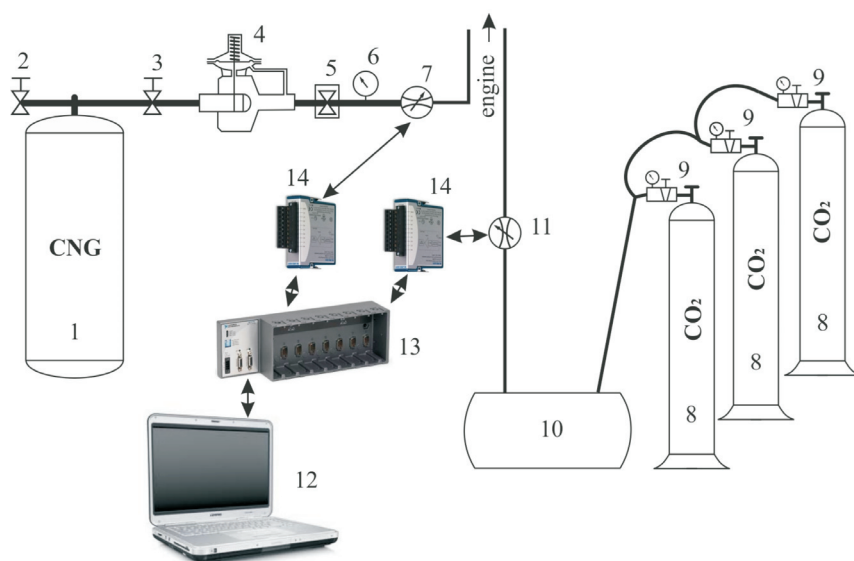


Fig. 2. Block diagram of the gaseous fuel supply system: 1 – CNG cylinder, 2 – filling valve, 3 – cut-off valve, 4 – two-stage reducer, 5 – solenoid valve, 6 – pressure gauge, 7 – Mass-Stream gas mass flow regulator, 8 – CO<sub>2</sub> cylinders, 9 – reducers with pressure gauges, 10 – expansion tank, 11 – mass flow regulator, 12 – PC, 13 – CompactRio programmable controller, 14 – I/O cards to control the flow regulators

Rys. 2. Schemat blokowy instalacji doprowadzającej paliwo gazowe: 1 – butla CNG, 2 – zawór napełniający, 3 – zawór odcinający, 4 – dwustopniowy reduktor, 5 – elektrozawór, 6 – manometr, 7 – masowy regulator przepływu Mass-Stream, 8 – butle CO<sub>2</sub>, 9 – reduktory z manometrami, 10 – zbiornik wyrównawczy, 11 – masowy regulator przepływu, 12 – komputer PC, 13 – sterownik programowalny CompactRio, 14 – karty wejścia-wyjścia sterujące regulatorami przepływu

the first and, subsequently, the main dose. Additionally, during operation, the controller changes the pressure of fuel being injected and the injection timing. Such engine control was a major obstacle in carrying out the planned tests. At this stage of the tests, the engine control system maintained a continuous load determining the fuel dose based on the engine operating conditions, taking into account the gaseous fuel dose. As the portion of gaseous fuel was increased, this led to the reduction of the liquid fuel injected into the combustion chamber.

Since the original controller prevented the control of the injected liquid fuel parameters, thus considerably disrupting the tests, the controller developed by Mechatronika was used in further tests to control the liquid fuel injection. This controller enabled the control of the following parameters of the diesel fuel pilot dose:

- fuel pressure in the tank,
- injection timing,
- injector opening time.

The engine tests were performed at two rotational speeds of 1500 and 3000 rpm, which are standard speeds in engines run in stationary power generators.

### 3. Test results

At the first stage of the tests, the gaseous fuel dose was increased until the engine ran steadily without signs of knocking combustion. Table 3 shows selected results of this stage of the tests.

różne strategie sterowania. Przy mniejszych prędkościach obrotowych sterownik dzieli dawkę paliwa na dwie części, wtryskując najpierw dawkę pilotującą, a następnie dawkę zasadniczą. Sterownik ten w trakcie pracy dodatkowo zmienia ciśnienie wtryskiwanego paliwa oraz kąt początku wtrysku dawki. Taka strategia sterowania silnikiem znacznie utrudniała prowadzenie zaplanowanych badań. Podczas tego etapu badań układ sterowania silnikiem utrzymywał stałe obciążenie silnika, dobierając dawkę paliwa w zależności od warunków pracy silnika, uwzględniając dawkę paliwa gazowego. Prowadziło to w miarę zwiększania udziału paliwa gazowego do zmniejszania dawki paliwa ciekłego wtryskiwanego do komory spalania.

Ze względu na to, iż oryginalny sterownik uniemożliwiał kontrolę parametrów wtryskiwanego paliwa ciekłego, co znacznie utrudniało prowadzenie badań, w dalszej części badań do sterowania wtryskiem dawki paliwa ciekłego wykorzystano sterownik opracowany przez firmę Mechatronika. Sterownik ten pozwolił na sterowanie następującymi parametrami dawki pilotującej oleju napędowego:

- ciśnienie paliwa w zasobniku,
- kąt wyprzedzenia wtrysku,
- czas otwarcia wtryskiwacza.

Badania silnika prowadzone były przy dwóch prędkościach obrotowych 1500 i 3000 obr/min – są to standardowe prędkości silników pracujących w stacjonarnych agregatach prądotwórczych.

Table 3. List of selected operating parameters of the ADCR engine in dual-fuel fuelling mode (controlled with the original controller)

Tabela 3. Zestawienie wybranych parametrów pracy silnika ADCR przy zasilaniu dwupaliwowym (silnik sterowany sterownikiem oryginalnym)

Lp.	n [rpm]	T [N·m]	Q <sub>CNG</sub> [Nl/min]	Q <sub>CO<sub>2</sub></sub> [Nl/min]	Q <sub>df</sub> [kg/h]	η <sub>o</sub> [%]	Q <sub>df</sub> [%]	U <sub>df</sub> [%]
1	1500	100	0	0	4.14	31.91	100	100
2	1500	100	40	0	2.6	28.49	63	56
3	1500	100	60	0	1.52	28.86	37	33
4	1500	100	60	30	1.64	28.13	40	35
5	1500	100	60	60	1.75	27.48	42	36
6	1500	200	0	0	6.96	37.97	100	100
7	1500	200	40	0	5.76	35.14	83	77
8	1500	200	40	20	5.76	35.14	83	77
9	1500	200	40	40	5.74	35.23	82	77
10	3000	100	0	0	9.14	28.91	100	100
11	3000	100	80	0	6.66	24.61	73	62
12	3000	100	80	70	7.3	23.23	80	64
13	3000	100	120	0	4.4	25.13	48	42
14	3000	150	0	0	12.8	30.97	100	100
15	3000	150	80	0	9.5	29.19	74	70
16	3000	150	80	80	9.9	28.36	77	71
17	3000	150	140	80	8.2	25.85	64	53
18	3000	200	0	0	16	33.03	100	100
19	3000	200	80	0	13.75	29.65	86	77
20	3000	200	80	80	14.1	29.08	88	78
21	3000	200	160	80	11.94	26.30	75	59
22	3000	200	200	0	10.4	25.67	65	51

The energy share of diesel fuel  $U_{df}$  in the total engine fuel dose was determined from the relationship:

$$U_{df} = \frac{\dot{m}_{df} \cdot W_{df}}{\dot{m}_{df} \cdot W_{df} + \dot{V}_g \cdot W_g} \cdot 100\% \quad (1)$$

where:  $\dot{m}_{df}$  – diesel fuel mass stream,  $\dot{V}_g$  – stream of CNG supplied to the engine,  $W_{df}$  – diesel fuel caloric value,  $W_g$  – CNG caloric value.

In addition to this, the coefficient  $q_{df}$  was determined, which described the percentage of the diesel fuel mass stream in the dual-fuel mode in relation to the diesel fuel mass stream in single-fuel operation:

$$q_{df} = \frac{\dot{m}_{df2}}{\dot{m}_{df1}} \quad (2)$$

where:  $\dot{m}_{df1}$  – diesel fuel mass stream in single-fuel operation,  $\dot{m}_{df2}$  – diesel fuel mass stream in dual-fuel operation.

In the following Figures: 3, 4, 5, the selected pressure curves in the combustion chamber are presented for individual measuring points at a rotational speed of 1500 rpm. At that speed, the liquid fuel dose injected into the engine was divided.

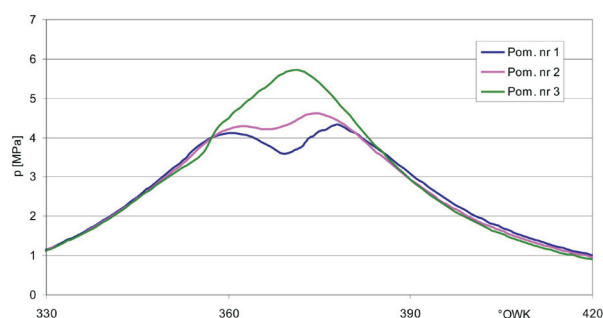


Fig. 3. Pressure change curves in the engine combustion chamber at  $n = 1500$  rpm,  $T = 100$  N·m and various percentage of CNG in the fuel charge for measuring points: 1, 2, 3 according to Table 3

Rys. 3. Przebiegi zmiany ciśnienia w komorze spalania silnika przy prędkości obrotowej  $n = 1500$  obr/min,  $T = 100$  N·m i różnym udziale CNG w dawce zasilającej dla punktów pomiarowych: 1, 2, 3 wg tabeli 3

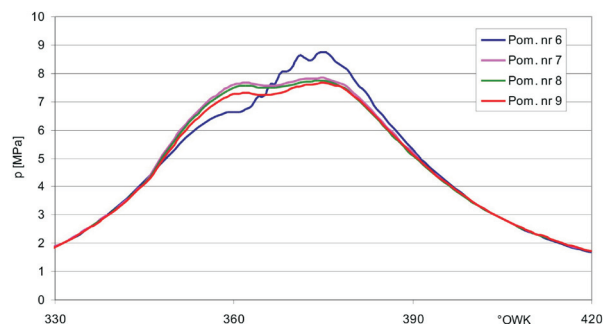


Fig. 5. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for  $n = 1500$  rpm,  $T = 200$  N·m,  $Q_{CNG} = 40$  NI for measuring points: 6, 7, 8, 9 according to Table 3

Rys. 5. Wpływ dodatku CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego na przebieg ciśnienia w komorze spalania przy  $n = 1500$  obr/min,  $T = 200$  N·m,  $Q_{CNG} = 40$  NI dla punktów pomiarowych: 6, 7, 8, 9 wg tabeli 3

### 3. Wyniki badań

W pierwszym etapie badań zwiększanie dawki paliwa gazowego realizowano do chwili, gdy praca silnika była równomierna, bez oznak spalania stukowego. Wybrane wyniki tego etapu badań przedstawiono w tabeli 3.

Udział energetyczny oleju napędowego  $U_{df}$  w całkowitej dawce zasilającej silnik określano na podstawie zależności (1), gdzie:  $\dot{m}_{df}$  – strumień masy oleju napędowego,  $\dot{V}_g$  – strumień CNG doprowadzanego do silnika,  $W_{df}$  – wartość opałowa oleju napędowego,  $W_g$  – wartość opałowa CNG.

Dodatkowo wyznaczono współczynnik  $q_{df}$ , który określał procentowy udział strumienia masy oleju napędowego przy pracy dwupaliwowej w odniesieniu do strumienia masy oleju napędowego przy pracy jednopaliwowej (2), gdzie:  $\dot{m}_{df1}$  – strumień masy oleju napędowego przy pracy jednopaliwowej,  $\dot{m}_{df2}$  – strumień masy oleju napędowego przy pracy dwupaliwowej

Na rysunkach 3, 4, 5 przedstawiono wybrane przebiegi zmiany ciśnienia w komorze spalania dla poszczególnych punktów pomiarowych przy prędkości obrotowej 1500 obr/min. Przy tej prędkości obrotowej wtryskiwana była dzielona dawka paliwa ciekłego.

Podczas badań silnika rejestrowano także poziom emisji związków toksycznych przez silnik; wybrane wyniki tych pomiarów przedstawiono na rys. 6, 7, 8.

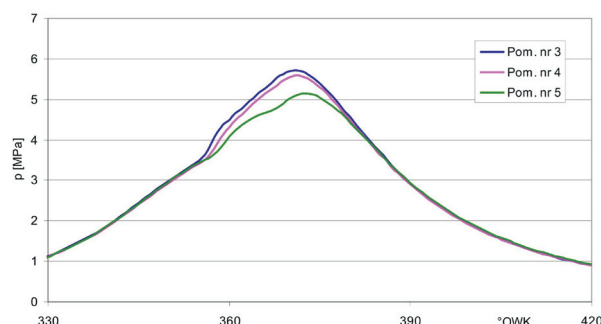


Fig. 4. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for  $n = 1500$  rpm,  $T = 100$  N·m,  $Q_{CNG} = 60$  NI for measuring points: 3, 4, 5 according to Table 3

Rys. 4. Wpływ dodatku CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego na przebieg ciśnienia w komorze spalania przy  $n = 1500$  obr/min,  $T = 100$  N·m,  $Q_{CNG} = 60$  NI dla punktów pomiarowych: 3, 4, 5 wg tabeli 3

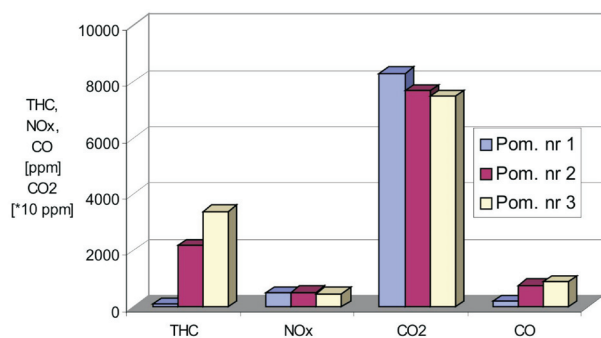


Fig. 6. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 1500$  rpm,  $T = 100$  N·m for the measuring points 1, 2, 3 according to Table 3

Rys. 6. Stężenie związków toksycznych silnika przy prędkości obrotowej  $n = 1500$  obr/min,  $T = 100$  N·m dla punktów pomiarowych: 1, 2, 3 wg tabeli 3

During the engine tests, the emission levels of toxic compounds were also recorded, and the selected results of the measurements are presented in Figs 6, 7, 8.

At a speed of 3000 rpm, the original engine controller injects a single fuel dose, which significantly modifies the

Przy prędkości obrotowej 3000 obr/min oryginalny sterownik silnika wtryskuje pojedynczą dawkę paliwa, a to istotnie zmienia przebieg spalania paliwa gazowego. Przykładowe przebiegi zmian ciśnienia przy tej prędkości obrotowej przedstawiona na rys. 9, 10 i 11, natomiast na rys.

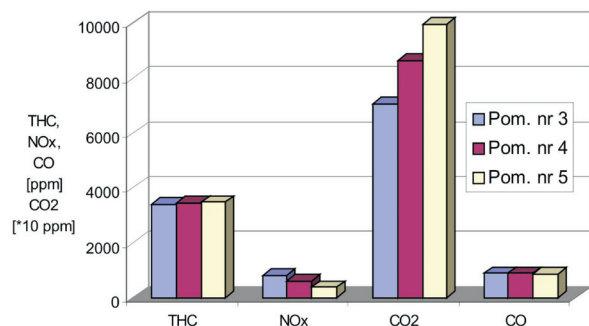


Fig. 7. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 1500$  rpm,  $T = 100$  N·m for the measuring points 3, 4, 5 according to Table 3

Rys. 7. Stężenie związków toksycznych silnika przy prędkości obrotowej  $n = 1500$  obr/min,  $T = 100$  N·m dla punktów pomiarowych: 3, 4, 5 wg tabeli 2

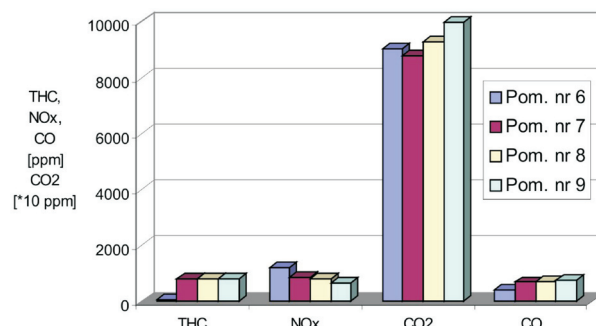


Fig. 8. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 1500$  rpm,  $T = 200$  N·m for the measuring points 6, 7, 8, 9 according to Table 3

Rys. 8. Stężenie związków toksycznych silnika przy prędkości obrotowej  $n = 1500$  obr/min,  $T = 200$  N·m dla punktów pomiarowych: 6, 7, 8, 9 wg tabeli 3

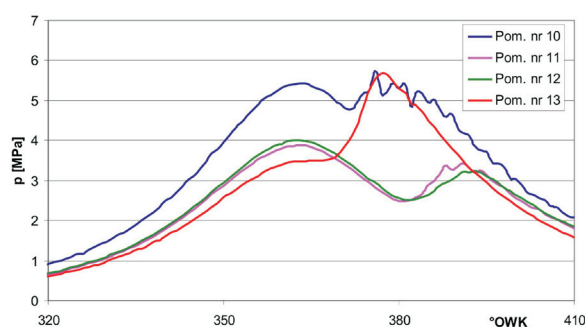


Fig. 9. Pressure change curves in the engine combustion chamber at  $n = 3000$  rpm,  $T = 100$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 10, 11, 12, 13 according to Table 3

Rys. 9. Przebiegi zmiany ciśnienia w komorze spalania silnika przy prędkości obrotowej  $n = 3000$  obr/min,  $T = 100$  N·m i różnych udziałach CNG i CO<sub>2</sub> w dawce zasilającej dla punktów pomiarowych: 10, 11, 12, 13 wg tabeli 3

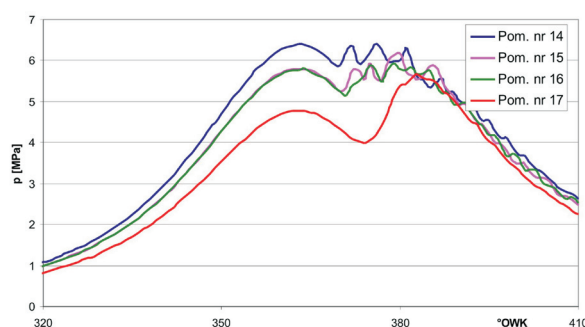


Fig. 10. Pressure change curves in the engine combustion chamber at  $n = 3000$  rpm,  $T = 150$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 14, 15, 16, 17 according to Table 3

Rys. 10. Przebiegi zmiany ciśnienia w komorze spalania silnika przy prędkości obrotowej  $n = 3000$  obr/min,  $T = 150$  N·m i różnych udziałach CNG i CO<sub>2</sub> w dawce zasilającej dla punktów pomiarowych: 14, 15, 16, 17 wg tabeli 3

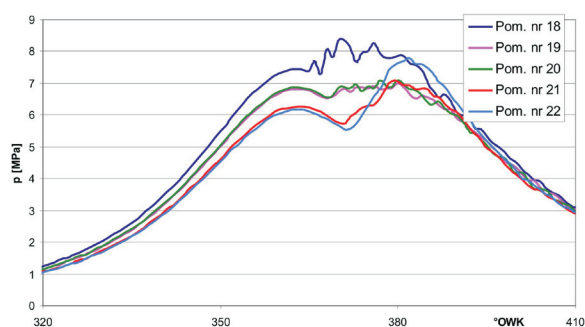


Fig. 11. Pressure change curves in the engine combustion chamber at  $n = 3000$  rpm,  $T = 200$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 18, 19, 20, 21 according to Table 3

Rys. 11. Przebiegi zmiany ciśnienia w komorze spalania silnika przy prędkości obrotowej  $n = 3000$  obr/min,  $T = 200$  N·m i różnych udziałach CNG i CO<sub>2</sub> w dawce zasilającej dla punktów pomiarowych: 18, 19, 20, 21, 22 wg tabeli 3

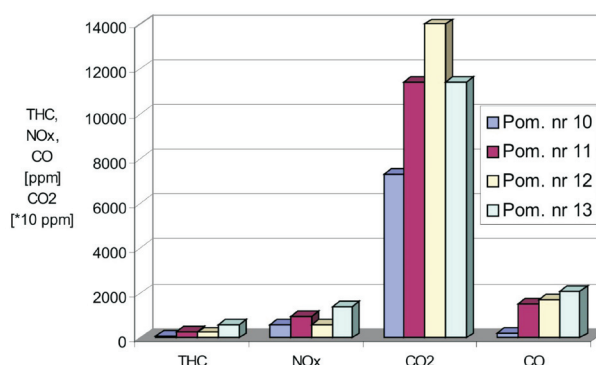


Fig. 12. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $T = 100$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 10, 11, 12, 13 according to Table 3

Rys. 12. Stężenie związków toksycznych silnika przy prędkości obrotowej  $n = 3000$  obr/min,  $T = 100$  N·m i różnych udziałach CNG i CO<sub>2</sub> w dawce zasilającej dla punktów pomiarowych: 10, 11, 12, 13 wg tabeli 3



gaseous fuel combustion process. Sample pressure change curves at that rotational speed are shown in Figs. 9, 10 and 11. Figures 12, 13, 14 show the recorded emission values of toxic compounds.

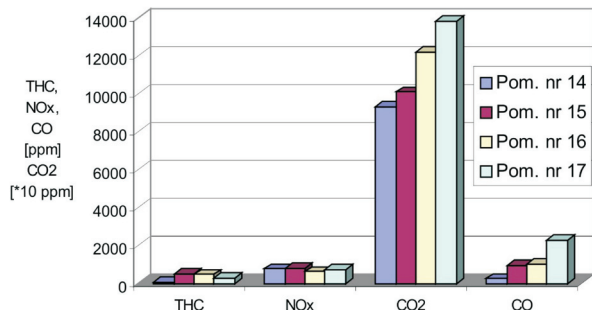


Fig. 13. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $T = 150$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 14, 15, 16, 17 according to Table 3

Rys. 13. Stężenie związków toksycznych silnika przy prędkości obrotowej  $n = 3000$  obr/min,  $T = 150$  N·m i różnych udziałach CNG i CO<sub>2</sub> w dawce zasilającej dla punktów pomiarowych: 14, 15, 16, 17 wg tabeli 3

Since, in the above measurements, the engine was run with the original controller, which prevented its proper operation at higher doses of gaseous fuel, a controller ensuring the control of the pilot dose injection was used further in the tests. Table 4 shows the selected engine parameters at this stage of the tests.

Table 4. List of the ADCR engine operating parameters at the selected measuring points  
Tabela 4. Zestawienie parametrów pracy silnika ADCR w wybranych punktach pomiarowych

Point no	$\alpha_w$ [°]	$Q_{CNG}$ [Nl/min]	$Q_{CO_2}$ [Nl/min]	$Q_{df}$ [kg/h]	$T$ [N·m]	$\eta_o$ [%]	$U_{df}$ [%]
1	14	60	0	1.7	95.4	29.04	39.16
2	14	60	20	1.7	94.5	28.76	39.16
3	14	60	30	1.7	94.2	28.67	39.16
4	14	60	60	1.7	92.2	28.06	39.16
5	12	60	0	1.7	96.5	29.37	39.16
6	13	60	30	1.7	94.6	28.79	39.16
7	14	60	60	1.7	92.4	28.08	39.16
8	15	60	60	1.7	92	28.00	39.16
9	14	220	0	3.2	196	35.94	22.21
10	14	220	80	3.2	206	37.77	22.21
11	14	220	120	3.2	200	36.67	22.21
12	14	225	0	2.01	200	39.22	14.92
13	14	225	80	2.01	195	38.24	14.92
14	14	225	120	2.01	191	37.45	14.92

Pressure curves for the measuring points analysed are shown in Figs 15–18, and Figs 19–22 show the graphs describing the emissions of toxic compounds by the engine being tested.

#### 4. Summary and conclusions

Analysing the pressure changes in the combustion chamber, recorded for the engine run with the original controller, it

12, 13, 14 przedstawiono zarejestrowane wartości stężenia związków toksycznych.

Ze względu na to, że w powyższych pomiarach praca silnika była nadzorowana przez oryginalny sterownik, co

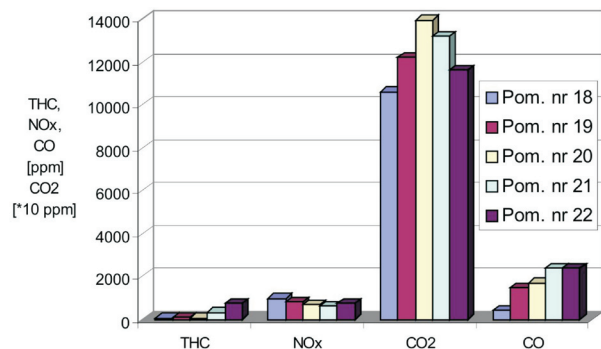


Fig. 14. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $T = 200$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 18, 19, 20, 21, 22 according to Table 3

Rys. 14. Stężenie związków toksycznych silnika przy prędkości obrotowej  $n = 3000$  obr/min,  $T = 200$  N·m i różnych udziałach CNG i CO<sub>2</sub> w dawce zasilającej dla punktów pomiarowych: 18, 19, 20, 21, 22 wg tabeli 3

uniemożliwiało zapewnienie poprawnej pracy silnika przy większych udziałach paliwa gazowego, w dalszym etapie badań wykorzystano sterownik zapewniający sterowanie i kontrolę parametrów wtrysku dawki pilotującej. Wybrane parametry pracy silnika na tym etapie badań przedstawiono w tabeli 4.

Przebiegi ciśnienia dla analizowanych punktów pomiarowych przedstawiono na rys. 15–18, natomiast na rys. 19–22 – wykresy przedstawiające emisję związków toksycznych przez badany silnik.

#### 4. Podsumowanie i wnioski

Analizując zamieszczone przebiegi zmian ciśnienia w komorze spalania silnika zarejestrowane przy pracy na



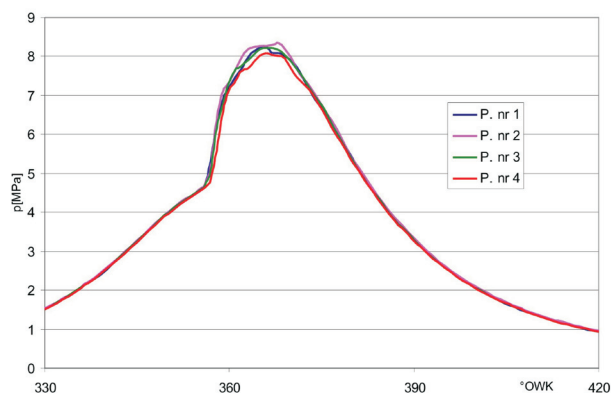


Fig. 15. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for  $n = 1500$  rpm,  $Q_{df} = 1.7$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , for measuring points: 1, 2, 3, 4 according to Table 4

Rys. 15. Wpływ dodatku CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego na przebieg ciśnienia w komorze spalania przy  $n = 1500$  obr/min,  $Q_{df} = 1,7$  kg/h, ciśnieniu wtrysku  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , dla punktów pomiarowych: 1, 2, 3, 4 wg tabeli 4

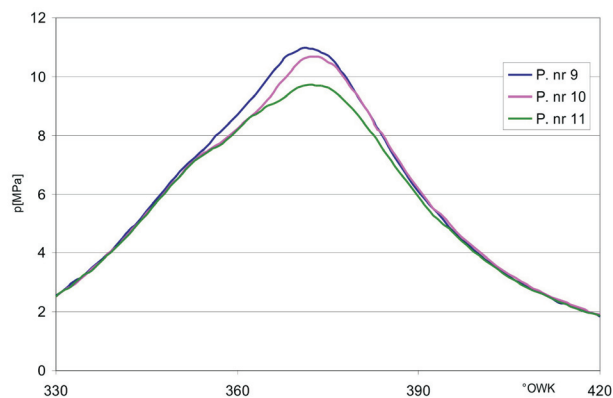


Fig. 17. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for  $n = 3000$  rpm,  $Q_{df} = 3.2$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , for measuring points: 9, 10, 11 according to Table 4

Rys. 17. Wpływ dodatku CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego na przebieg ciśnienia w komorze spalania przy  $n = 3000$  obr/min,  $Q_{df} = 3,2$  kg/h, ciśnieniu wtrysku  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , dla punktów pomiarowych: 9, 10, 11 wg tabeli 4

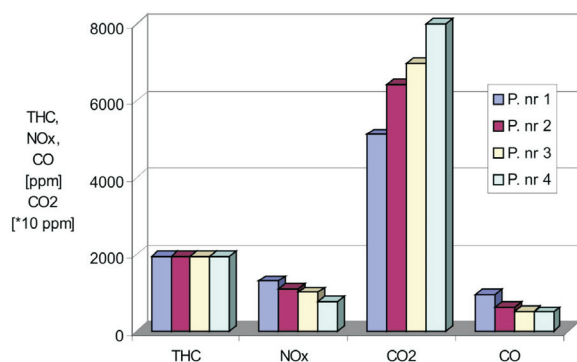


Fig. 19. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 1500$  rpm,  $Q_{df} = 1.7$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , for the measuring points: 1, 2, 3, 4 according to Table 4

Rys. 19. Stężenie związków toksycznych silnika przy  $n = 1500$  obr/min,  $Q_{df} = 1,7$  kg/h, ciśnieniu wtrysku  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , dla punktów pomiarowych: 1, 2, 3, 4 wg tabeli 4

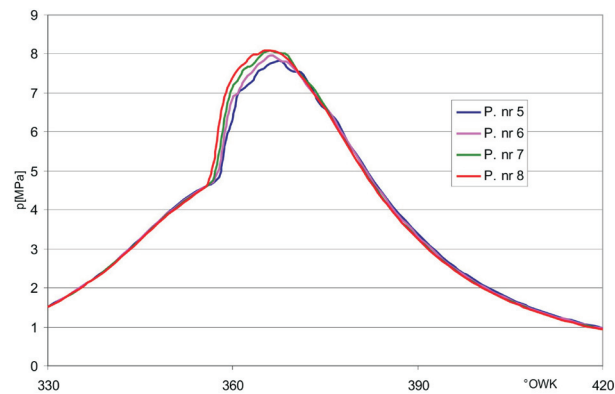


Fig. 16. Effect of injection timing on the changes in the combustion chamber for  $n = 1500$  rpm,  $Q_{df} = 1.7$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa, for measuring points: 5, 6, 7, 8 according to Table 4

Rys. 16. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa na przebieg zmian ciśnienia w komorze spalania przy  $1500$  obr/min,  $Q_{df} = 1,7$  kg/h, ciśnieniu wtrysku  $p_w = 40$  MPa, dla punktów pomiarowych: 5, 6, 7, 8 wg tabeli 4

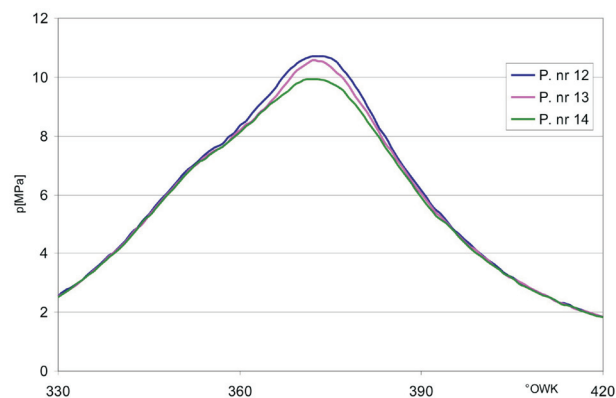


Fig. 18. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for  $n = 3000$  rpm,  $Q_{df} = 2.01$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , for measuring points: 12, 13, 14 according to Table 4

Rys. 18. Wpływ dodatku CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego na przebieg ciśnienia w komorze spalania przy  $n = 3000$  obr/min,  $Q_{df} = 2,01$  kg/h, ciśnieniu wtrysku  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , dla punktów pomiarowych: 12, 13, 14 wg tabeli 4

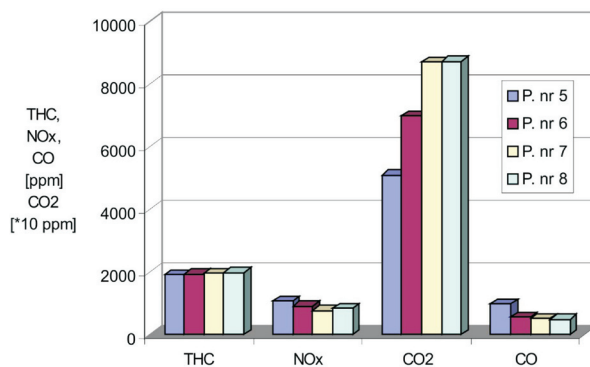


Fig. 20. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 1500$  rpm,  $Q_{df} = 1.7$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa, for the measuring points: 5, 6, 7, 8 according to Table 4

Rys. 20. Stężenie związków toksycznych silnika przy  $n = 1500$  obr/min,  $Q_{df} = 1,7$  kg/h, ciśnieniu wtrysku  $p_w = 40$  MPa i zmiennym kącie wtrysku dawki pilotującej, dla punktów pomiarowych: 5, 6, 7, 8 wg tabeli 4

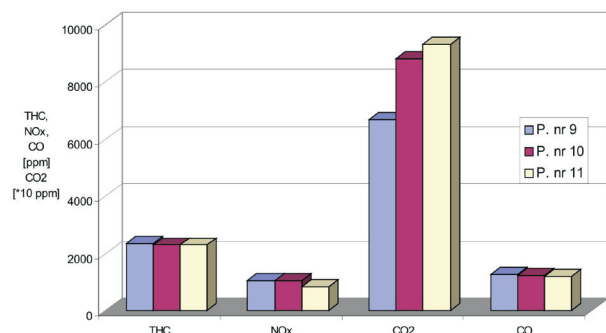


Fig. 21. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $Q_{df} = 3.2$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , for the measuring points: 9, 10, 11 according to Table 4

Rys. 21. Stężenie związków toksycznych silnika przy  $n = 3000$  obr/min,  $Q_{df} = 3,2$  kg/h, ciśnieniu wtrysku  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , dla punktów pomiarowych: 9, 10, 11 wg tabeli 4

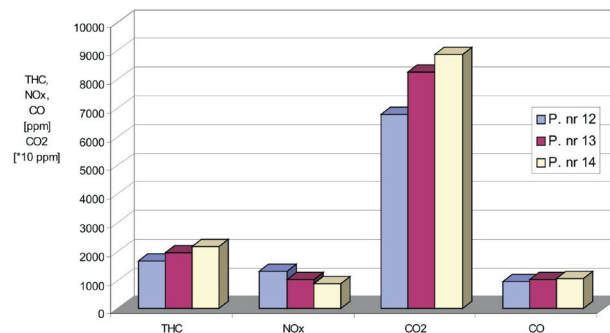


Fig. 22. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $Q_{df} = 2.01$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , for the measuring points: 12, 13, 14 according to Table 4

Rys. 22. Stężenie związków toksycznych silnika przy  $n = 3000$  obr/min,  $Q_{df} = 2,01$  kg/h, ciśnieniu wtrysku  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , dla punktów pomiarowych: 12, 13, 14 wg tabeli 4

can be concluded that the addition of gaseous fuel considerably affects the combustion process. At a lower rotational speed, when the divided fuel dose is injected, combustion of the gaseous fuel is initiated by the pilot dose, which leads to much higher maximum pressures, causing the engine to run much harder on higher doses of gaseous fuels. At 3000 rpm, when one dose of diesel fuel is injected, the maximum pressure in the combustion chamber is reached later than when running on a single fuel, which results from a longer delay in methane ignition. An addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel at both rotational speeds slows down the pressure increase in the combustion chamber, since less oxygen is available. The analysis of toxic emissions clearly shows that, for such engine control, as the methane portion in the engine fuelling charge increases, the emission of hydrocarbons rises markedly, which is due to the excess of oxygen in the mixture, and the resultant combustion of too poor a mixture. Also, the emission of CO rises slightly, yet the emission of CO<sub>2</sub> decreases, which is due to the reduced content of carbon in the fuel. An addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel reduces the emission of NO<sub>x</sub>, due to slower fuel combustion, which leads to lower temperatures in the combustion chamber. Analysing engine performance, it can be found that with such engine control, general engine efficiency decreases with the increase of the gaseous fuel in the engine fuelling charge. It should also be emphasized that the engine control system for single-fuel operation is unable to ensure proper engine performance at higher doses of gaseous fuel.

However, for the results obtained while controlling the pilot dose injection parameters, as presented in this paper, it can be concluded that proper control of the pilot dose injection makes it possible to control the combustion process. With this, it is possible to significantly increase the share of gaseous fuel in the total fuelling charge, and moreover, it allows for achieving higher overall engine efficiency, as for single-fuel operation, over a wide range of engine loading. At lower loads, the overall engine efficiency is lower, which should be attributed to the combustion of too poor a mixture. A solution to this problem can be partial damping of air flow. Increasing the share of CO<sub>2</sub> in the fuelling charge

oryginalnym sterowniku, należy stwierdzić, iż dodatek paliwa gazowego istotnie wpływa na przebieg spalania. Przy mniejszej prędkości obrotowej, gdy wtryskiwana jest dzielona dawka paliwa, spalanie paliwa gazowego inicjowane jest przez dawkę pilotującą, co prowadzi do znacznie większych ciśnień maksymalnych, w efekcie czego przy większych dawkach paliwa gazowego praca silnika staje się bardziej twarda. Przy prędkości obrotowej 3000 obr/min, gdy wtryskiwana jest jedna dawka oleju napędowego, maksymalne ciśnienie w komorze spalania występuje później niż przy pracy jednopaliwowej, co związane jest z większą zwłoką zapłonu metanu. Dodatek CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego przy obydwu prędkościach obrotowych powoduje spowolnienie przyrostu ciśnienia w komorze spalania, a to związane jest z mniejszą dostępnością tlenu. Z przeprowadzonej analizy emisji związków toksycznych wynika, iż przy takim sterowaniu silnikiem wraz z wzrostem udziału metanu w dawce zasilającej silnik wyraźnie zwiększa się poziom emisji węglowodorów, a to jest związane z nadmiarem tlenu w mieszance i w efekcie spalaniem zbyt ubogiej mieszanki. Nieznacznie wzrasta również emisja CO, natomiast zmniejszeniu ulega emisja CO<sub>2</sub> – wiąże się to ze zmniejszeniem udziału węgla w paliwie. Dodatek CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego powoduje zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub>. Związane jest to z mniejszą prędkością spalania paliwa, co prowadzi do mniejszej temperatury w komorze spalania. Z analizy sprawności silnika wynika, iż przy takim sterowaniu silnikiem wraz ze wzrostem udziału paliwa gazowego w dawce zasilającej silnik ogólna sprawność silnika maleje. Należy również podkreślić, iż w układzie sterowania silnika do pracy jednopaliwowej nie jest możliwe zapewnienie właściwej jego pracy przy dużych udziałach paliwa gazowego. Przedstawione natomiast w artykule wyniki uzyskane podczas sterowania parametrami wtrysku dawki pilotującej pozwalają stwierdzić, iż odpowiednie sterowanie wtryskiem dawki pilotującej umożliwia sterowanie przebiegiem spalania. Znacznie zwiększa to udział paliwa gazowego w ogólnej dawce zasilającej, ponadto pozwala na uzyskanie większej sprawności ogólnej silnika jak przy pracy jednopaliwowej w zakresie dużych obciążeń silnika. Przy mniejszych obciążeniach

at constant pilot dose injection parameters leads to a slight reduction in the NO<sub>x</sub> emission, which results from slower combustion of the gas mixture.

To summarize the presented research into the possibility to use gaseous fuel, being a mixture of methane and carbon dioxide (biogas), it is possible to achieve high overall engine efficiency. However, it has to be noted that combustion of such fuels in compression ignition engines leads to considerably higher pressures in the combustion chamber, which should be taken into account while designing the crank and piston systems of engines. It is also necessary to modify the system for the reduction of toxic compounds, due to significantly increased emissions of hydrocarbons.

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

$\alpha_w$	injection timing of the diesel oil pilot dose/ <i>kąt wyprzedzenia dawki pilotującej oleju napędowego</i>
CNG	compressed natural gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>
NI	normal litre – gas flow expressed in litres converted for the conditions: 1.013 bar and 0°C/ <i>litr normalny – przepływ gazu wyrażony w litrach przeliczany do warunków przy 1,013 bar i 0 °C</i>
$U_{df}$	energy percentage of diesel fuel in the overall engine fuelling dose/ <i>procentowy udział energetyczny oleju napędowego w całkowitej dawce zasilającej silnik</i>
$\dot{m}_{df}$	diesel fuel mass stream/ <i>strumień masy oleju napędowego</i>
$\dot{V}_g$	stream of CNG supplied to the engine/ <i>strumień CNG doprowadzany do silnika</i>

zeniach sprawność ogólna silnika jest mniejsza – należy to wiązać ze spalaniem zbyt ubogiej mieszanki. Rozwiązaniem tego problemu może być częściowe dławienie przepływu powietrza. Zwiększanie udziału CO<sub>2</sub> w dawce zasilającej przy stałych parametrach wtrysku dawki pilotującej prowadzi do nieznacznego zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> – związane jest to z mniejszą prędkością spalania mieszanki gazowej.

Podsumowując przedstawione badania nad możliwością wykorzystania paliwa gazowego, będącego mieszaniną metanu i dwutlenku węgla (biogaz), można stwierdzić, że możliwe jest otrzymanie wysokiej sprawności ogólnej silnika. Należy jednak zaznaczyć, iż spalanie tego typu paliw w silnikach o zapłonie samoczynnym prowadzi do znacznie większych ciśnień w komorze spalania, co należy uwzględnić przy projektowaniu układu korbowo-tłokowego silnika. Konieczna jest także modyfikacja układu redukcji związków toksycznych ze względu na znacznie większą emisję węglowodorów.

$W_{df}$	diesel fuel caloric value/ <i>wartość opałowa oleju napędowego</i>
$W_g$	CNG caloric value/ <i>wartość opałowa CNG</i>
$\dot{m}_{df1}$	diesel fuel mass stream in single-fuel operation/ <i>strumień masy oleju napędowego przy pracy jednopaliwowej</i>
$\dot{m}_{df2}$	diesel fuel mass stream in dual-fuel operation/ <i>strumień masy oleju napędowego przy pracy dwupaliwowej</i>
$n$	engine crankshaft rotational speed/ <i>prędkość obrotowa wału korbowego silnika</i>
$p_w$	pilot dose injection pressure/ <i>ciśnienie wtrysku dawki pilotującej</i>
$Q_{df}$	diesel fuel dose/ <i>dawka oleju napędowego</i>

### Bibliography/Literatura

- [1] Cebula J. Biogas purification by sorption techniques. ACEE Journal, 2, 2009.
- [2] Larish J., Stelmasiak Z., Gilowski T. Możliwości ograniczenia zadymienia spalin silnika o zapłonie samoczynnym za pomocą dodatku CNG. Silniki Spalinowe, 50, 2011.
- [3] Luft S., Skrzek T. Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym – przegląd wybranych wyników badań. Czasopismo Techniczne, Mechanika, 109, 2012.
- [4] Stelmasiak Z. Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2003.
- [5] Stelmasiak Z. Dwupaliwowe silniki o zapłonie samoczynnym. ITE, Radom 2013.
- [6] Szczurowski K., Radkowski S., Walczak D., Zieliński L. The effect of addition of LPG and camelina oil esters on noise and vibration in a dual fuel CI engine. Diagnostyka 15 (4), 2015, 53–58.
- [7] Śmieja M., Wierzbicki S. The concept of an integrated laboratory control system for a dual-fuel diesel engine. Journal of KONES, 3 (19), 2012, 451–458.
- [8] Wierzbicki S. Biogas as a fuel for diesel engines. Journal of KONES, 3 (19), 2012, 477–482.

Sławomir Wierzbicki, DEng. – Doctor in the Faculty of Technical Sciences at University of Warmia and Mazury in Olsztyn.

Dr inż. Sławomir Wierzbicki – adiunkt na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie.

e-mail: [slawekw@uwm.edu.pl](mailto:slawekw@uwm.edu.pl)



Maciej Mikulski, DEng. – Doctor in the Faculty of Technical Sciences at University of Warmia and Mazury in Olsztyn.

Dr inż. Maciej Mikulski – adiunkt na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie.

e-mail: [maciej.mikulski@uwm.edu.pl](mailto:maciej.mikulski@uwm.edu.pl)



Michał Śmieja, DEng. – Doctor in the Faculty of Technical Sciences at University of Warmia and Mazury in Olsztyn.

Dr inż. Michał Śmieja – adiunkt na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie.

e-mail: [smieja@uwm.edu.pl](mailto:smieja@uwm.edu.pl)

