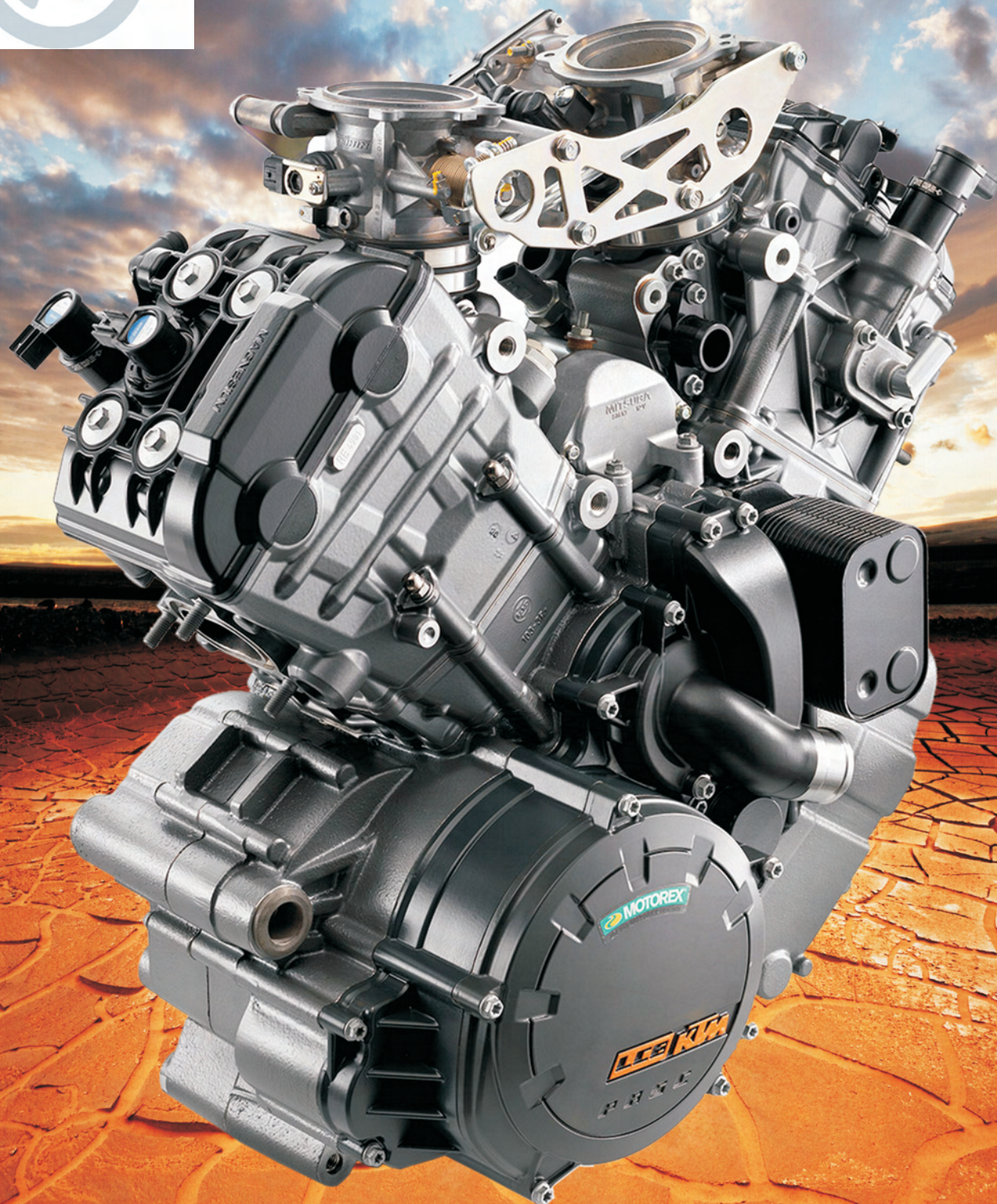




1/2013 (152)



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE



POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Instytut Silników Spalinowych i Transportu
60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3, tel. 61/6652207, fax 61/6652204

Badania drogowe pojazdów



POMIAR ZWIĄZKÓW GAZOWYCH

Mobilny analizator Semtech DS firmy Sensors Inc.

ROZKŁAD WYMIAROWY CZĄSTEK STAŁYCH

Engine Exhaust Particle Sizer 3090 firmy TSI

ZADYMIENIE SPALIN

On The Road Opacimetr 439 firmy AVL

LICZNIK CZĄSTEK STAŁYCH

Particle Counter firmy AVL

MASA CZĄSTEK STAŁYCH

Portable Particulate Measurement Device firmy Sensors Inc.
Pomiar metodą gravimetryczną - waga firmy Mettler Toledo

STĘŻENIE CZĄSTEK STAŁYCH

Laser Aerosol Monitor firmy Sensors Inc.
Micro Soot Sensor firmy AVL



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

1/2013 (152)

Rok XLXII

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

WebSite: <http://www.ptnss.pl>

Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wisłocki – Chairman, Poland

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Karol Cupiał – Poland

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Leszek Piaseczny – Poland

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszyński – UK

Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz (Editor-in-chief/Redaktor Naczelny)

dr inż. Miłosław Zozak (Editorial Secretary for Science/Sekretarz

Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha (Technical Editor/Redaktor Techniczny)

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/Redaktor Językowy)

prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki (Statistical Editor/Redaktor

Statystyczny) and Associate Editors/oraz Redaktorzy Tematyczni

Editorial

Dear readers,

Each issue of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* contains papers treating on a variety of aspects in the area of combustion engines. In the current issue we wish to draw your attention to two papers devoted to industrial engines that are rather infrequently discussed in the magazine. Both of the papers discuss engines running on gaseous fuels. The first paper discusses a natural gas engine driving the compressor in a gas pipeline transmission system and the second describes a biogas-fueled engine operating in a co-generative system on a waste farm.

In June this year we are holding the V International Congress on Combustion Engines „PTNSS KONGRES-2013”. The organizers are: Polish Scientific Society of Combustion Engines, Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of University of Bielsko-Biała and Automotive Research and Development Institute „BOSMAL” in Bielsko-Biała. We wish the congress attendees fruitful discussions accompanied by exchange of experience. Our fellow engineers who will not be able to participate in the congress will have an opportunity to read a full report from the congress printed in one of the magazine issues. The congress will also be attended by the editorial of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*. We truly hope the congress will be an ideal platform for suggestions and exchange of opinions related to our magazine.

Recently, statistics on the national production of combustion engines have not been overly optimistic. The fact that a licensed production of traction engines for the military is being launched any moment now is, in light of the above, great news. It is estimated that in the first stage the armed forces will need 9 – 12 thousand engines of the power output of 150 – 900 kW. The leader in the consortium introducing the engines and coordinating their replacement will be Wojskowe Zakłady Motoryzacyjne (Military Automotive Works) based in Poznań. We do not yet know the foreign partner to the consortium but we do know that such European tycoons as MAN, MTU and Volvo have already placed their bids.

Editorial/Program Board
Combustion Engines/Silniki Spalinowe

Szanowni Czytelnicy,

Każdy numer *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* zawiera prace dotyczące bardzo różnych aspektów silników spalinowych. W bieżącym numerze szczególną uwagę chcemy zwrócić na dwa artykuły dotyczące tematyki silników przemysłowych, która w ostatnich latach rzadziej gości na naszych łamach. Co więcej, oba artykuły dotyczą silników gazowych. W pierwszym jest to silnik zasilany gazem ziemnym, napędzający sprężarkę systemu przesyłowego gazu, a w drugim artykule – silnik zasilany biogazem, pracujący w układzie kogeneracyjnym w oczyszczalni ścieków.

W czerwcu bieżącego roku odbędzie się V Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych „PTNSS KONGRES-2013”. Organizatorami Kongresu są: Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej oraz Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji „BOSMAL” w Bielsku-Białej. Uczestnikom Kongresu życzymy owocnych obrad, wielu cennych dyskusji i wymiany doświadczeń. Osoby, które z różnych względów nie będą mogły wziąć udziału w Kongresie, będą mogły przeczytać obszerną relację z jego przebiegu, która będzie zamieszczona w jednym z numerów kwartalnika. Na Kongresie obecna będzie także redakcja *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*. Liczymy, że Kongres będzie okazją do wymiany w szerszym gronie specjalistów sugestii i opinii na temat naszego kwartalnika.

W ostatnim okresie dane na temat krajowej produkcji silników spalinowych nie były zbyt optymistyczne. Tym bardziej więc cieszą informacje o przygotowaniach do uruchomienia w kraju licencyjnej produkcji silników trakcyjnych na potrzeby wojska. Ocenia się, że w pierwszym etapie siły zbrojne potrzebować będą 9 – 12 tysięcy silników o mocy 150 – 900 kW. Liderem konsorcjum, które będzie wprowadzać nowe silniki i koordynować ich wymianę będą Wojskowe Zakłady Motoryzacyjne w Poznaniu. Nieznany jest jeszcze partner zagraniczny, ale wiadomo, że swoje oferty złożyli główni europejscy potentaci, w tym MAN, MTU i Volvo.

Rada Programowa oraz Redakcja
Combustion Engines/Silniki Spalinowe

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji 1

J. Hunicz, M. Gęca: Experimental and modeling study of the gasoline HCCI engine with internal gas recirculation/Badania eksperymentalne i modelowe procesu roboczego benzynowego silnika HCCI z wewnętrzną recyrkulacją spalin (2013-102)..... 3

W. Kozak: Crank and rocker piston assembly/Wahaczowy mechanizm korbowo-tłokowy (2013-102) 28

P. Bielaczyc, A. Szczotka, P. Pajdowski, J. Woodburn: Development of automotive emissions testing equipment and test methods in response to legislative, technical and commercial requirements/Rozwój aparatury i metod badawczych emisji związków szkodliwych spalin samochodowych w aspekcie wymagań prawnych, technicznych i ekonomicznych (2013-103) 28

J. Rojewski, R. Ślęfarski, J. Wawrzyniak: Analysis of combustion process in industrial gas engines powered with high methane and nitrified low-calorific gases/ Analiza procesu spalania w przemysłowych silnikach gazowych zasilanych gazami wysokometanowymi i niskokalorycznymi zaazotowanymi (2013-104) 42

A. Suchecki, K. Adamaszek, M. Wisła: Corrosion resistance of valve steel in diesel exhaust gas containing 5, 10 and 20 % of FAME/Odporność korozyjna stali zaworowych w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem 5, 10 i 20 % FAME (2013-105)..... 51

A. Dużyński: Commercial operation of the biogas cogeneration set with the JMS 316 GS-B.LC GE JENBACHER type engine/Eksploatacja przemysłowa biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER typu JMS 316 GS-B.LC (2013-106) 56

E. Winklhofer, W. Hopfner: Optical single cylinder engines in engine research and development/ Jednocyldrowy silnik optyczny w badaniach i rozwoju silników spalinowych (2013-107) 71

M. Swat, K. Madej: The influence of bio-depolymer fuel components on the exhaust emissions from diesel engines/ Wpływ bio-depolimerowych komponentów paliwowych na emisję substancji toksycznych z silnika o zapłonie samoczynnym (2013-108) 79

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku
Combustion Engines/Silniki Spalinowe
 otrzymują **6 punktów**
 zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki
 i Szkolnictwa Wyższego z dnia 17 września 2012 r.

Editor/Wydawca
**Polish Scientific Society
 of Combustion Engines**
 43-300 Bielsko-Biała, Sarni Stok 93 Street, Poland
 tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038
 E-mail: sekretariat@ptnss.pl
 WebSite: <http://www.ptnss.pl>

The Publisher of this magazine does not endorse the products or services advertised herein. The published materials do not necessarily reflect the views and opinions of the Publisher./Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za treść reklam i ogłoszeń. Publikowane materiały i artykuły wyrażają poglądy autorów, a nie Redakcji.

© Copyright by
Polish Scientific Society of Combustion Engines
 All rights reserved.
 No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, photocopied or otherwise without prior consent of the copyright holder.
*Wszelkie prawa zastrzeżone.
 Żaden fragment tej publikacji nie może być reprodukowany, zapamiętywany w systemie odtwarzalnym lub przetwarzany bądź kopiowany w jakiegokolwiek formie bez wcześniejszej zgody właściciela praw wydawniczych.*

Subscriptions/Prenumerata
 Send subscription requests to the Publisher's address. Cost of a single issue PLZ25 + postage and packing. Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy. Cena numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.
Preparation for print/Przygotowanie do druku
 ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA
 60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A
Circulation/Nakład: 600 egz.
Printing and binding/Druk i oprawa
 Print Group Szczecin, ul. Mieszka 1 63/64

This publication is co-financed by The Ministry of Science and Higher Education./Wydanie publikacji jest dofinansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Wydawnictwo rejestrowane w bazie danych o zawartości polskich czasopism technicznych 
 – **BAZTECH** www.baztech.icm.edu.pl

Czasopismo indeksowane w międzynarodowej bazie 
IC Journal Master List
 – **Index Copernicus** www.indexcopernicus.com

As recommended by the Ministry of Science and Higher Education, the panel of associate paper reviewers will be listed in each year's last issue of the magazine./Zgodnie z zaleceniami Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego lista recenzentów współpracujących publikowana będzie w ostatnim w danym roku numerze czasopisma.

Cover/Okladka
 I – 2013-KTM-1190-Adventure (fot. www.cycleworld.com), background (© Galyna Andrushko – Fotolia.com)
 IV – Delphi Spray Stratified Gasoline Direct Injection System (fot. www.delphi.com)

Experimental and modeling study of the gasoline HCCI engine with internal gas recirculation

In this study experimental and modeling investigations of a gasoline HCCI engine with internal gas recirculation have been presented. Experimental measurements enabled identification of attainable range of valvetrain settings and air excess coefficient that allows a realization of the HCCI combustion. Factors determining the charge exchange process and the resulting in-cylinder temperature were specified based on computational analysis.

Key words: HCCI, variable valve timing, negative valve overlap, charge exchange

Badania eksperymentalne i modelowe procesu roboczego benzynowego silnika HCCI z wewnętrzną recyrkulacją spalin

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i modelowych procesu roboczego benzynowego silnika HCCI z wewnętrzną recyrkulacją spalin. Na podstawie wyników badań eksperymentalnych określono zakres faz rozrządu oraz współczynnika nadmiaru powietrza, w którym możliwa jest realizacja procesu HCCI. Przeprowadzone badania symulacyjne pozwoliły na zidentyfikowanie czynników kształtujących przebieg wymiany ładunku oraz temperaturę w cylindrze.

Słowa kluczowe: silnik HCCI, zmienne fazy rozrządu, ujemne współotwarcie zaworów, wymiana ładunku

1. Introduction

A combustion system using HCCI (*homogeneous charge compression ignition*) is a combination of two known ways of realization of processes used in spark ignition and compression ignition engines. An engine operating in the HCCI mode is distinguished by the fact that combustion is initiated in numerous places of the working space at the same time [5, 8]. Therefore, there is no flame front propagation and temperature and the entire working space of the cylinder may be treated as homogenous. Maximum temperature values are much lower than in traditional combustion systems. This is the result of one of the main advantages of HCCI combustion, namely a much lower emission of nitric oxides. Moreover, considerable heat release rate in the cylinder allows an increase in the thermal efficiency as compared to spark ignition engines [6].

In order to obtain a temperature necessary for self-ignition of the mixture in the cylinder it is necessary to supply additional energy to the working medium. In initial experiments related to HCCI engines, energy of the working medium was increased by heating of the intake air. Often the compression ratio was also increased [4]. However, such solutions are not suitable for use in vehicle engines. Another method, which may be used in traditional engines, involves supplying of additional energy to the cylinder by internal gas recirculation. In this case, the technique of negative valve overlap is applied.

Despite the fact that negative valve overlap is a promising method of realization of HCCI combustion, it is possible to obtain the engine operation only for small and medium loads with the use of this method. [9]. Considerable dilution of load in the cylinder by internally recirculated gas and

1. Wstęp

System spalania wykorzystujący samoczynny zapłon mieszanki jednorodnej HCCI (ang. *homogeneous charge compression ignition*) jest połączeniem dwóch znanych sposobów realizacji procesów roboczych stosowanych w silnikach o zapłonie iskrowym oraz o zapłonie samoczynnym. Silnik pracujący w trybie HCCI wyróżnia się tym, że inicjacja spalania występuje w wielu miejscach przestrzeni roboczej jednocześnie [5, 8]. Dzięki temu nie występuje propagacja frontu płomienia, a temperaturę w całej przestrzeni roboczej cylindra można traktować jako jednorodną. Jej maksymalne wartości są znacznie mniejsze niż w tradycyjnych systemach spalania. Z tego wynika jedna z głównych zalet systemu spalania HCCI, którą jest znacznie niższa emisja tlenków azotu. Ponadto znaczna szybkość wywiązywania się ciepła w cylindrze pozwala na zwiększenie sprawności cieplnej w porównaniu do silników o zapłonie iskrowym [6].

W celu uzyskania temperatury potrzebnej do samozapłonu mieszanki w cylindrze konieczne jest dostarczenie dodatkowej energii do czynnika roboczego. W pierwszych eksperymentach dotyczących silników HCCI energię czynnika roboczego zwiększano przez podgrzewanie zasysanego powietrza. Często także dodatkowo zwiększano stopień sprężania [4]. Jednak takie rozwiązania nie nadają się do zastosowania w silnikach samochodowych. Inną metodą, która może być wykorzystana w silnikach trakcyjnych jest doprowadzenie dodatkowej energii do cylindra przez wewnętrzną recyrkulację spalin. Wtedy stosuje się technikę tzw. ujemnego współotwarcia zaworów.

Pomimo iż ujemne współotwarcie zaworów jest obiecującym sposobem realizacji systemu spalania HCCI, za pomocą tej metody można uzyskać pracę silnika tylko w

high temperature values during the period of intake process lead to a decrease in the filling coefficient. Limitation of the upper range of the engine load also results from admissible pressure increment rate inside the cylinder [7].

The course of charge exchange process in HCCI working with negative valve overlap, is considerably different from that realized in typical 4-stroke engines. In typical engines during the period of valve overlap, pressure values in the cylinder as well as intake and exhaust manifolds aim to equalize. It is only due to the inertia of the flowing medium and fluid column vibrations in the intake and exhaust ducts that the equilibrium is incomplete. In case of an engine with internal gas recirculation, the equilibrium does not exist. The exhaust valve is closed several dozen degrees C.A. before TDC and the intake valve is opened with an appropriate delay. Higher flow resistances connected with lower valve lift and valve opening angles are compensated by opening of a throttle.

Valve timings constitute the main instruments allowing a volumetric efficiency and exhaust gas recirculation rate. Therefore, identification of charge transport processes is an extremely important issue from the point of view of the organization of the combustion process. Enthalpy of exhaust gas obtained in the cylinder increases the temperature of the working medium as of closing of the intake valve to enable self-ignition of the fuel-air mixture in the final stage of the compression process. Thermodynamic parameters of the internally recirculated gas determine the volume of air that gets into the cylinder.

Within the entire attainable range of load, there is a state of equilibrium between thermodynamic parameters of the intake medium and the exhaust medium leaving the cylinder. The volumetric efficiency rate, exhaust gas emperature and exhaust gas recirculation rate are closely connected with one another and the total mass of charge in the cylinder changes within low limits [2]. For settings of the valve system allowing an autonomous operation of the engine in the HCCI mode (without the need to use spark discharge) thermodynamic processes connected with charge exchange guarantee maintaining of an appropriate course of compression temperature curve, regardless of the air excess coefficient and volumetric efficiency rate.

This study presents results of experimental and model tests of the operating process of HCCI gasoline fueled engine. The aim of the model tests was to explain reasons for change of an angle of mixture self-ignition with variable adjustment parameters and identification of the engine operation range.

2. Research stand

Tests were conducted on a single-cylinder SB 3.5 test engine. The main engine data have been presented in table 1. All settings for the intake and exhaust valve may be changed during the engine operation regardless of each other. A variable valve lift was attained owing to a hydraulic mechanism fitted in the test engine as described in detail in the studies [2, 3]. The test engine has a combustion chamber in the form of a sphere located in the head. The piston bottom in TDC

zakresie małych i średnich obciążeń [9]. Znaczne rozcieńczenie ładunku w cylindrze przez wewnętrznie recyrkulowane spaliny oraz duże wartości temperatury podczas procesu dolotu prowadzą do obniżenia współczynnika napełnienia. Ograniczenie górnego zakresu obciążenia silnika wynika także z dopuszczalnej szybkości narastania ciśnienia w cylindrze [7].

Przebieg procesu wymiany ładunku w silniku HCCI, pracującym z ujemnym współotwarcie zaworów, znacząco różni się od tych, realizowanych w klasycznych silnikach 4-suwowych. W typowych silnikach w okresie współotwarcia zaworów wartości ciśnienia w cylindrze oraz kolektorach dolotowym i wylotowym dążą do wyrównania. Jedynie ze względu na bezwładność przepływającego czynnika oraz drgania słupa płynu w przewodach dolotowym i wylotowym równowaga ta nie jest całkowita. W silniku z wewnętrzną recyrkulacją spalin taka równowaga nie istnieje. Zawór wylotowy zamykany jest kilkadziesiąt stopni OWK przed GMP, a zawór dolotowy otwierany jest z odpowiednim opóźnieniem. Związane z mniejszymi wzniosami i kątami otwarcia zaworów większe opory przepływu kompensowane są przez otwarcie przepustnicy.

Fazy rozrządu stanowią główny instrument umożliwiający regulację napełnienia cylindra i współczynnika reszty spalin, dlatego identyfikacja procesów transportu ładunku jest niezwykle ważnym zagadnieniem z punktu widzenia organizacji procesu spalania. Entalpia zatrzymanych w cylindrze spalin zwiększa temperaturę czynnika roboczego w chwili zamknięcia zaworu dolotowego, aby w końcowym etapie procesu sprężania umożliwić samozapłon mieszanki paliwowo-powietrznej. Parametry termodynamiczne recyrkulowanych wewnętrznie spalin determinują ilość powietrza, która dostaje się do cylindra.

W całym osiągalnym zakresie obciążenia występuje pewien stan równowagi pomiędzy parametrami termodynamicznymi zasysanego czynnika i opuszczającego cylinder. Współczynnik napełnienia cylindra, temperatura spalin i współczynnik recyrkulacji spalin są ze sobą ściśle związane, a łączna masa ładunku w cylindrze zmienia się w niewielkich granicach [2]. Przy nastawach układu rozrządu pozwalających na autonomiczną pracę silnika w trybie HCCI (bez konieczności stosowania wyładowania iskrowego) procesy termodynamiczne związane z wymianą ładunku gwarantują utrzymanie właściwego przebiegu krzywej temperatury sprężania, niezależnie od współczynnika nadmiaru powietrza i napełnienia cylindra.

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i modelowych procesu roboczego silnika HCCI zasilanego benzyną. Celem badań modelowych było wyjaśnienie przyczyn zmian kąta samozapłonu mieszanki przy zmiennych parametrach regulacyjnych oraz identyfikacja zakresu pracy silnika.

2. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na jednocylindrowym silniku badawczym SB 3.5. Główne dane silnika zestawiono w tabeli 1. Wszystkie nastawy dla zaworu dolotowego i wylotowego mogą być zmieniane podczas pracy silnika niezależnie od

protrudes considerably over the dividing plane of the engine cylinder and head approaching the combustion chamber walls in the head on the circumference. This structure of the combustion chamber leads to swirls in the working space as a result of the pushout effect.

A HDEV type electromagnetic fuel injector manufactured by BOSCH was inserted in the head. It feeds fuel directly to the combustion chamber. The fuel spray is injected statically in relation to the direction of swirl caused by the shape of the intake. The detailed description of the combustion chamber is specified in the study [1].

The engine was installed at a stand used for dynamometric tests fitted with a DC machine. The engine control system was based on a real time PC controlled microprocessor module. The injection and ignition module were designed to enable an accurate and recurrent control of the fuel dose, injection and ignition angles.

Table 1. Specifications of SB 3.5 test engine
Tabela 1. Specyfikacja silnika badawczego SB 3.5

Displacement/ <i>objętość skokowa</i>	498.5 cm ³
Cylinder bore/ <i>średnica cylindra</i>	84 mm
Piston stroke/ <i>skok tłoka</i>	90 mm
Compression ratio/ <i>stopień sprężania</i>	11.7
Number of valves/ <i>liczba zaworów</i>	2
Total opening angle of the intake valve/ <i>całkowity kąt otwarcia zaworu dolotowego</i>	120...235 °C.A.
Intake valve lift/ <i>wznios zaworu dolotowego</i>	2.4...9.4 mm
Total opening angle of the exhaust valve/ <i>całkowity kąt otwarcia zaworu wylotowego</i>	120...235 °C.A.
Exhaust valve lift/ <i>wznios zaworu wylotowego</i>	2.2...9.2 mm
Fuel injector/ <i>wtryskiwacz paliwa</i>	electromagnetic, swirl/ <i>elektromagnetyczny, wirowy</i>

3. Test conditions

The tests were conducted for the engine speed of 1500 rpm and maximum throttle opening. The engine was fueled with 95-octane commercial gasoline from a single supplier. The fuel pressure measured in the common rail equaled 10 MPa. The valve lifts were reduced to 3.6 mm for the intake valve and to 2.9 mm for the exhaust valve in order to realize negative valve overlap. The tests were conducted for four valve timing positions ensuring various angles of negative valve overlap and variable exhaust gas recirculation rate. The air excess coefficient was changed within the entire range allowing autonomous operation of the engine in the HCCI mode, i.e. without supporting the ignition with a spark discharge. The fuel was supplied to the cylinder during the negative valve overlap and during exhaust gas decompression in order to ensure a homogenous mixture of air and fuel in the cylinder. The mass of the exhaust gas retained in the cylinder was calculated with the use of equation of state of an ideal gas based on its volume, pressure and temperature as of closing of the exhaust valve. In order to avoid errors when measuring the pressure signal as caused by vibration during closing of the exhaust valve, the valve closing pres-

siebie. Zmienny wznios zaworów został osiągnięty dzięki wyposażeniu silnika badawczego w hydrauliczny mechanizm, który szczegółowo opisano w pracach [2, 3]. Silnik badawczy posiada komorę spalania w kształcie odcinka kuli umieszczonej w głowicy. Denko tłoka w GMP znacznie wystaje ponad płaszczyznę podziału cylindra i głowicy silnika, zbliżając się na obwodzie do ścianek komory spalania w głowicy. Taka konstrukcja komory spalania powoduje powstawanie zawirowań przestrzeni roboczej w wyniku efektu wyciskania.

W głowicy umieszczono elektromagnetyczny wtryskiwacz paliwa firmy BOSCH typu HDEV, który podaje paliwo bezpośrednio do komory spalania. Struga paliwa wtryskiwana jest stycznie do kierunku zawirowania wywołanego przez kształt kanału dolotowego. Szczegółowy opis konstrukcji komory spalania zawarto w pracy [1].

Silnik zainstalowano na stanowisku do badań dynamometrycznych wyposażonym w maszynę prądu stałego. Układ sterowania silnikiem oparty został na mikroprocesorowym module czasu rzeczywistego, zarządzanym przez komputer osobisty. Moduł wtrysku i zapłonu zaprojektowano w taki sposób, aby umożliwić precyzyjne i powtarzalne sterowanie dawką paliwa oraz kątem początku wtrysku i kątem zapłonu.

3. Warunki badań

Badania przeprowadzono przy prędkości obrotowej wału korbowego równej 1500 obr/min i całkowicie otwartej przepustnicy. Silnik zasilany był benzyną handlową o badawczej liczbie oktanowej 95, pochodząca z jednej dostawy. Ciśnienie paliwa mierzone w szynie paliwowej było równe 10 MPa. Wzniosy zaworów zostały zredukowane do 3,6 mm dla zaworu dolotowego i 2,9 mm dla zaworu wylotowego w celu realizacji ujemnego współtwarcia zaworów. Badania przeprowadzono dla czterech ustawień rozrzędu zapewniających różne kąty ujemnego współtwarcia zaworów oraz zmienny współczynnik recyrkulacji spalin. Współczynnik nadmiaru powietrza zmieniany był w całym zakresie pozwalającym na autonomiczną pracę silnika w trybie HCCI, tzn. bez wspomaganie zapłonu wyładowaniem iskrowym. Paliwo podawane było do cylindra w czasie ujemnego współtwarcia zaworów podczas rozprężania spalin, aby zapewnić jednorodną mieszankę paliwowo-powietrzną w cylindrze. Masa zatrzymanych spalin w cylindrze była obliczana z równania stanu gazu doskonałego na podstawie objętości, ciśnienia i temperatury w chwili zamykania zaworu wylotowego. W celu uniknięcia błędów przy pomiarze sygnału ciśnienia spowodowanych drganiem podczas zamykania zaworu wylotowego, ciśnienie zamknięcia zaworu obliczane było przy wykorzystaniu modelu politropowego sprężania. Temperatura spalin mierzona była za pomocą termopary umieszczonej w pobliżu zaworu wylotowego. Współczynnik recyrkulacji spalin obliczano jako stosunek masy spalin i całkowitej masy ładunku w cylindrze. Masa zasysanego powietrza mierzona była za pomocą przepływomierza termooanometrycznego. Zużycie paliwa

sure was calculated with the use of a polytropic compression module. Exhaust gas temperature was measured with the use of a thermocouple located near the exhaust valve. Exhaust gas recirculation rate was calculated as a relation of exhaust gas mass to the total mass of charge in the cylinder. The mass of the intake air was measured with the use of a thermoanemometric flow meter. Fuel consumption was measured with the use of a gravimetric method with the measurement time of 30 s.

4. Test results

Figure 1 presents the attainable engine operation range for variable valve timings and variable air excess coefficient. Limitations of the range of exhaust gas recirculation rate (EGR) and air excess coefficient (λ) result from the composition of charge in the cylinder and its thermodynamic properties. The maximum volume of fuel retained in the cylinder is limited by the volume of water and carbon dioxide. However, with increase of the air excess coefficient, concentration of the above-mentioned components of the exhaust gas changes. Therefore, the leaner the mixture, the greater mass of exhaust gas may be retained in the cylinder. The lowest values of exhaust gas recirculation rate result from the need to supply appropriate amount of heat to the combustion chamber, which limits the volume of air in the cylinder and decreases attainable loads of the engine. The lowest load values attained amounted to 0.15 MPa of mean indicated pressure. It was not possible to decrease pressure any further due to fuel dilution and an increase of variability ratio of the mean indicated pressure (Fig. 2).

The angle of combustion of 5 % of the fuel dose has been presented in Fig. 3. The earliest start of combustion was observed for a slightly lean fuel-air mixture and moderate exhaust gas recirculation rate. Both the increase and the decrease of the exhaust gas volumes retained in the cylinder caused a delay of combustion. It is obvious that changes of self-ignition angle are connected with the changes in the

było mierzone metodą gravimetryczną z czasem pomiaru wynoszącym 30 s.

4. Wyniki badań

Na rysunku 1 przedstawiono osiągalny zakres pracy silnika przy zmiennych fazach rozrządu i współczynniku nadmiaru powietrza. Ograniczenia zakresu współczynnika recyrkulacji spalin (EGR) oraz współczynnika nadmiaru powietrza (λ) wynikają ze składu ładunku w cylindrze i z jego właściwości termodynamicznych. Maksymalna ilość zatrzymanych spalin w cylindrze jest ograniczona ilością wody i dwutlenku węgla. Jednak wraz ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza zmniejsza się stężenie wymienionych składników w spalinach. W związku z tym, im mieszanka jest uboższa, tym większa masa spalin może pozostać w cylindrze. Najmniejsze wartości współczynnika recyrkulacji spalin wynikają z konieczności doprowadzenia odpowiedniej ilości ciepła do komory spalania, co ogranicza ilość powietrza w cylindrze i obniża osiągalne obciążenia silnika. Najmniejsze obciążenia osiągnięto na poziomie 0,15 MPa średniego ciśnienia indykowanego. Dalsze zmniejszanie obciążenia nie było możliwe ze względu na rozcieńczenie paliwa i wzrost współczynnika zmienności średniego ciśnienia indykowanego (rys. 2).

Kąt wypalenia 5 % dawki paliwa przedstawiono na rysunku 3. Najwcześniejszy początek spalania zaobserwowano przy nieco ubożej mieszance paliwowo-powietrznej i umiarkowanym współczynniku recyrkulacji spalin. Zarówno wzrost, jak i spadek ilości zatrzymanych w cylindrze spalin powodowały opóźnienie spalania. Jest oczywiste, że zmiany kąta samozapłonu są związane ze zmianami temperatury sprężania. Zachowanie to można przypisać bilansowi cieplnemu procesowi wymiany ładunku. Wzrost ilości zatrzymanych spalin w cylindrze spowodował obniżenie ich temperatury, stąd entalpia mieszaniny na początku sprężania malała. Zmniejszenie współczynnika recyrkulacji

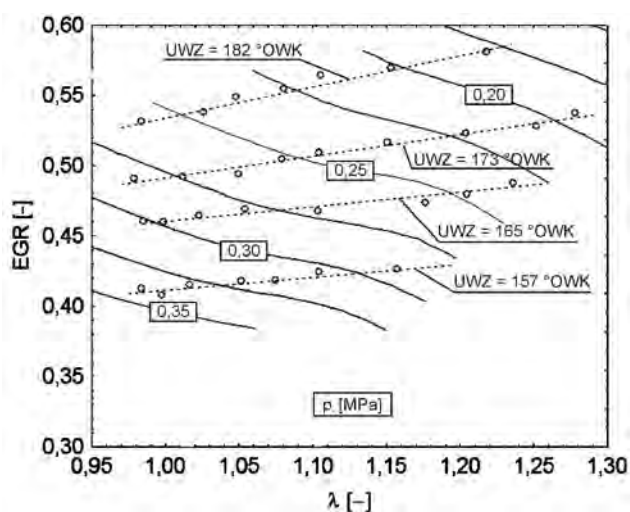


Fig. 1. Mean indicated pressure (p) as a function of air excess coefficient (λ) and exhaust gas recirculation rate (EGR)

Rys. 1. Średnie ciśnienie indykowane (p) jako funkcja współczynnika nadmiaru powietrza (λ) i współczynnika recyrkulacji spalin (EGR)

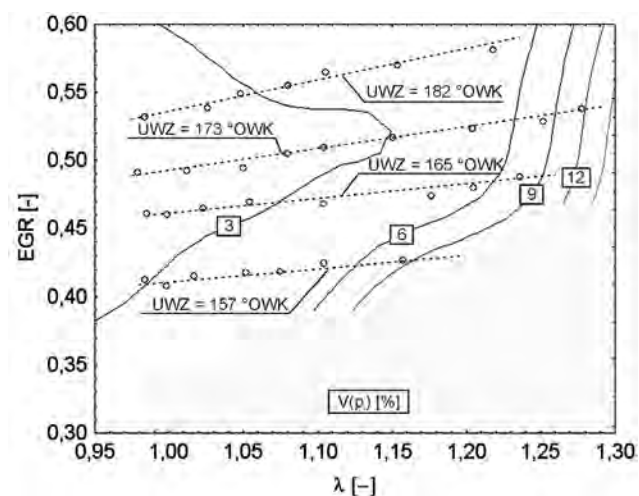


Fig. 2. Variability ratio of mean indicated pressure ($V(p)$) as a function of air excess coefficient (λ) and exhaust gas recirculation rate (EGR)

Rys. 2. Współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego ($V(p)$) jako funkcja współczynnika nadmiaru powietrza (λ) i współczynnika recyrkulacji spalin (EGR)

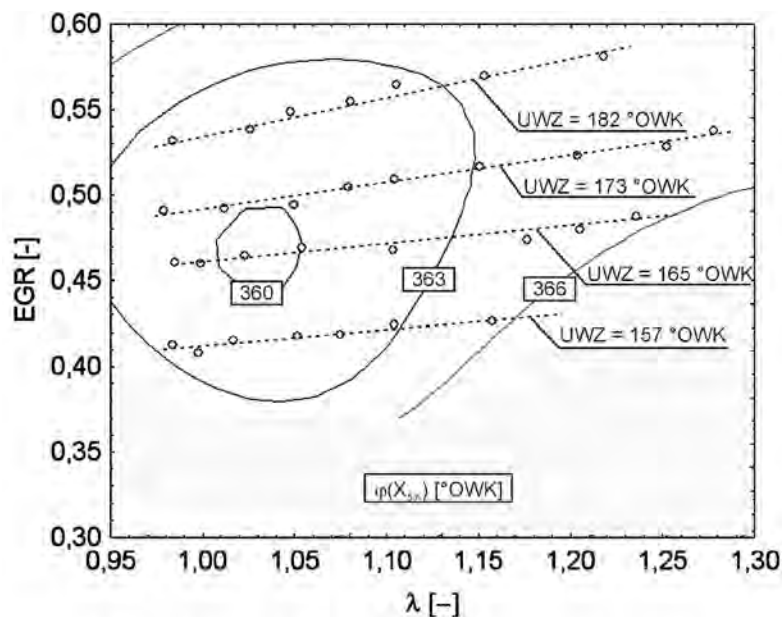


Fig. 3. The angle of combustion of 5 % of fuel mass ($\varphi(X_{5\%})$) as a function of air excess coefficient (λ) and exhaust gas recirculation rate (EGR)
 Rys. 3. Kąt wypalenia 5 % masy paliwa ($\varphi(X_{5\%})$) jako funkcja współczynnika nadmiaru powietrza (λ) oraz współczynnika recyrkulacji spalin (EGR)

compression temperature. This behavior may be ascribed to a thermal balance of the charge exchange process. An increase in the volume of the exhaust gas retained in the cylinder caused a decrease in the exhaust gas temperature and, therefore, the enthalpy of the mixture at the start of the compression decreased. A decrease in the exhaust gas recirculation rate leads to an increase in the temperature at the start of the intake. However, in this case, the amount of exhaust gas recirculated decreases and the amount of intake air increases, which results in a cooling of the mixture.

In order to explain the phenomena connected with the course of the charge exchange, temperature values in the cylinder at the start and end of the air intake process were determined. The calculations of the temperature during the charge exchange, as made based on the pressure in the cylinder for low-pressure values could lead to estimation errors. Therefore, the experiment was supplemented by zero-dimensional modeling of the engine operation cycle. BOOST software manufactured by AVL was used for the simulation calculations. Figure 4 presents an example of the pressure course in the cylinder as derived from the measurements and modeling. The calculations were made for the same engine operating conditions as in the case of experimental tests, where Wiebe function ratios derived from the analysis of the experimental research. Additionally, they simulated valve settings, for which the engine operation was not attainable.

spalin prowadzi do wzrostu temperatury na początku dolotu. Jednak wtedy zmniejsza się ilość recykulowanych spalin i ulega zwiększeniu ilość zasysanego powietrza, co skutkuje schłodzeniem mieszanki.

Aby wyjaśnić zjawiska związane z przebiegiem wymiany ładunku, określono wartości temperatury w cylindrze na początku oraz na końcu procesu dolotu powietrza. Obliczenia temperatury w czasie wymiany ładunku na podstawie ciśnienia w cylindrze przy niskich jego wartościach mogłyby prowadzić do błędów oszacowań. Dlatego eksperyment uzupełniono przez zerowymiarowe modelowanie cyklu pracy silnika. Do obliczeń symulacyjnych wykorzystano oprogramowanie BOOST firmy AVL. Przykład przebiegu ciśnienia w cylindrze pochodzący z pomiaru oraz modelowania przedstawiono na rysunku 4. Obliczenia wykonano dla takich samych warunków pracy silnika jak podczas badań eksperymentalnych, gdzie współczynniki funkcji Wiebego pochodzą z analizy badań eksperymentalnych. Dodatkowo symulowano ustawienia układu rozrządu, przy których praca silnika nie była osiągalna.

Na rysunku 5 przedstawiono temperaturę w cylindrze w chwili otwarcia zaworu dolotowego. Największe wartości występują w zakresie mieszanek lekko ubogich i przy najmniejszym kącie ujemnego współotwarcia zaworów (UWZ) stosowanym podczas badań eksperymentalnych, wynoszącym 157 °OWK. Przy mniejszych kątach ujemnego współotwarcia zaworów praca silnika nie była możliwa. Wyniki obliczeń symulacyjnych ukazały, że dalsze zmniejszanie ilości recykulowanych spalin powoduje obniżenie temperatury początku dolotu. Pomimo iż temperatura spalin wzrasta, to temperatura początku dolotu ulega obniżeniu. Wynika to z

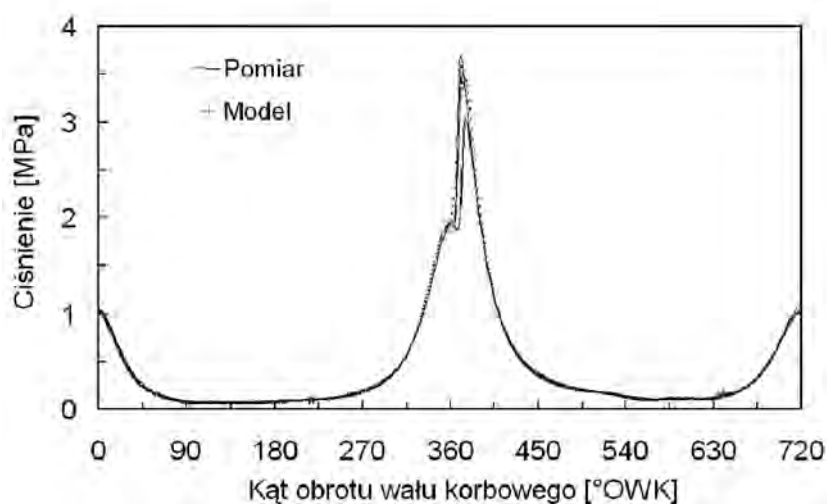


Fig. 4. Pressure in the cylinder measured within several cycles and calculated with the use of a mathematical model; mean indicated pressure of 0.34 MPa

Rys. 4. Ciśnienie w cylindrze zmierzone w ciągu kilku cykli oraz obliczone za pomocą modelu matematycznego; średnie ciśnienie indykowane 0,34 MPa

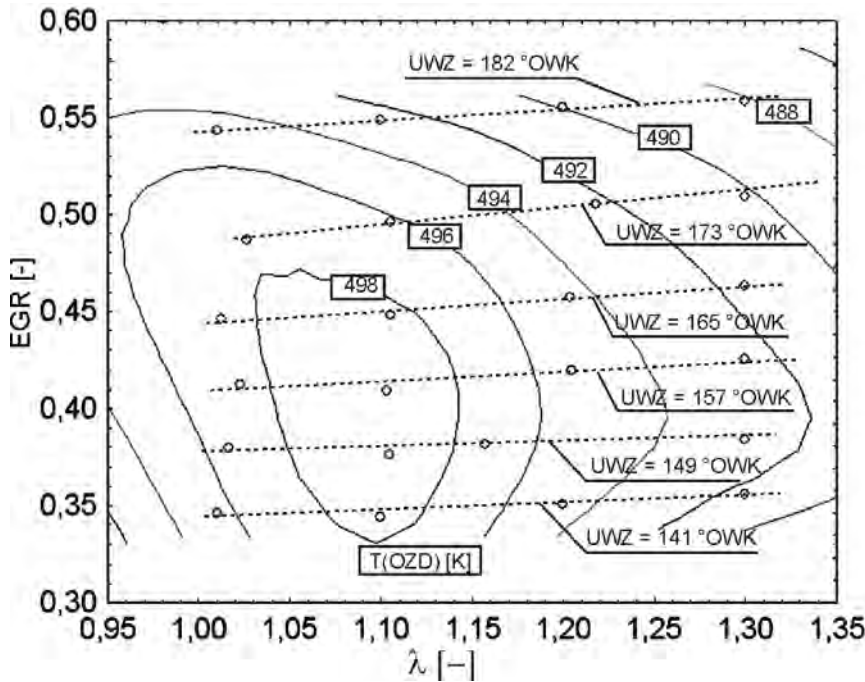


Fig. 5. Temperature calculated as at the opening of the intake valve ($T(IVO)$) as a function of air excess coefficient (λ) and exhaust gas recirculation rate (EGR)

Rys. 5. Obliczona temperatura w chwili otwarcia zaworu dolotowego ($T(OZD)$) jako funkcja współczynnika nadmiaru powietrza (λ) i współczynnika recyrkulacji spalin (EGR)

Fig. 5 presents the temperature in the cylinder as at the intake valve opening. The highest values are found in the range of slightly lean mixtures and for the smallest angle of negative valve overlap used during experimental tests equaling 157 °C.A. The engine operation was not possible for smaller angles of negative valve overlap. Simulation calculation results showed that further increase of the amounts of recirculated exhaust gas caused a decrease in the temperature at the start of intake. This results from an increased share of the thermal losses during negative valve overlap and little amount of hot exhaust gas recirculated.

The maximum values of the temperature of intake valve closing (Fig. 6) are found within the exhaust gas recirculation rate and air excess coefficient close to values for which the earliest angle of self-ignition (Fig. 3) was observed. However, experimental test results showed that the earliest self-ignition occurs for slightly lower amounts of recirculated exhaust gas than the range for which the temperature of start of the compression is maximum. An increase in the angle of negative valve overlap causes a decrease in the thermodynamic compression ratio. Moreover, considerable amount of exhaust gas in the mixture leads to a decrease in the heat capacity ratio, which also results in a decrease in the temperature of the end of compression.

zwiększonego udziału strat ciepłych w czasie ujemnego współotwarcia zaworów przy małej ilości recyrkulowanych gorących spalin.

Maksymalne wartości temperatury zamknięcia zaworu dolotowego (rys. 6) występują w zakresie współczynnika recyrkulacji spalin oraz współczynnika nadmiaru powietrza zbliżonych do tych, przy których zaobserwowano najwcześniejszy kąt samozapłonu (rys. 3). Wyniki badań eksperymentalnych wykazały jednak, że najwcześniejszy samozapłon występuje przy nieco mniejszych ilościach recyrkulowanych spalin, niż zakres, w którym występuje maksimum temperatury początku sprężania. Zwiększanie kąta ujemnego współotwarcia zaworów powoduje obniżenie termodynamicznego stopnia sprężania. Ponadto znaczna ilość spalin w mieszaninie jest przyczyną zmniejszenia wykładnika adiabaty, co skutkuje także zmniejszeniem temperatury końca sprężania.

Współczynnik nadmiaru powietrza, choć determinuje temperaturę spalin, w mniej istotny sposób wpływa na temperaturę początku sprężania niż fazy rozrządu. Zmiany temperatury zatrzymywanych w cylindrze spalin kompensowane są zmianami ich gęstości. W związku z tym ulega zmianie również ilość spalin zatrzymywanych w cylindrze oraz ilość zasysanego powietrza.

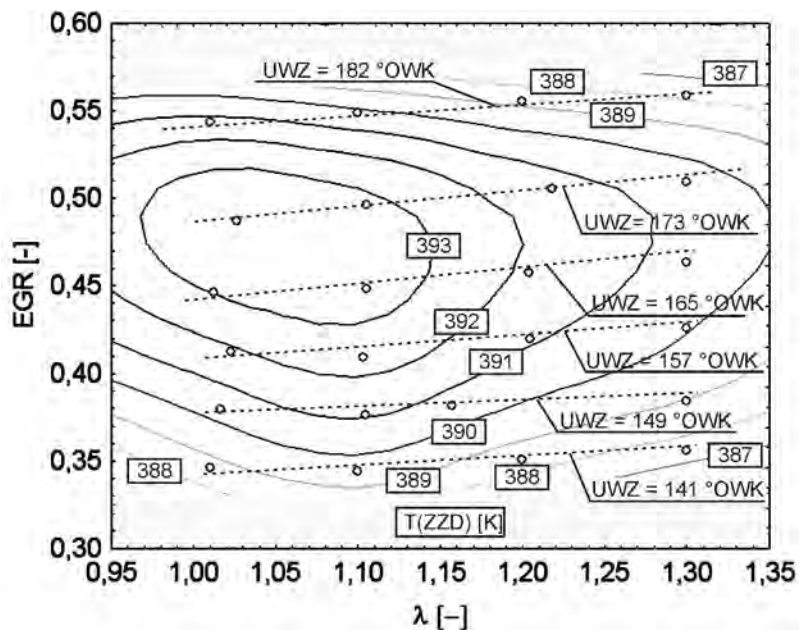


Fig. 6. Temperature calculated as at closing of the intake valve ($T(IVC)$) as a function of air excess coefficient (λ) and exhaust gas recirculation rate (EGR)

Rys. 6. Obliczona temperatura w chwili zamknięcia zaworu dolotowego ($T(ZZD)$) jako funkcja współczynnika nadmiaru powietrza (λ) i współczynnika recyrkulacji spalin (EGR)

Although the air excess coefficient determines the exhaust gas temperature, it affects the temperature of the start of compression less significantly than the valve timing. A change in the temperatures of the exhaust gas retained in the cylinder is compensated by the changes in the density of the same. Therefore, the amount of exhaust gas retained in the cylinder and the amount of intake air also change.

5. Conclusions

This study presents experimental and simulation test results for a working cycle of a gasoline engine operating in the HCCI mode. The internal gas recirculation obtained from negative valve overlap was used for the increase in the temperature of the working medium. The following important conclusions result from the tests:

1. In order to enable engine operation in the HCCI mode, an equilibrium between the amount of exhaust gas retained in the cylinder, temperature of the exhaust gas and the amount and temperature of the intake air has to be maintained.
2. The attainable range of engine operation in the HCCI mode is limited by the temperature value as of closing of the intake valve (the temperature changes within a small range).
3. The temperature of the closing of the intake valve results from the energy balance of the charge exchange process. In order to maintain an appropriate course of the charge exchange, it is necessary to select appropriate valve timing and valve lifts.

5. Wnioski

W niniejszym opracowaniu przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych oraz symulacyjnych cyklu roboczego benzynowego silnika pracującego w trybie HCCI. Do podniesienia temperatury czynnika roboczego wykorzystano wewnętrzną recyrkulację spalin uzyskaną dzięki ujemnemu współotwarciu zaworów. Z przeprowadzonych badań wynikają ważne wnioski:

1. Aby możliwa była praca silnika w trybie HCCI, musi być zachowana równowaga pomiędzy ilością spalin zatrzymywanych w cylindrze, ich temperaturą a ilością i temperaturą zasysanego powietrza.
2. Osiągalny zakres pracy silnika w trybie HCCI jest ograniczony wartością temperatury w chwili zamknięcia zaworu dolotowego, która zmienia się w niewielkich granicach.
3. Temperatura zamknięcia zaworu dolotowego wynika z bilansu energetycznego procesu wymiany ładunku. Aby zachować właściwy przebieg wymiany ładunku, konieczny jest odpowiedni dobór faz rozrządu oraz wzniosu zaworów.

Bibliography/Literatura

- [1] Hunicz J., Kordos P.: An experimental study of fuel injection strategies in CAI gasoline engine. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35, pp. 243-252, 2011.
- [2] Hunicz J., Kordos P.: Experimental study of the gasoline engine operated in spark ignition and controlled auto-ignition combustion modes, SAE Technical Paper 2009-01-2667, 2009.
- [3] Kozaczewski W.: Zmienne fazy rozrządu – nowe rozwiązania i silnik badawczy do badania ich wpływu. *Journal of KONES Combustion Engines*, vol. 8, No 3-4, pp. 182-187, 2001.
- [4] Najt P., Foster D.E.: Compression-ignited homogeneous charge combustion, SAE Technical Paper 830264, 1983.
- [5] Noguchi M., Tanaka Y., Tanaka T., Takeuchi Y.: A Study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion, SAE Technical Paper 790840, 1979.
- [6] Stanglmaier R.H., Roberts Ch.E.: Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromises, and future engine applications, SAE Technical Paper 1999-01-3682, 1999.
- [7] Wildman C., Scaringe R.J., Cheng W.K.: On the maximum pressure rise rate in boosted HCCI operation, SAE Technical Paper 2009-01-2727, 2009.
- [8] Wilson T.S., Xu H., Richardson S.: An experimental study of combustion initiation and development in an optical HCCI engine, SAE Technical Paper 2005-01-2129, 2005.
- [9] Yao M., Zheng Z., Liu H.: Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 35, pp. 398-437, 2009.

Jacek Hunicz, DSc., DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr hab. inż. Jacek Hunicz – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.hunicz@pollub.pl



Michał Gęca, MEng. – post-graduated student in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Mgr inż. Michał Gęca – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: michal.geca@pollub.pl



Crank and rocker piston assembly

The paper presents a qualitative analysis of a crank-and-rocker piston mechanism. In comparison to a conventional piston assembly the mechanism is composed of more elements necessary to convert the reciprocating motion of the pistons to rotary motion of the crankshaft. A greater complexity of the system is balanced by a greater number of advantages particularly visible in the module, composed of four cylinders coupled by the rocker with a single crank journal. A greater number of elements allow an obtainment of better functional flexibility of the mechanism, particularly in terms of the piston movement. This feature can be used to control the course of the engine torque, the heat losses to the cooling system, the reduction of the piston pressure on the cylinder liners (friction and mechanical losses) as well as variation of the compression ratio easily performed during engine operation. The natural characteristics of the four-cylinder module have been highlighted through an internal balancing of the mass forces.

The analysis does not contain the elements of design. The design parameters in the analysis are random. They were selected to highlight the properties of the design and show negative and positive features. The relations and remarks included in the paper may turn out useful when designing the mechanism.

Key words: piston assembly, piston displacement and piston velocity, mechanical forces in the crank-piston assembly, indicated work, compression ratio

Wahaczowy mechanizm korbowo-tłokowy

W artykule przedstawiono jakościową analizę wahaczowego mechanizmu korbowego. W porównaniu do konwencjonalnego układu korbowego mechanizm zbudowany jest z większej liczby elementów, niezbędnych do zamiany ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka na ruch obrotowy wału korbowego. Większy stopień złożoności konstrukcji równoważony jest istotnymi zaletami, szczególnie widocznymi w module konstrukcyjnym, składającym się z czterech cylindrów sprzęgniętych poprzez wahacz z jednym czopem korbowym wału korbowego. Ponadto większa liczba elementów pozwala osiągnąć znaczną elastyczność funkcjonalną mechanizmu, szczególnie w zakresie kształtowania ruchu tłoka. Cecha ta może być potencjalnie wykorzystana do kształtowania przebiegu momentu obrotowego silnika i strat ciepła do układu chłodzenia, do zmniejszenia siły nacisku tłoka na gładź (opory ruchu i straty mechaniczne), jak również zmiany stopnia sprężania silnika, dokonywanej w łatwy sposób podczas pracy silnika. Podkreślono naturalną cechę modułu czterocylindrowego, jaką jest wewnętrzne wyrównoważenie występujących w nim sił masowych.

Analiza nie zawiera elementów projektowania. Pojawiające się w niej wartości parametrów konstrukcyjnych mają charakter przypadkowy. Dobierano je w celu uwypuklenia właściwości konstrukcji, pokazania cech negatywnych i pozytywnych. Natomiast przytoczone w artykule uwagi i uwagi mogą być wykorzystane podczas projektowania mechanizmu.

Słowa kluczowe: mechanizm korbowo-tłokowy, przemieszczenie i prędkość tłoka, siły w mechanizmie korbowym, praca indykowana, stopień sprężania

1. The design of the crank and rocker piston assembly

The theory of operation of the crank and rocker piston assembly is based on forcing the rotary movement of the crank through reciprocating motion of the pistons in piston machines (internal combustion engines and piston compressors). The discussed design is a subject of a patent claim [1]. The description in the patent claim has been shown in Fig. 1. In the presented analysis the author uses schematics shown in Fig. 2.

The essence of the idea is the separation of the direct connection of the crankshaft journal with the piston (as is in regular mechanisms). The base of the connecting rod (4) (Fig. 1) of the rocker mechanism is coupled with the crankshaft journal (3), fitted to the arm (2) of the crankshaft (1), as in a conventional mechanism. The upper end of the connecting rod fitted on a pivot (5) is not connected with the piston wristpin but with the arm of the rocker (10) of length R (Fig.

1. Konstrukcja wahaczowego mechanizmu korbowo-tłokowego

Zadaniem wahaczowego mechanizmu korbowego jest wymuszenie ruchu obrotowego wału korbowego przy posuwisto-zwrotnym ruchu tłoków maszyn tłokowych, a przede wszystkim silników spalinowych o spalaniu wewnętrznym i sprzężarek tłokowych. Omawiana konstrukcja jest przedmiotem zgłoszenia patentowego [1]. Zamieszczony w opisie patentowym schemat konstrukcji przedstawiono na rys. 1. W prezentowanej analizie wykorzystano schemat zaprezentowany na rys. 2.

Istotą pomysłu jest rozdzielenie bezpośredniego połączenia czopa korbowego wału z tłokiem, co ma miejsce w konwencjonalnym mechanizmie korbowo-tłokowym. Stopa korbowodu (4) (rys. 1) mechanizmu wahaczowego sprzęgnięta jest z czopem korbowym (3), osadzonym na ramieniu (2) wału korbowego (1), tak jak w układzie konwencjonalnym. Natomiast osadzony na sworzniu (5) łeb kor-

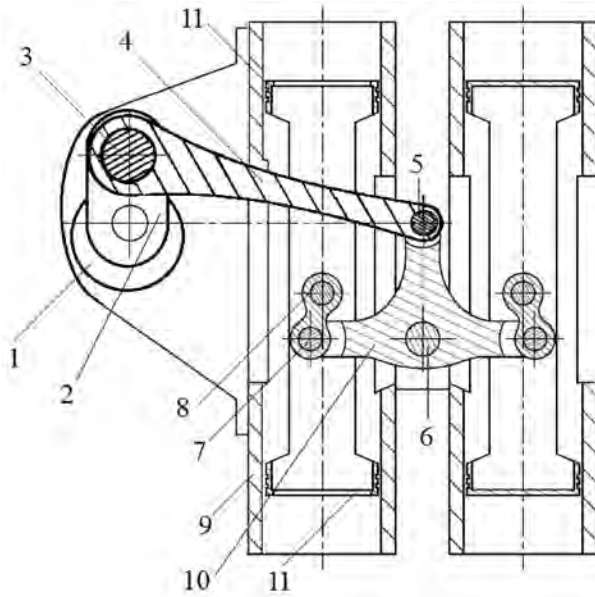


Fig. 1. Crank and rocker piston assembly (courtesy of the author of the design)

Rys. 1. Wahaczowy mechanizm korbowy (za zgodą autora patentu)

2) whose axis of rotation O does not overlap with the axis of rotation of the crankshaft. The two outstanding arms of the rocker of length R_r , acting as crank arms (fitted with pivots at the ends (7)) are coupled with a pair of pistons (11). The connector (8), which can be very short, acts as a connecting rod. At a constant length of l , the rotation of the rocker forces the reciprocating motion of the pistons. The pistons forming a pair can be connected into a single monolith as shown in Fig. 1, or remain separate as in Fig. 2. In the second case, another connecting rod is necessary (connector 8) so that the pistons can move separately. Their motion, however, is harmonized through a drive with a common journal (7).

The rocker is rigid and during a rotation by angle β all its arms rotate at the same time. When $l > R$, during the rotary motion of the crank of arm r arms R and R_l move in the rocking-reciprocating manner and this movement forces the reciprocation of the pistons. Because of the kinematic pairs that are a part of the design during these movements connector l also moves in the rocking reciprocating manner by angle γ .

The aim of this paper is to shed light on the properties of the mechanism. That is why the author decided that the qualitative analysis would be sufficient. To this end a comparative analysis has been used. A reference for the rocker piston assembly, hereinafter referred to as mechanism W is the commonly known regular piston assembly hereinafter referred to as mechanism K , constructed from a rotating crank of the crankshaft and a connecting rod joining the crankshaft journal with the piston. The author assumed that a reliable evaluation will be obtained when limiting the topic to the complexity of the design, changes in the piston kinematics, heat losses to the cooling system, indicated work, changes in the course of the torque, balancing of the reciprocating

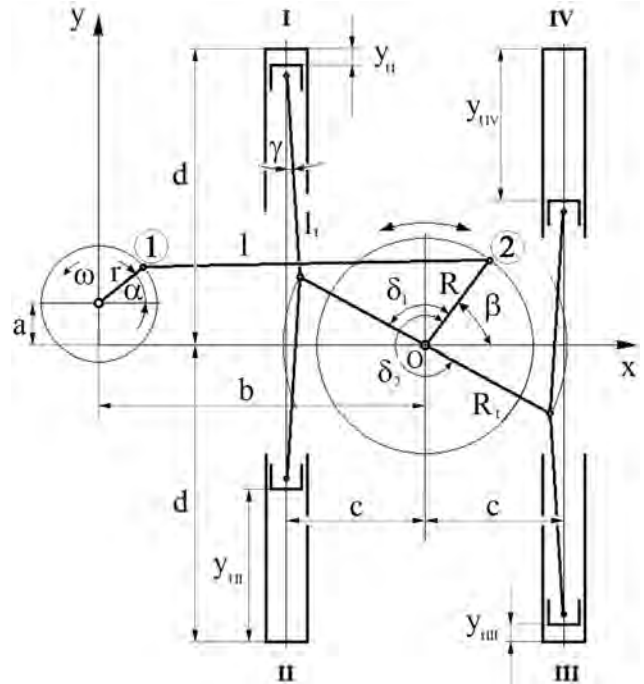


Fig. 2. Basic design parameters of the crank and rocker piston assembly

Rys. 2. Podstawowe parametry konstrukcyjne wahaczowego mechanizmu korbowego

bowodu nie jest połączony z piastą tłoka, lecz z ramieniem wahacza (10) o długości R (rys. 2), którego oś obrotu O nie pokrywa się z osią obrotu wału korbowego. Dwa pozostałe ramiona wahacza o długości R_r , spełniające funkcję ramion korbowych, na końcach których znajdują się sworznie (7), sprzęgnięte są z parą tłoków (11). Łącznik (8) (może być krótki) spełnia funkcję korbowodu. Przy niezmienniej jego długości l , obrót wahacza wymusza posuwisto-zwrotny ruch tłoków. Tłoki tworzące parę mogą być połączone i tworzyć monolit, jak na rys. 1, lub rozdzielone, jak na rys. 2. W drugim przypadku jest niezbędny drugi korbowód (łącznik 8) i dzięki temu tłoki poruszają się niezależnie. Jednak ich ruch jest sprzężony przez napęd wspólnym czopem (7).

Przy sztywnej konstrukcji wahacza podczas obrotu o kąt β obracają się jednocześnie wszystkie jego ramiona. Gdy $l > R$, podczas ruchu obrotowego korby o ramieniu r ramiona R i R_l wahacza wykonują ruch wahliwie-zwrotny, a ten z kolei wymusza ruch posuwisto-zwrotny tłoków. Ze względu na więzy kinematyczne podczas tych ruchów łącznik l także wykonuje ruch wahliwie-zwrotny o kąt γ .

Celem artykułu jest zwrócenie uwagi na właściwości mechanizmu. Dlatego uznano, że wystarczająca będzie ocena jakościowa. W związku z tym do oceny wykorzystano metodę porównawczą. Odniesieniem dla wahaczowego mechanizmu korbowego, nazywanego dalej mechanizmem W , jest powszechnie znany zwykły układ korbowy, nazywany dalej układem K , zbudowany z obracającej się korby wału korbowego i korbowodu łączącego czop korbowy z tłokiem. Uznano, że miarodajna ocena uzyskana zostanie przy ograniczeniu analizowanej tematyki do zagadnień złożoności konstrukcji, zmian w kinetyce tłoka, strat ciepła do układu chłodzenia, pracy indykowanej, zmian w przebiegu

forces, flexibility of the design, pressure of the piston onto the cylinder liner and the possibility of variation of the compression ratio during engine operation. In the evaluation the authors put emphasis on the most significant problems only. Secondary or obvious features have been omitted.

2. Piston movement

At constant values of parameters b and c the change in the value of radius R_i of mechanism W must be associated with values R , l and r (Fig. 2). A relation between these parameters results from the fact that during the rotation of the crankshaft the distance e between points 1 and 2 (Fig. 2) must be constant, irrespective of the value of angle α . This distance is the length of the connecting rod. This condition is a kinematic limitation of equality and must be fulfilled unconditionally.

Most of the issues included in the evaluation of the mechanism require an analysis of the piston movements. That is why the description of the movement of the rocker and the piston as a function of the crankshaft angle is the first step in the analysis. The equations of the piston movement can be derived using geometrical relations determined directly based on Fig. 2, i.e.:

$$\begin{aligned} x_1 &= r \cdot \cos \alpha, y_1 = a + r \cdot \sin \alpha, \\ x_2 &= b + R \cdot \cos \beta, y_2 = R \cdot \sin \beta \end{aligned} \quad (1)$$

In these relations the independent variable is crankshaft rotation angle α , and the dependent variable – angle β of the rocker swing. Quantities r , a , b and R are design parameters. Angle β can assume only such values at which, irrespective of the crankshaft position, length l of the connecting rod remains constant. This condition is fulfilled when equation [3] is fulfilled

$$l^2 = (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 \quad (2)$$

in which x and y denote the coordinates of points 1 and 2 (Fig. 2). Substituting relations (1) to equation (2) and assuming:

$$P = \frac{a + r \cdot \sin \alpha}{b - r \cdot \cos \alpha}, \quad Q = -\frac{2 \cdot r \cdot (a \cdot \sin \alpha - b \cdot \cos \alpha) + S}{2 \cdot R \cdot (b - r \cdot \cos \alpha)} \quad (3)$$

then:

$$A = (P^2 + 1), \quad B = 2 \cdot P \cdot Q, \quad C = (Q^2 - 1) \quad (4)$$

after conversions we obtain a square equation:

$$A \cdot \sin^2 \beta + B \cdot \sin \beta + C = 0 \quad (5)$$

The solution of equation (5) are two functions (roots of the square equation) in the form $\beta_1(\alpha)$ and $\beta_2(\alpha)$, describing the angular displacement of the rocker. We need to note that arm R_i of the rocker acts as the crank arm of mechanism K and angle β takes the function of angle α . Hence, the relation between the position of the piston y and angle β is identical as

momentu obrotowego, wyrównowazenia sił posuwisto-zwrotnych, elastyczności konstrukcji, siły nacisku tłoka na gładź oraz potencjalnej możliwości zmiany stopnia sprężania podczas pracy silnika. W ocenie nacisk położono tylko na najistotniejsze problemy. Pominięto cechy drugorzędne lub oczywiste.

2. Ruch tłoka

Przy ustalonych wartościach parametrów b i c zmiana wartości promienia R_i mechanizmu W musi być skojarzona z wartościami R , l i r (rys. 2). Sprzężenie między tymi parametrami wynika z tego, że podczas obrotu wału korbowego odległość l między punktami 1 i 2 (rys. 2) musi być stała, niezależnie od wartości kąta α . Bowiem odległość ta jest długością korbowodu. Warunek ten jest ograniczeniem kinematycznym o charakterze równościowym i musi być bezwzględnie spełniony.

Większość zagadnień włączonych do oceny mechanizmu wymaga analizy ruchu tłoków. Dlatego opis ruchu wahacza i tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego jest pierwszym krokiem analizy. Równania ruchu tłoka można wyprowadzić, wykorzystując związki geometryczne ustalone wprost na podstawie rys. 2 – wzór (1).

W związkach tych zmienną niezależną jest kąt α obrotu wału korbowego, a zmienną zależną – kąt β wychylenia wahacza. Wielkości r , a , b i R są parametrami konstrukcyjnymi. Kąt β może przyjmować tylko takie wartości, przy których niezależnie od położenia wału korbowego długość l korbowodu pozostaje stała. Warunek ten jest spełniony, gdy jest spełnione równanie (2) [3], w którym x i y oznaczają współrzędne punktów 1 i 2 (rys. 2). Podstawiając zależności (1) do równania (2) i przyjmując S , P , Q zgodnie z równaniem (3), a następnie: A , B , C zgodnie z równaniem (4), po przekształceniach, otrzymuje się równanie kwadratowe (5).

Rozwiązaniem równania (5) są dwie funkcje (pierwiastki równania kwadratowego) o postaci $\beta_1(\alpha)$ oraz $\beta_2(\alpha)$, opisujące przemieszczenie kątowe wahacza. Należy zauważyć, że ramię R_i wahacza pełni funkcję ramienia wykorbienia układu K , a kąt β – funkcję kąta α . Zatem związek między położeniem tłoka y a kątem β jest identyczny jak w układzie K , w którym oś cylindra przesunięta jest względem osi wału o odległość c (jego opis znaleźć można w [3]). Kąt β w mechanizmie W stanowi bodziec kinematyczny, wymuszający ruch tłoków. Kształt funkcji $\beta_1(\alpha)$ i $\beta_2(\alpha)$ dla przykładowych wartości parametrów konstrukcyjnych pokazano na rys. 3. Należy zwrócić uwagę na niesymetrię kształtu względem punktów ekstremalnych.

W układzie K funkcja $y(\alpha)$ opisująca ruch tłoka jest zawsze symetryczna. Droga kątowna α_s sprężania równa jest drodze kątownej α_r rozprężania. Bardzo korzystna dla mechanizmu W jest możliwość uzyskania niesymetrii tej funkcji. Zmieniając wartości parametrów konstrukcyjnych (zmiennie decyzyjne), można kształtować charakterystyczną cechę układu wahaczowego, tj. ruch tłoka niesymetryczny względem położen ekstremalnych, w którym $\alpha_s \neq \alpha_r$. Niesymetria ta widoczna jest na rys. 4, gdzie obok przemieszczenia tłoka układu K (linia przerywana) naniesiono ruch tłoka mechanizmu W . Przyjęte do obliczeń wartości parametrów

in mechanism K where the cylinder axis is displaced against the crankshaft axis by distance c (its description can be found in [3]). Angle β in mechanism W is a kinematic stimulus, forcing the movement of the pistons. The shape of function $\beta_1(\alpha)$ and $\beta_2(\alpha)$ for the example design parameters has been shown in Fig. 3. We need to note the non-symmetry of the shape against the extreme points.

In mechanism K function $y(\alpha)$ describing the movement of the piston is always symmetrical. The angular path of compression α_s is equal to the angular path of decompression α_r . Very advantageous for mechanism W is the possibility of obtaining the non-symmetry of this function. By changing the design parameters (decision variables) we can control the characteristic feature of the rocker mechanism i.e. piston movement non-symmetrical to the extreme positions where $\alpha_s \neq \alpha_r$. This non-symmetry is shown in Fig. 4 where, additionally to the displacement of piston in mechanism K (dotted line) the movement of the piston in mechanism W has been overlain. The values of the parameters assumed for the calculations (shown in Fig. 4) are admissible from the point of view of the mechanism operation, yet totally random from the point of view of the design process. The discussed non-symmetry may be used to control the course of the torque and heat losses to the cooling system as indicated in the further part of the paper.

3. The forces in mechanism W

The rocker is an element connecting all the attached pistons. From its function it results that at the same time all forces in each cylinder are applied to it. The main loads are the gas forces resulting from the pressure inside the combustion chamber and the inertia forces related to the moving masses. An additional load are the friction forces. The said forces and resulting torques form a wrench system. Their external work can be replaced with one resultant force and one resultant torque.

Particularly interesting is the four-cylinder system shown in Fig. 5. The highlighted arrows show the gas forces, and the dark ones indicate the mass forces. We should note that with symmetrical and uniform engine design the pistons of cylinders I and IV move in the same way. The other pair that moves in the same way too are pistons in cylinders II and III. Hence, the modules of accelerations of each pair of the pistons are equal. This means that with opposite senses of the accelerations the inertia forces of the reciprocating masses are compensated and the resultant inertia force exerted on the rocker is zero. The inertia forces are hence internal forces enclosed in the rocker. These forces do load the rocker but they are not manifested outside.

Figure 5 also shows that the directions of action of the inertia forces do not cross the axis of rotation of the rocker.

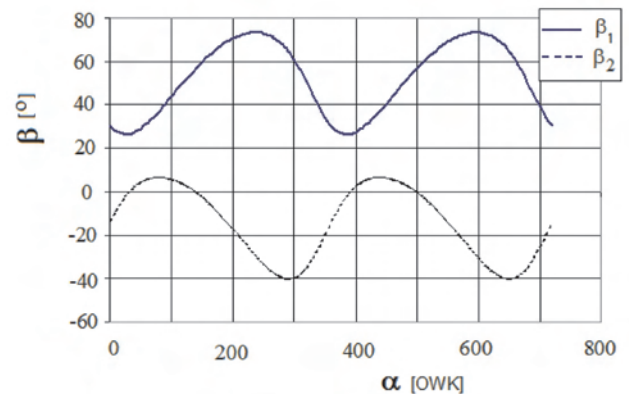


Fig. 3. Rocker rotation angle

Rys. 3. Kąt obrotu wahacza

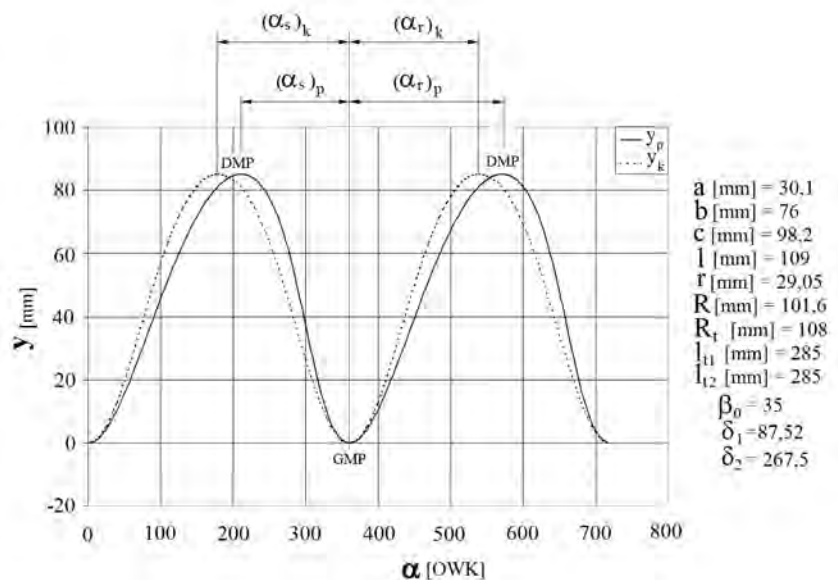


Fig. 4. Comparison of the function of piston displacement: dotted line – conventional mechanism, bold line – rocker mechanism (for given parameter values)

Rys. 4. Porównanie funkcji przemieszczenia tłoka: linia przerywana – mechanizm konwencjonalny, linia pogrubiona – mechanizm wahaczowy (dla danych wartości parametrów)

(przytoczono na rys. 4) są dopuszczalne z punktu widzenia funkcjonowania mechanizmu, ale jednocześnie zupełnie przypadkowe z punktu widzenia projektowania. Omawiana niesymetria może być wykorzystana do kształtowania przebiegu momentu obrotowego i strat ciepła do układu chłodzenia, jak to zasygnalizowano w dalszej części artykułu.

3. Siły w mechanizmie W

Wahacz jest elementem konstrukcyjnym sprzęgającym wszystkie doczepione do niego tłoki. Z funkcji tej wynika, że jednocześnie obciążają go wszystkie siły występujące w każdym cylindrze. Jako obciążenie wymienić należy przede wszystkim siły gazowe wynikające z parcia na tłoki ciśnienia panującego w komorach spalania i siły bezwładności związane z ruchomymi masami. Dodatkowym obciążeniem są siły tarcia. Wymienione siły i wynikające z nich momenty tworzą układ skrętnika. Ich działanie zewnętrzne zastąpić

This means that these forces generate an unbalanced torque that is an external load, transferred by the connecting rod outside (crankshaft journal). According to the definition the value of the resultant torque equals (in general) the sum of the vector products formed by the vectors of arm \vec{r} and inertia force \vec{P}_m coming from four cylinders

$$\vec{M}_w = \sum_{i=1}^4 \vec{r}_i \times \vec{P}_i \quad (6)$$

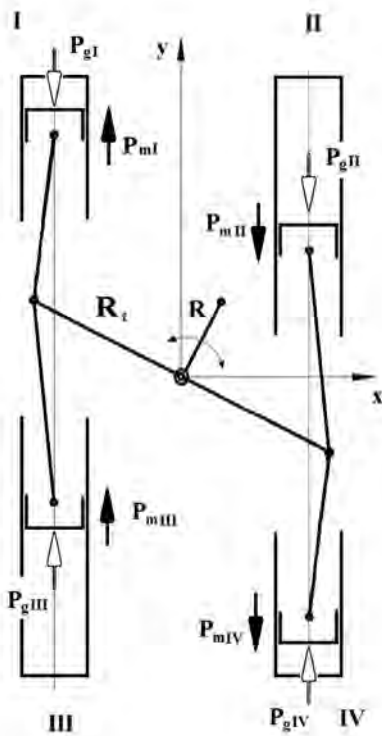


Fig. 5. Distribution of forces in mechanism W
Rys. 5. Układ sił w mechanizmie W

contrary to the mass forces the gas forces are not in the state of equilibrium. In a four-stroke engine in each of the cylinders a different stroke occurs (intake, compression, power, exhaust) and each of these cylinders has a different pressure. Hence, with the uniform design of the engine (the same piston diameters in each of the cylinders) but different pressures (Fig. 6) the modules of the gas forces in the individual cylinders are different in value. Following Fig. 5 we can see that as a result of summing up the forces mostly cancel out. Yet, the resultant force is not zero. Component T_g of this force, tangential to the trajectory of the motion of the rocker end (radius R_r , Fig. 2), in connection with force T_m generates the engine torque.

The action of two torques generated in each cylinder (triggered by forces T_g and T_m) can be replaced with a single force T_c acting on the arm of radius R_r . According to d’Alambert principle the resultant of these two torques is compensated by the torque generated by single force T_w , acting on the

można jedną siłą wypadkową i jednym wypadkowym momentem.

Na szczególną uwagę zasługuje układ czterocylindrowy, pokazany na rys. 5. Strzałkami rozjaśnionymi zaznaczono siły gazowe, a zaciemnionymi – siły masowe. Należy zauważyć, że przy symetrycznej i jednorodnej konstrukcji silnika w identyczny sposób poruszają się tłoki cylindrów I i IV. Drugą parę, która porusza się również w identyczny sposób, tworzą tłoki cylindrów II i III. W związku z tym moduły przyspieszeń tłoków każdej pary są sobie równe. To oznacza, że przy przeciwnych zwrotach przyspieszeń siły bezwładności mas posuwistych równoważą się i wypadkowa działających na wahacz sił bezwładności jest równa zero. Tym samym siły bezwładności mają charakter sił wewnętrznych, zamkniętych w konstrukcji wahacza. Wprawdzie obciążają konstrukcję wahacza, lecz nie ujawniają się na zewnątrz.

Na rysunku 5 widoczne jest również, że kierunki działania sił bezwładności nie przecinają osi obrotu wahacza. To oznacza, że siły te wytwarzają niezrównoważony moment obrotowy, który ma charakter obciążenia zewnętrznego, przenieszonego przez korbówód na otoczenie (czop wału korbowego). Zgodnie z definicją wartość wypadkowego momentu obrotowego równa jest (ujmując ogólnie) sumie iloczynów wektorowych, utworzonych przez wektory ramienia \vec{r} i siły bezwładności \vec{P}_m , pochodzących z czterech cylindrów – wzór (6). Moment ten równoważy siła styczna T_m , działająca na ramieniu R_r .

Ciśnienie panujące w komorach spalania działa jednocześnie na tłoki i głowice, identycznie jak w silniku konwencjonalnym. W związku z tym siły gazowe również mają charakter sił wewnętrznych. Jak wynika ze schematu na rys. 5, siły gazowe P_g , powstające w wyniku parcia ciśnienia p czynnika roboczego na denko tłoka o powierzchni F_p , mają parami przeciwne zwroty. Jednak w odróżnieniu od sił masowych układ sił gazowych nie znajduje się w stanie równowagi. W silniku czterosuwowym w każdym z cylindrów realizowany jest inny suw pracy (odpowiednio: ssanie, sprężanie, praca, wydech) i w każdym z nich panuje inne ciśnienie. W związku z tym przy jednorodnej konstrukcji silnika (takie same średnice tłoków wszystkich cylindrach), lecz różnych ciśnieniach (rys. 6) moduły sił gazowych w poszczególnych cylindrach różnią się wartościami. Na podstawie rys. 5 można zauważyć, że w wyniku sumowania siły te w znacznej mierze znoszą się. Jednak wypadkowa nie równa się zero. Składowa T_g tej siły, styczna do toru ruchu końców wahacza (promień R_r , rys. 2), w połączeniu z siłą T_m wywołuje moment obrotowy silnika.

Działanie wytwarzanych w każdym cylindrze dwóch momentów (wywołanych siłami T_g i T_m) zastąpić można działaniem jednej siły T_c przyłożonej do ramienia o promieniu R_r . Zgodnie z zasadą d’Alamberta wypadkowa działania tych momentów równoważona jest momentem wytworzonym przez jedną siłę T_w , przyłożoną do ramienia wahacza o promieniu R (punkt 2 na rys. 2; pojawia się przełożenie R_r/R). W związku z tym korbówód i wał korbowy obciążane są siłą wypadkową z czterech cylindrów, a nie oddzielnie

From the schematics in Fig. 7 the following results:

$$S = \frac{T_w}{\cos(90 - \beta + \chi)} = \frac{T_w}{\cos(\beta - \chi)}$$

Using the properties of trigonometrical functions, this expression can be written:

$$S = \frac{T_w}{\cos\beta \cdot \cos\chi + \sin\beta \cdot \sin\chi}$$

In order to define functions

$$\cos\chi \text{ and } \sin\chi \text{ we can use the coordinates of points 1 and 2: } \cos\chi = \frac{x_2 - x_1}{l}, \text{ and } \sin\chi = \frac{y_2 - y_1}{l}$$

Upon substituting and conversions we obtain:

$$S = \frac{T_w \cdot l}{(x_2 - x_1) \cdot \cos\beta + (y_2 - y_1) \cdot \sin\beta} \quad (11)$$

$$T = \frac{S}{l} \cdot ((x_2 - x_1) \cdot \cos\alpha + (y_2 - y_1) \cdot \sin\alpha) \quad (12)$$

Force N of the piston on the cylinder liner

Since the rocker does not make a full revolution an invaluable feature of mechanism W is the possibility of such selection of the design parameters and such connection of the piston with the rocker arm as to make the angle between arm R_t and the connecting rod l_t (Fig. 6) as close to straight angle as possible and the changes in angle γ symmetrically distributed along the cylinder axis. The angular path β that the rocker arm covers between the top and bottom piston positions depends on radius R_t . Taking (8) and (9) into account, we can confirm that at a set value of r the changes of the value of angle β and angle ζ decrease as R_t grows during the rotation of the crankshaft. Hence the value of angle γ is reduced too. When the maximum value of angle γ approximates zero and $R_t \approx c$, then according to relation (8), the value $z \rightarrow 0$ and force N of the piston on the cylinder liner also approximates zero. This means that by selecting values: l_t , R_t and c respectively (Fig. 3) we can significantly (several times) reduce the force of the piston on the cylinder liner thus reducing the friction between the piston and the liner.

From the above, another advantage of mechanism W results. If, during the design process, a problem with excess engine height come up we can use parameters: l_t , c and R_t to solve it. An appropriate selection of their values is a design measure facilitating a compromise between the engine height and an excess force of the piston exerted on the cylinder liner. We can expect that for engine of high piston displacement ($S/D > 2$) the elimination of slider will be possible.

Tangential force T generating the engine torque

Force T is a derivative of forces P_c . Hence, its value depends on the crankshaft speed, the pressure inside the

a następnie na kierunku prostopadły do ramienia korby. Na rysunku 7 rzut siły T_w oznaczony jest jako S.

Do wyprowadzenia równania opisującego funkcję $T(\alpha)$ posłużono się schematem przedstawionym na rys. 7. Działająca na ramieniu R siła T_w równoważy moment obrotowy sił T_c , obciążających ramię R_t , wytworzonych przez wszystkie tłoki połączone z wahaczem. Dla jednorodnej konstrukcji w stanie równowagi musi być spełnione równanie (10).

Ze schematu na rys. 7 wynika

$$S = \frac{T_w}{\cos(90 - \beta + \chi)} = \frac{T_w}{\cos(\beta - \chi)}$$

Wykorzystując właściwości funkcji trygonometrycznych, wyrażenie to można zapisać:

$$S = \frac{T_w}{\cos\beta \cdot \cos\chi + \sin\beta \cdot \sin\chi}$$

Do zdefiniowania funkcji $\cos\chi$ i $\sin\chi$ wykorzystać można współrzędne punktów 1 i 2:

$$\cos\chi = \frac{x_2 - x_1}{l}, \text{ a } \sin\chi = \frac{y_2 - y_1}{l}$$

Po podstawieniu i przekształceniach otrzymuje się wzór (11) i (12).

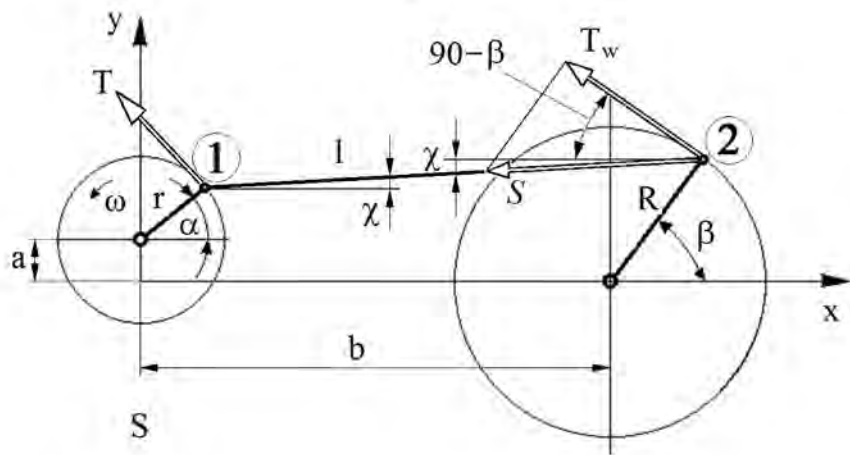


Fig. 7. Schematics for the calculation of the tangential force on the arm of the crankshaft

Rys. 7. Schemat do obliczania siły stycznej na ramieniu wału korbowego

Siła N nacisku tłoka na gładź

Ponieważ wahacz nie wykonuje pełnego obrotu, to bardzo cenną zaletą mechanizmu W jest możliwość takiego doboru parametrów konstrukcyjnych i takiego sprzęgnięcia tłoka z ramieniem wahacza, aby podczas pełnego obrotu wału korbowego kąt między ramieniem R_t a korbowodem l_t (rys. 6) był zbliżony do kąta prostego, a zmiany kąta γ rozłożone symetrycznie względem osi cylindra. Droga kątowna β , jaką pokonuje ramię wahacza między zwrotnymi położeniami tłoka, zależy od promienia R_t . Uwzględniając (8) i (9), należy stwierdzić, że przy ustalonej wartości r wraz ze wzrostem wartości R_t podczas obrotu wału korbowego zmniejszają się zmiany wartości kąta β i sprzężonego z nim kąta ζ . Dzięki temu zmniejsza się również wartość kąta γ . Gdy maksymalna wartość kąta γ dąży do zera i $R_t \approx c$, to, zgodnie z zależnością (8), wartość $z \rightarrow 0$ i siła N nacisku tłoka na gładź cylindra także dąży do zera. Oznacza to, że

combustion chamber and the crankshaft position. According to the I law of thermodynamics the course of pressure and the related course of temperature depend on the thermodynamic effect of combustion and cylinder volume (piston position). Since we can control the piston movement inside the cylinder in mechanism W we should expect the possibility of control of the tangential force and related torque and, consequently, changes in the obtained effective work in the cycle. This expectation is substantiated by a simple observation resulting directly from the graphs below.

The author assumed that applying both comparable mechanisms it would be possible to realize identical, theoretical indicator graph in which, similarly to other analyses of engine processes, the working medium is an ideal gas and the processes occur in adiabatic conditions. The charge exchange takes place at a constant pressure, equal to the ambient pressure and the compression and decompression is realized without heat exchange with the surroundings. The heat is supplied to the cycle in a mixed manner: some under isochoric conditions and some under isobaric conditions. The indicator graph assumed for these conditions in system $p(V)$ has been shown in Fig. 8. The comparative analysis requires both mechanisms to be identically loaded.

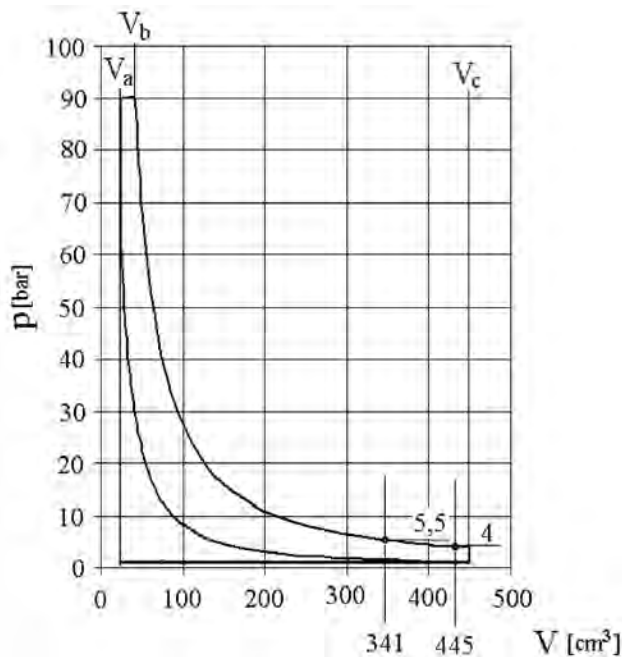


Fig. 8. Assumed indicator graph

Rys. 8. Założony wykres indykatorowy

For the evaluation of the energy related consequences of the application of the comparable mechanisms the course of pressure has to be connected with the changes of volume. This was done on the example of a hypothetical engine of the parameters $D/S = 80/85$ and total volume of 450 cm^3 . Figure 9 shows a comparison of the changes of volume of the cylinder as a function of crankshaft revolution in engine fitted with mechanisms: mechanism K – dotted line and mechanism

dobierając odpowiednio wartości: l_p , R_t oraz c (rys. 3), można znacznie (nawet wielokrotnie) zmniejszyć siłę nacisku tłoka na gładź cylindra i siłę tarcia między tłokiem a gładzią.

Z powyższego wynika następną zaletą mechanizmu W. Jeżeli w procesie projektowania pojawią się problemy ze zbyt dużą wysokością silnika, to do ich rozwiązania wykorzystać można parametry: l_p , c i R_t . Odpowiedni dobór ich wartości jest środkiem konstrukcyjnym ułatwiającym znalezienie kompromisu między wysokością silnika i nadmierną siłą nacisku tłoka na gładź. Można oczekiwać, że dla silników o dużym skoku ($S/D > 2$) można będzie wyeliminować wodzik.

Siła styczna T wywołująca moment obrotowy silnika

Siła T jest pochodną siły P_c . Zatem jej wartość zależy od prędkości obrotowej wału, ciśnienia panującego w komorach spalania i położenia wału korbowego. Zgodnie z I zasadą termodynamiki przebieg ciśnienia i sprzężony z nim przebieg temperatury zależą od efektu termochemicznego spalania oraz objętości cylindra (położenia tłoka). W związku z możliwością kształtowania ruchu tłoka w mechanizmie W oczekiwać należy możliwości kształtowania przebiegu siły stycznej i sprzężonego z nią momentu obrotowego, a w konsekwencji także zmian uzyskiwanej pracy efektywnej obiegu. Oczekiwanie to uzasadnia proste spostrzeżenie, wynikające wprost z przytoczonych niżej wykresów.

Założono, że przy zastosowaniu obu porównywanych mechanizmów uda się zrealizować identyczny, teoretyczny wykres indykatorowy, w którym, podobnie jak w większości analiz procesów silnikowych, czynnikiem roboczym jest gaz doskonały i przemiany zachodzą w warunkach adiabatycznych. Wymiana ładunku odbywa się przy stałym ciśnieniu, równym ciśnieniu otoczenia, a sprężanie i rozprężanie realizowane jest bez wymiany ciepła z otoczeniem. Natomiast ciepło doprowadzane jest do obiegu w sposób mieszany: część w warunkach izochorycznych i część w warunkach izobarycznych. Założony dla tych warunków wykres indykatorowy w układzie $p(V)$ pokazano na rys. 8. Analiza porównawcza wymaga, aby porównywane mechanizmy były obciążane identycznie.

Do oceny skutków energetycznych zastosowania porównywanych mechanizmów przebieg ciśnienia należy skojarzyć ze zmianami objętości. Dokonano tego na przykładzie hipotetycznego silnika o wymiarach $D/S = 80/85$ i objętości całkowitej równej 450 cm^3 . Na rysunku 9 porównano zmiany objętości cylindra w funkcji kąta obrotu wału silników wyposażonych w: układ K – linia przerywana i mechanizm W – linia ciągła (przyjęte wartości parametrów konstrukcyjnych przytoczono bezpośrednio na rys. 9). Z rysunku można odczytać, że, przykładowo, przy kącie $\alpha = 250^\circ \text{ OWK}$ dla układu K objętość komory spalania wynosi około 341 cm^3 , a dla mechanizmu W – około 429 cm^3 . Z rysunku 8 odczytać można także, że przy odpowiadających powyższym objętościom położeniach wału korbowego ciśnienie w komorze spalania wynosi odpowiednio: około $5,4$ i około 4 bar. Ponieważ w obu przypadkach kąt obrotu wału jest taki sam, więc w obu przypadkach identyczny będzie kierunek działania składowej stycznej siły

W – continuous line (the adopted values of the design parameters have been shown directly in Fig. 9). From the figure we can read that, for example at angle $\alpha = 250$ °C.A. for mechanism K the volume of the combustion chamber is approximately 341 cm³ and for mechanism W – approximately 429 cm³. From figure 8 we can also read that at crankshaft positions corresponding to greater volumes the pressure in the combustion chamber amounts to: approximately 5,4 and 4 bar respectively. Since, in both cases the crankshaft angle is the same, the direction of action of the component of the tangential force of the gases acting on the piston will also be the same in both cases (tangential to the trajectory of the crank journal). The values of the said forces are different by approximately 25 %.

This brief estimation sufficiently proves the theorem on the possibility of controlling the course of the torque as a function of the crankshaft angle in mechanism W.

Can we then expect that in comparison to mechanism K upon applying mechanism W we could obtain a greater value of effective work in the cycle? Due to the non-linearity and level of complexity of relations (7) – (12) the theoretical analysis of the properties of the tangential force (consisting in using known mathematical means) is more difficult as compared to the above-presented analysis of the force of the piston exerted on the cylinder liner. That is why the author continued the analysis of the above example. For the assumed indicator graph (Fig. 8) the forces described with equations (10), (11) and (12) were calculated. The courses of tangential force (T_{wp}) (acting on arm R, Fig. 6) and the resultant of forces T_c of the four cylinder system have been shown in Fig. 10. For comparison the courses of the resultant tangential force of the four cylinder engine with mechanism K (T_{wk}) (acting on the crank arm) have been overlain as well. The complement to the figure is force S (equation (11)) acting along the connecting rod (Fig. 7).

From the comparison of the courses it results that with the same force of the gases acting on the piston (identical indicator graph and identical engine size) in mechanism W we should expect significant values of the tangential force acting on arm R, greater than in mechanism K. It is advantageous, though this force does not change the sign. For this reason we should expect an increase in the strength of the element forming arm R, which results from the action of only a single-sided load.

The phase shift of the position of the maximum of the tangential force against TDC of the engine fitted with mechanism K, as visible in Fig. 10 depends on the method

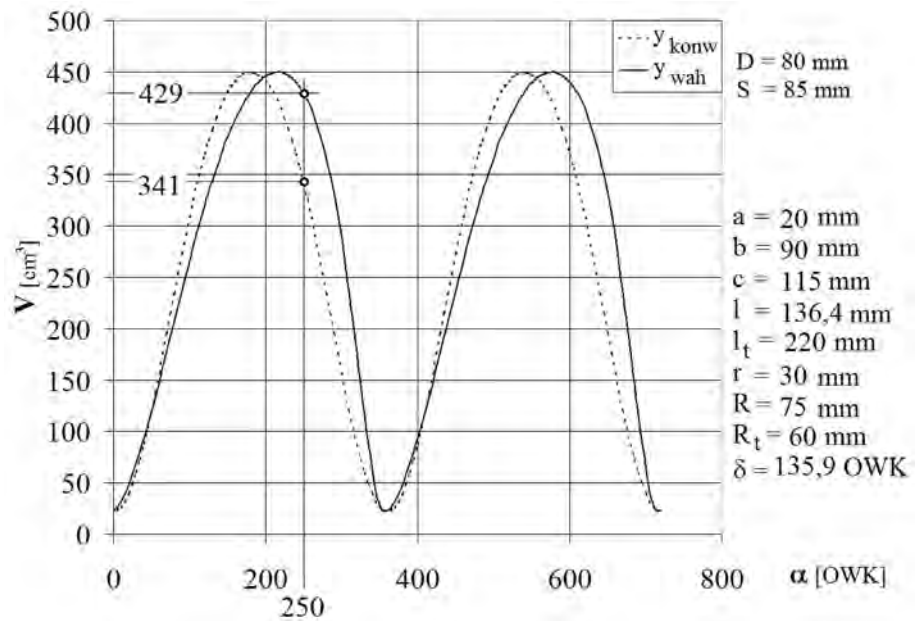


Fig. 9. Change in the cylinder volume (explained in the text)

Rys. 9. Zmiana objętości cylindra (objaśnienia w tekście)

parcia ciśnienia gazów na tłok (styczna do toru ruchu czopa korbowego). Natomiast wartości siły parcia różnią się o około 25 %. To pobieżne oszacowanie jest dostatecznym dowodem prawdziwości tezy o możliwości kształtowania przebiegu momentu obrotowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego w mechanizmie W.

W związku z powyższym, czy można oczekiwać, że w porównaniu do układu K po zastosowaniu mechanizmu W uzyskać można większą wartość pracy efektywnej obiegu? Ze względu na nieliniowość i stopień uwikłania związków (7) – (12) teoretyczna analiza właściwości siły stycznej (polegająca na wykorzystaniu znanych środków matematycznych) jest bardziej utrudniona w porównaniu do przedstawionej wyżej analizy siły nacisku tłoka na gładź. Dlatego kontynuowano analizę rozpoczętą wyżej przykładu. Dla przyjętego wykresu indykatorowego (rys. 8) obliczono siły opisane równaniami (10), (11) i (12). Przebiegi siły stycznej (T_{wp}) (działa na ramieniu R, rys. 6) i wypadkowej sił T_c układu czterocyndrowego pokazano na rys. 10. Dla porównania na rysunku tym naniesiono również przebieg wypadkowej siły stycznej (T_{wk}) (działa na ramieniu korby) czterocyndrowego silnika z układem K. Uzupełnieniem rysunku jest działająca wzdłuż korbowodu (rys. 7) siła S (równanie (11)).

Z porównania przebiegów wynika, że przy tej samej sile parcia na tłok ciśnienia gazów (identyczny wykres indykatorowy i identyczne wymiary silnika) w mechanizmie W oczekiwać należy znacznych wartości siły stycznej działającej na ramię R, większych niż w układzie K. Natomiast korzystne jest, że siła ta nie zmienia znaku. Z tego powodu oczekiwać należy zwiększenia wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcji tworzącej ramię R, wynikającego z działania tylko jednostronnego obciążania.

Widoczne na rys. 10 przesunięcia fazowe względem GMP silnika z układem K położenia maksimum siły stycznej

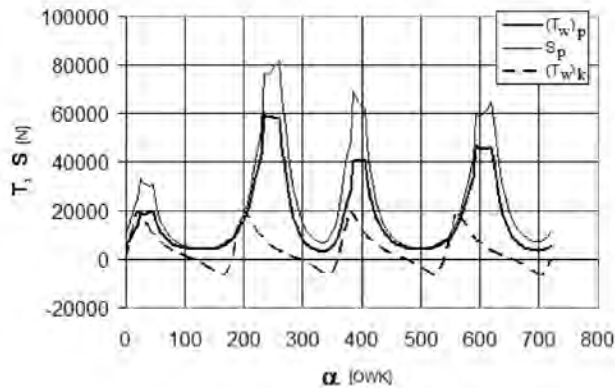


Fig. 10. Comparison of the forces in the crank mechanisms: $(T_w)_k$ – resultant tangential force of the conventional mechanism, $(T_w)_p$ – resultant force T_w of the rocker mechanism (calculated from (10)), S_p – acting along the connecting rod (Fig. 7)

Rys. 10. Porównanie sił w mechanizmach korbowych: $(T_w)_k$ – wypadkowa styczna mechanizmu konwencjonalnego, $(T_w)_p$ – wypadkowa T_w mechanizmu wahaczowego (obliczona z (10)), S_p – działająca wzdłuż korbowa (rys. 7)

of connecting of the construction elements. Besides, the range of the change of angles β and its minimum value (Fig. 3) depends on the adopted values of the parameters. The consequence of the course of the resultant tangential force T_w shown in Fig. 10 is the shape of the function describing the changes of the torque shown in Fig. 11. Tangential force T (Fig. 7) was calculated from formula (12) and previous formulas. In the analyzed case the average value of the torque (arithmetic average) of approximately 160 N·m for mechanism K increased to the value of approximately 189 N·m for mechanism W. This was a growth by over 17 %.

4. Work of the cycle

The basis for the discussed analysis is a theoretical indicator graph. Hence, indicated work L_i will be a reliable source for the evaluation of the mechanism. According to the general definition of work L of the form of $dL = M d\alpha$ in a four-stroke engine the indicated work of the cycle is:

$$L_i = \frac{1}{4\pi} \int_0^{720} M d\alpha \quad (13)$$

After integrating (an integrating step of 5 °C.A. was assumed and trapeze method was applied) the courses shown in Fig. 11 in a simplified way, the following was obtained: $L = 161.4$ N·m for mechanism K and $L = 191.12$ N·m for mechanism W, which constitutes a growth of over 18 %. The results indicate that in comparison to mechanism K the capability of mechanism W of performing work does not deteriorate and we can even expect its increase.

5. Heat losses to the cooling system

Flow \dot{Q} of heat Q , flowing through area A in the direction of n , normal to the surface, and flow density q of the heat flow are [5]:

zależą od sposobu sprzęgnięcia elementów konstrukcyjnych. Ponadto od przyjętych wartości parametrów zależy zakres zmian kątów β (rys. 3) oraz jego wartość minimalna. Następstwem pokazanego na rys. 10 przebiegu wypadkowej siły stycznej T_w jest kształt funkcji opisującej zmiany momentu obrotowego silnika, pokazany na rys. 11. Siłę styczną T (rys. 7) obliczono ze wzoru (12) oraz wzorów poprzedzających. W analizowanym przypadku średnia wartość momentu (średnia arytmetyczna), równa około 160 N·m dla układu K, zwiększyła się do wartości około 189 N·m dla mechanizmu W; wzrost o ponad 17 %.

4. Praca obiegu

Podstawą omawianej analizy jest teoretyczny wykres indykatorowy. W związku z tym miarodajną do oceny mechanizmu będzie praca indykowana L_i . Zgodnie z ogólną definicją pracy L o postaci $dL = M d\alpha$ w silniku czterosuwowym praca indykowana obiegu wynosi – wzór (13).

Całkując w sposób uproszczony (przyjęto krok całkowania równy 5 °OWK i wykorzystano metodę trapezów) przebiegi pokazane na rys. 11, otrzymano: $L = 161,4$ N·m dla układu K i $L = 191,12$ N·m dla mechanizmu W, co stanowi wzrost o ponad 18 %. Przytoczony wynik wskazuje, że w porównaniu do układu K zdolność mechanizmu W do wykonania pracy nie tylko nie pogarsza się, lecz można liczyć na jej zwiększenie.

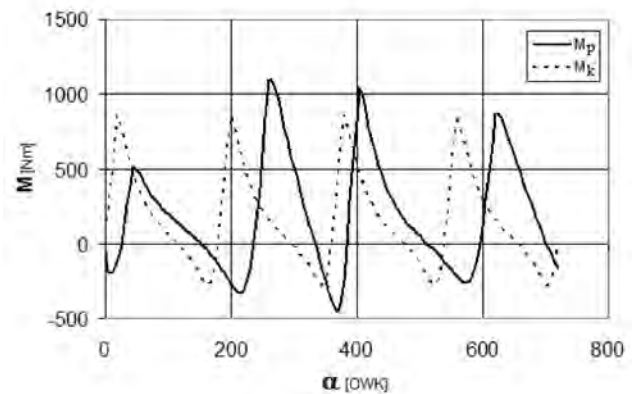


Fig. 11. The comparison of the course of the resultant torque: k – conventional mechanism, p – rocker mechanism

Rys. 11. Porównanie przebiegu wypadkowego momentu obrotowego: k – mechanizm konwencjonalny, p – mechanizm wahaczowy

5. Straty ciepła do układu chłodzenia

Strumień \dot{Q} ciepła Q przepływającego przez powierzchnię A na kierunku n , normalnym do powierzchni, i gęstość q strumienia ciepła wynoszą [5] – wzór (14).

Zgodnie z prawem Fouriera [5] gęstość przewodzonego ciepła jest wprost proporcjonalna do gradientu temperatury – wzór (15)

gdzie: λ – współczynnik przejmowania ciepła przez ściankę komory spalania, T – temperatura ośrodka oddającego ciepło. Ilość ciepła przepływającego przez powierzchnię A w czasie t przedstawia wzór (16).

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt}; \quad q = \frac{d\dot{Q}}{dA} \quad (14)$$

According to the Fourier's law [5] the density of the conducted heat is directly proportional to the temperature gradient

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \quad (15)$$

where: λ – heat transfer coefficient by the wall of the combustion chamber, T – temperature of the medium releasing the heat. The amount of heat flowing through surface A in time t amounts to

$$Q = \oint_A \int_t q \cdot dA \cdot dt \quad (16)$$

Taking (15) and (16) into account we can say that the heat losses depend on four quantities: heat transfer coefficient, temperature gradient, area and time of heat transfer. The values of these quantities are determined by the position and velocity of the piston. Hence, the control of the piston motion should be a design measure that also influences the heat losses to the cooling system.

For the sake of comparison, integrating time t in engines can be limited to the duration of a single cycle, i.e. to the time in which 720 °C.A. is realized in four stroke engines or 360 °C.A. in two stroke engine. In a rotary non-uniform but repetitive motion in each revolution of the crankshaft the surface of heat transfer changes in the same way. The surface areas of the cylinder head and piston crown are constant and the surface area of a cylinder (cylinder liner) changes with the piston position. Hence, for the evaluation of the influence of the piston motion on the heat exchange we can use approximation.

The influence of the variable value of the area on the instantaneous value of heat flow we can express with a constant, substitute area A_z , whose value compensates the consequences of the actual instantaneous values (the function of piston position). Thank to this, area A_z can be shifted before the integral sing and a double integral can be replaced with a single integral (in time). The angular path can be described with a relation: $\alpha = \omega_{sr} \cdot t$, where ω_{sr} denotes crankshaft angular speed τ average in time. Hence, $dt = \frac{1}{\omega_{sr}} d\alpha$.

Integration is an additive operation against addition. By utilizing this property, in order to emphasize the benefits resulting from the non-symmetry of the function describing the piston motion shown in Fig. 9 it is advantageous to perform the integration (16) in four installments taking into account the subsequent: compression, decompression, compression and decompression (two crankshaft revolutions).

$$Q = - \int_0^{720} A_z \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot dt = - A_z \left[\int_0^{\alpha_{ks1}} \frac{\lambda}{\omega_{sr}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot d\alpha + \int_{\alpha_{pr1}}^{\alpha_{kr1}} \frac{\lambda}{\omega_{sr}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot d\alpha + \int_{\alpha_{ps2}}^{\alpha_{ks2}} \frac{\lambda}{\omega_{sr}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot d\alpha + \int_{\alpha_{pr2}}^{\alpha_{kr2}} \frac{\lambda}{\omega_{sr}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot d\alpha \right] \quad (17)$$

Uwzględniając (15) i (16), można stwierdzić, że straty ciepła zależą od czterech wielkości: współczynnika przejmowania ciepła, gradientu temperatury, powierzchni i czasu wymiany ciepła. Wartości tych wielkości zdeterminowane są położeniem i prędkością tłoka. Zatem kształtowanie ruchu tłoka powinno być środkiem konstrukcyjnym oddziaływania również na straty ciepła do układu chłodzenia.

Do celów porównawczych czas całkowania t w silnikach można ograniczyć do czasu trwania jednego, pełnego cyklu pracy, tj. do czasu, w jakim pokonana zostanie droga 720 °OWK w silnikach czterosuwowych lub 360 °OWK w silnikach dwusuwowych. W ruchu obrotowym, niejednostajnym lecz cyklicznie powtarzanym, w każdym obrocie wału powierzchnia wymiany ciepła zmienia się w identyczny sposób. Pole powierzchni głowicy i denka tłoka jest stałe, a pole powierzchni walca (tuleja cylindrowa) zmienia się wraz z położeniem tłoka. W związku z tym do oszacowania wpływu ruchu tłoka na wymianę ciepła można posłużyć się przybliżeniem.

Oddziaływanie zmiennej wartości powierzchni na chwilową wartość strumienia ciepła można wyrazić stałą, zastępczą powierzchnią A_z , której wartość równoważy skutki rzeczywistych wartości chwilowych (funkcja położenia tłoka). Dzięki temu powierzchnię A_z można wyłączyć przed znak całki, a całkę podwójną zastąpić całką pojedynczą (po czasie). Natomiast drogę kątową można opisać zależnością: $\alpha = \omega_{sr} \cdot t$, gdzie ω_{sr} oznacza średnią w czasie τ prędkość kątową wału. Stąd $dt = \frac{1}{\omega_{sr}} d\alpha$. Całkowanie jest operacją

addytywną względem dodawania. Wykorzystując tę właściwość, do uwypuklenia korzyści wynikających z widocznej na rys. 9 niesymetrii funkcji opisującej ruch tłoka, operację całkowania (16) korzystnie jest rozbić na cztery części, uwzględniając przy tym następujące kolejno po sobie: sprężanie, rozprężanie, sprężanie i rozprężanie (2 obroty wału) – wzór (17).

Tutaj indeksy oznaczają: p i k – początek i koniec suwu, s i r – sprężanie i rozprężanie, a liczby 1 i 2 – pierwszy i drugi obrót wału (silnik czterosuwowy). Przy symetrycznym wglądem GMP ruchu tłoka podział drogi kątowej jest również symetryczny, $\alpha_{ks} - \alpha_{ps} = \alpha_{kr} - \alpha_{pr}$.

Jak już wspomniano, ilość ciepła, jaka przepływa do otoczenia komory spalania (głównie układ chłodzenia) przez powierzchnię A_z w poszczególnych suwach zależy od współczynnika przejmowania ciepła λ i gradientu temperatury (7). Ruch tłoka wpływa niewątpliwie na ruch ładunku w komorze spalania i w konsekwencji również na wartość λ . Jednak wpływ ten nie jest najistotniejszy dla wymiany ładunku. Przy typowym dla silników przebiegu spalania, którego skutki w postaci temperatury pokazano na rys. 12, temperatura końca sprężania nie przekracza wartości rzędu 800 do 900 K, a maksymalna temperatura spalania (występuje w suwie rozprężania) osiąga wartości 2000 K i wyższe (nawet do 3000 K). Przy takiej relacji gradient temperatury ma decydujący wpływ na ilość ciepła przepływającego do układu chłodzenia. Z tego powodu ilość ciepła Q_s , jaka przepływa w suwie sprężania, jest zdecydowanie mniejsza

Here the indexes denote: p and k – the start and the end of a stroke, s and r – the compression and the decompression and numbers 1 and 2 – the first and the second revolution of the crankshaft (four stroke engine). With the symmetry of the TDC of the piston motion the division of the angular path is also symmetrical, $\alpha_{ks} - \alpha_{ps} = \alpha_{kr} - \alpha_{pr}$.

As mentioned before, the amount of heat that flows to the surroundings of the combustion chamber (cooling system mainly) through area A_z in individual strokes depends on the heat transfer coefficient λ and temperature gradient (7). The piston motion influences the motion of the charge inside the combustion chamber and consequently the value of λ . Yet, this influence is not the most significant for the charge exchange. With a typical course of combustion, whose results in the form of temperature have been shown in Fig. 12, the temperature of the end of combustion does not exceed the values of 800 to 900 K and the maximum combustion temperature (occurs in the decompression stroke) reaches the values of 2000 K and higher (up to 3000 K). At such a relation the temperature gradient is decisive of the amount of heat flowing to the cooling system. For this reason the amount of heat Q_s , that flows in the compression stroke is much smaller than Q_r flowing in the decompression stroke. This inequality

$$Q_r > Q_s \quad (18)$$

should be evaluated as strong.

The non-symmetry of the piston motion means that condition $\alpha_{ks} - \alpha_{ps} > \alpha_{kr} - \alpha_{pr}$ can be fulfilled. In this case at a constant value ω_{sr} the compression time is longer than the decompression time. Hence, the boundaries of integration (17) are also non-symmetrical. The association of this fact with the temperature course characteristic of combustion engines shown in Fig. 12 leads to a significant conclusion. At a constant engine load, an approximately uniform course of the combustion process and a constant coolant temperature the temperature of the medium inside the combustion chamber depends mainly on the position of the piston. Hence, the value of the temperature derivative (15) depends on the spot on the surface of the combustion chamber. Yet, with identical engine design (block, cylinder head, piston, cooling system except the piston crankshaft assembly) and comparable engine operating conditions its value should be approximately constant. Due to the possibility of reducing of the duration of the decompression stroke for the benefit of the compression stroke the amount of heat during the exchange that will flow to the cooling system in mechanism W will be significantly lower than in the case of mechanism K. This means that relation (16) does not change though the inequality becomes weaker as compared to mechanism K. In light of the above a real control of the heat losses to the cooling system, thus an increase in the overall engine efficiency are possible.

Apart from the reduction of the heat losses to the cooling system in mechanism W we can expect a reduction of the energy losses related to the movement of gases filling the

od ilości Q_r przepływającej w czasie suwu rozprężania. W kategoriach oszacowania nierówność (18) należy ocenić jako silną.

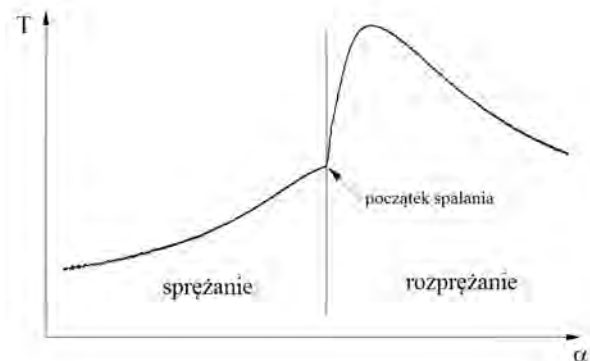


Fig. 12. Typical course of temperature inside the cylinder

Rys. 12. Typowy przebieg temperatury w cylindrze

Niesymetria ruchu tłoka oznacza, że może być spełniony warunek $\alpha_{ks} - \alpha_{ps} > \alpha_{kr} - \alpha_{pr}$. W tym przypadku przy stałej wartości ω_{sr} czas trwania sprężania jest dłuższy od czasu trwania rozprężania. W związku z tym granice całkowania (17) są również niesymetryczne. Skojarzenie tego faktu z charakterystycznym dla silników spalinowych przebiegiem temperatury, pokazanym na rys. 12, pozwala wyciągnąć istotny wniosek. Przy stałym obciążeniu silnika i w przybliżeniu niezmiennym przebiegu procesu spalania oraz stałej temperaturze czynnika chłodzącego temperatura czynnika roboczego w komorze spalania zależy przede wszystkim od położenia tłoka. Zatem wartość pochodnej temperatury (15) zależy od miejsca na powierzchni komory spalania. Jednak przy identycznej, poza mechanizmem korbowo-tłokowym, konstrukcji silnika (kadłub, głowica, tłok, układ chłodzenia itd.) i porównywalnych warunkach pracy silnika jej wartość w każdym miejscu powierzchni komory powinna być w przybliżeniu niezmienna. Zważywszy na możliwość skracania czasu trwania suwu rozprężania na korzyść wydłużenia czasu suwu sprężania, ilość ciepła jaka w czasie wymiany zdąży przepłynąć do układu chłodzenia w mechanizmie W powinna być zauważalnie mniejsza od układu K. To znaczy, że relacja (16) nie ulega zmianie, lecz nierówność staje się słabsza w porównaniu do układu K. Wobec powyższego możliwe jest realne kształtowanie strat ciepła do układu chłodzenia i zwiększenia z tego tytułu sprawności ogólnej silnika.

Oprócz zmniejszenia strat ciepła do układu chłodzenia w mechanizmie W oczekiwać można także zmniejszenia strat energii związanej z ruchem gazów wypełniających wnętrze skrzyni korbowej (powietrze, spaliny pochodzące z przedmuchów przez pierścienie, pary oleju itp.). Ruch ten wymusza tłok. W silniku rzędowym z układem K cylindry umieszczone są obok siebie na jednym poziomie i w jednej płaszczyźnie. Taki układ powoduje, że gdy w jednym cylindrze następuje sprężanie (ruch tłoka w górę), to w innym rozprężanie (ruch tłoka w dół). W związku z tym gazy w

crankcase (air, blow-by gases, oil vapor etc). This movement forces the piston to displace. In a straight engine with mechanism K the cylinders are located one next to the other on the same plane. In such a configuration, when in one cylinder a compression stroke is realized (piston moving up) in another a decompression stroke is realized (piston moving down). Hence, the gases in the crankcase move in a space formed as letter U. In the engine with mechanism W the said two cylinders are on the same axis and this movement is realized in the space similar to a pipe. In comparison to mechanism W in mechanism K greater flow resistance inside the crankcase must occur.

In comparison to the symmetrical piston movement in mechanism K the non-symmetry (shown in Fig. 9) increased to reduce the cooling losses triggers slight changes in the energy losses related to the charge exchange. If the decompression (including the intake) can last longer than the compression, then due to the increase of the duration of the intake stroke the average charge flow velocity through the intake system decreases (a comparable piston displacement). This change results in a decrease in the energy losses related to the hydraulic resistance of the intake system. At the same time the duration of the compression i.e. the duration of the exhaust shortens. For this reason the average exhaust gas flow velocity in the exhaust system increases and, consequently, the energy losses related to the exhaust stroke increase. Because the average air velocity in the intake system is much lower than the average flow velocity of the exhaust gases (in the initial phase of the exhaust stroke the exhaust gases reach a critical velocity) the balance of energy loss related to the charge exchange should be more advantageous in mechanism W.

Besides, as the average charge flow velocity during the intake stroke grows we should expect a slight reduction of the cylinder fill coefficient (a reduction of the mass of fresh charge after the intake stroke ends).

6. Flexibility of the design

The flexibility of each design, understood as a feature facilitating the obtainment of properties under conditions of a given design process (requirements, assumptions, limitations etc.) is a very desirable element. For mechanism K a great deal of flexibility can be obtained thanks to the possible modifications to the cylinder arrangement (straight R, V-type, V-R type, W type, boxer etc.). However, the possibilities of designing the piston movement are very limited. Here, the designer has only two parameters of free variables. These are radius of the crank r and length of the connecting rod l . These measures are so minimal that irrespective of the type of engine the piston movement can be reflected with sufficient accuracy by only three or four harmonic components. This means that the function describing the piston movement is always close in shape to the harmonic function. In this respect mechanism W is characterized by a great deal of flexibility. For the design of the piston movement, as shown in Fig. 2 we can use distances a , b and c , lengths of connecting rods l and l_1 , radiuses R and R_1 and angles δ_1 and δ_2 . Due to the non-symmetry of function $y(\alpha)$ (Fig. 4) in the set of decision

skrzyni korbowej wykonują ruch w przestrzeni ukształtowanej na podobieństwo litery U. Natomiast w silniku z mechanizmem W wspomniane dwa cylindry leżą w jednej osi, więc ruch ten realizowany jest w przestrzeni zbliżonej kształtem do rury. Zatem w porównaniu do mechanizmu W w układzie K muszą wystąpić większe opory przepływu wewnątrz skrzyni korbowej.

W porównaniu do symetrycznego ruchu tłoka mechanizmu K powiększenie widocznej na rys. 9 niesymetrii w celu zmniejszenia strat chłodzenia wywołuje nieznaczne zmiany strat energii na wymianę ładunku. Jeżeli rozprężanie (również ssanie) może trwać dłużej niż sprężanie, to z powodu wydłużenia czasu trwania suwu ssania przy porównywalnym skoku tłoka zmniejsza się średnia prędkość przepływu ładunku przez układ dolotowy. Zmiana ta wywołuje zmniejszenie strat energii związanych z oporem hydraulicznym układu dolotowego silnika. Jednak jednocześnie skracają się czas trwania sprężania, tzn. czas trwania wydechu. Z tego powodu zwiększa się średnia prędkość przepływu spalin w układzie wydechowym, a w następstwie – zwiększenie strat energii związanej z wydechem. Ponieważ średnia prędkość przepływu powietrza w układzie dolotowym jest znacznie mniejsza od średniej prędkości przepływu spalin (w początkowej fazie wydechu spaliny osiągają prędkość krytyczną), to bilans strat energii związanej z wymianą ładunku powinien wypaść korzystniej w mechanizmie W.

Ponadto wraz ze zwiększeniem średniej prędkości przepływu ładunku w suwie ssania oczekiwać należy nieznacznego zmniejszenia współczynnika napełnienia (zmniejszenie masy świeżego ładunku po zakończeniu suwu ssania).

6. Elastyczność konstrukcji

Elastyczność każdej konstrukcji, rozumiana jako cecha ułatwiająca uzyskanie wymaganych właściwości w warunkach konkretnego projektowania a następnie użytkowania (wymagania, założenia, ograniczenia itp.), jest bardzo pożądana. Dla układu K dużą elastyczność uzyskuje się dzięki możliwości dokonania zmian lub doboru układu cylindrów (rzędowy R, widlasty V, układ V-R, układ W, z tłokami przeciwbieżnymi itp.). Natomiast bardzo ograniczone są możliwości kształtowania samego ruchu tłoka. Tutaj konstruktor dysponuje tylko dwoma parametrami o charakterze zmiennych swobodnych. Są nimi promień r wykorbienia wału i długość l korbowodu. Środki te są na tyle skromne, że niezależnie od rodzaju silnika ruch tłoka z dostateczną dokładnością odwzorować można zaledwie przez trzy lub cztery składowe harmoniczne. To znaczy, że funkcja opisująca ruch tłoka zawsze zbliżona jest kształtem do funkcji harmonicznej. W tym zakresie mechanizm W cechuje znaczna elastyczność. Do kształtowanie ruchu tłoka wykorzystać można zaznaczone na rys. 2: odległości a , b i c , długości l i l_1 korbowodów, promienie R i R_1 oraz kąty δ_1 i δ_2 . Ze względu na niesymetrię funkcji $y(\alpha)$ (rys. 4) do zbioru zmiennych decyzyjnych dołączyć należy także kierunek obrotu. Zatem konstruktor dysponuje łącznie dziesięcioma parametrami, których wartości zmieniać można niezależnie i to w znacznym zakresie. Dopuszczyć można także niejednorodność konstrukcji. Zarówno promienie R_1 lewej

variables we also need to include the direction of rotation. Hence, the designer has 10 parameters altogether, whose values can be changed independently and considerably. The non-uniformity of the design is also admissible. Radii R_l of the left and right part of the four-stroke mechanism and lengths l_l do not have to be equal. In such a case the number of decision variables extends by two design parameters. The number of listed parameters confirms a great potential in the flexibility of the design properties. These parameters form an orthogonal design space (a space of decision variables). Their values are limited by the necessity to fulfill two conditions: ensuring kinematic functionality and ensuring the continuity of piston movement during the full crankshaft revolution, i.e. obtaining C^2 class function.

From the presented description it results that the application of mechanism W is not purposeful in one, two or three cylinder engines (though technically and practically possible). All the mechanism features and advantages, also in terms of its flexibility of selection become conspicuous only in a four-cylinder engine having a cylinder arrangement as shown in Fig. 5 and any other engine with the number of cylinders being the multiplicity of four. That is why the four-cylinder system can be referred to as the base design module. This module has features of conventional system H with clear advantages. First of all the axes of the individual cylinders of the module may be freely shifted along the axis of the rocker, starting from a flat system through a system shown in Fig. 13. In a flat system the axis of arm R and the axes of arms R_l of the rocker are in the same plane. This means that dimension $l_p = 0$. In general, the lengths of arms R_{l1} and R_{l2} may differ and do not have to be in the same plane. Angle δ does not have to be a right angle either.

Upon connecting of two flat modules (four cylinder each) we obtain an R cylinder arrangement whose view from the top (along the axis of the cylinders) is shown by Fig. 14. In the plane perpendicular to the axis of the cylinders on both perpendicular directions the distances between the cylinders are (or can be) the same. Taking into account the necessity to form space for the coolant, value l can be reduced only to a certain limit. It thus significantly influences the width and the length of the engine. The width of the engine can be reduced (at the cost of its lengthwise extension), using the idea ap-

prawy części układu czterocyndrowego, jak i długości l_l łączników nie muszą być równe. Wtedy liczba zmiennych decyzyjnych powiększa się o dwa parametry konstrukcyjne. Liczba wymienionych parametrów świadczy o dużym potencjale w zakresie możliwości kształtowania właściwości konstrukcji. Parametry te tworzą ortogonalną przestrzeń konstrukcyjną (przestrzeń zmiennych decyzyjnych). Ich wartości ograniczone są koniecznością spełnienia dwóch warunków: zapewnienie funkcjonalności kinematycznej oraz zapewnienie ciągłości ruchu tłoka podczas pełnego obrotu wału korbowego, tj. uzyskanie funkcji klasy C^2 .

Z przedstawionego opisu wynika, że stosowanie mechanizmu W nie jest uzasadnione w silnikach jedno-, dwu- i trzycylindrowych (choć jest to teoretycznie i praktycznie możliwe). Wszystkie korzystne jego cechy i zalety, również w zakresie elastyczności wyboru układu, stają się widoczne dopiero w silniku czterocyndrowym o układzie cylindrów ze schematu na rys. 5 oraz każdym innym, stanowiącym wielokrotność czwórki. Dlatego układ czterocyndrowy można nazwać bazowym modulem konstrukcyjnym. Moduł ten ma cechy konwencjonalnego układu H z wyraźnymi zaletami. Przede wszystkim osie poszczególnych cylindrów modułu czterocyndrowego mogą być dowolnie przesuwane wzdłuż osi wahacza, począwszy od układu płaskiego aż do układu pokazanego na rys. 13. W układzie płaskim oś ramienia R i osie ramion R_l wahacza leżą w jednej płaszczyźnie. To znaczy, że wymiar $l_p = 0$. Ogólnie długości ramion R_{l1} i R_{l2} mogą być różne i nie muszą leżeć w tej samej płaszczyźnie, jak również kąt δ nie musi być kątem prostym.

Po połączeniu dwóch modułów płaskich (po cztery cylindry każdy) otrzymuje się układ cylindrów R, którego widok z góry (wzdłuż osi cylindrów) ilustruje rys. 14. W płaszczyźnie prostopadłej do osi cylindrów na obu kierunkach prostopadłych odległości l między cylindrami są (lub mogą być) równe. Uwzględniając konieczność wytworzenia przestrzeni na pomieszczenie czynnika chłodzącego, wartość l może być zmniejszona tylko do pewnej granicy. Zatem znacząco wpływa na szerokość i długość silnika. Szerokość silnika można zmniejszyć (kosztem wydłużenia), wykorzystując pomysł stosowany z powodzeniem w silnikach o układzie VR, jak to przedstawiono na rys. 15. Płaszczyzny środków

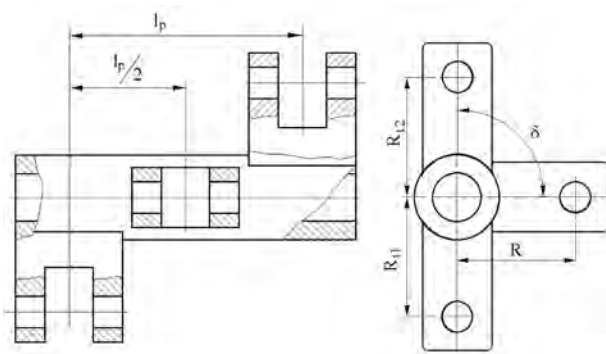


Fig. 13. Example of the rocker design
Rys. 13. Przykład konstrukcji wahacza

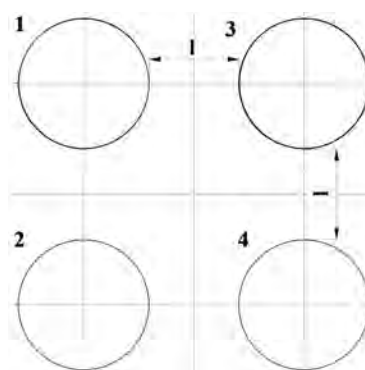


Fig. 14. R type
Rys. 14. Układ R

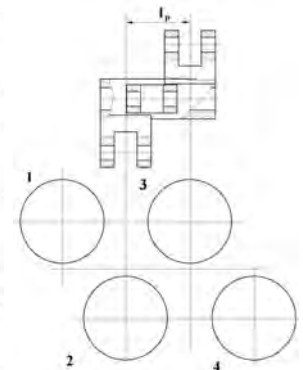


Fig. 15. Characteristic features of the V-R type
Rys. 15. Cechy układu V-R

plied in VR engines as shown in Fig. 15. The planes of the centers of arms R_1 should in this case be shifted by distance l_p (Fig. 13). Thanks to this we can obtain a very compact structure. The application of the said actions facilitates a more effective use of space designed for the engine.

We can easily observe that when arm R is made on the opposite side of the rocker (against position in Fig. 7) the rocker will perform a movement in the opposite direction. Hence, the directions of all forces change to opposite. That includes the direction of the torque generated by these forces. If, to the existing system of four cylinders, we join a similar system with a rocker built on the opposite side to the first one, we will have an eight cylinder engine where the mass forces and torques generated by them do not disappear (loading the rocker) but compensate mutually. This means they are internal – closed within the rocker. At the same time the connecting rod joining the rocker arm with the crankshaft journal and the crankshaft itself are loaded with only the resultant force of the pressure inside the combustion chamber acting on all cylinders.

Thanks to the connection of four cylinders with a single arm the crankshaft of a four-cylinder engine has a length of that of a one-cylinder engine. It is thus short and the problem of torsions and additional tensions (consequences of these torsion vibrations) disappears. The problem of torsions can only appear in a multi-cylinder system created as a multiplication of the described system.

7. Variable compression ratio

A particularly valuable feature of mechanism W may be the method of changing of the compression ratio (simple as compared with other existing solutions). The adjustment of the compression ratio in diesel engines is desirable not only for the best engine overall efficiency under variable operating conditions (the whole area of overall characteristics) but also as a successful measure of influencing the onset of combustion and the kinetics of the chemical reactions occurring during the combustion. Yet, due to design related difficulties the possibility of practical adjustment of the compression ratio on an operating engine is partly perceived as abstract. The described solution may turn out to be a design measure enabling a significant change of this state. It may become real to benefit from the advantages of the compression ratio variability. One of the most significant advantages is the extension of the range of the engine load where the courses of combustion characteristic of HCCI will be realizable. In these systems the combustion is volumetric, which is advantageous for the maximum local temperatures. In the whole chamber they are closest to the average values and the combustion generates a lower emission of NO_x . Yet, the obtainment of a homogenous mixture for a diesel engine requires a very early injection, ideally occurring already in the intake stroke. Hence, we lose control over the moment of occurrence of self-ignition, which is necessary for correct and safe engine operation. This problem can be successfully solved through adjusting of the compression ratio.

In relation to mechanism W the adjustment of the compression ratio can be obtained with several methods. The

ramion R_1 powinny być w tym przypadku przesunięte o odległość l_p (rys. 13).

Dzięki temu można uzyskać bardzo zwartą konstrukcję. Stosowanie opisanych działań ułatwia efektywniejsze wykorzystanie przestrzeni przeznaczonej na silnik.

Nietrudno zauważyć, że gdy ramię R wykonane jest po przeciwnej stronie wahacza (względem pozycji z rys. 7), to wahacz wykonywać będzie ruch w przeciwnym kierunku. Tym samym na przeciwny zmieniają się kierunki wszystkich sił i kierunek działania wytworzonego przez nie momentu obrotowego. Zatem, jeżeli do istniejącego układu czterech cylindrów dołączyć bliźniaczy układ czterech cylindrów z ramieniem wahacza wykonanym po stronie przeciwnej w stosunku do pierwszego, to powstanie silnik ośmiocylindrowy, w którym siły masowe i wytworzone przez nie momenty, wprawdzie nie znikają i tym samym obciążają wahacz, lecz wzajemnie równoważą się. To oznacza, że mają charakter wewnętrzny, zamknięty w obrębie wahacza. Jednocześnie korbówód łączący ramię wahacza z czopem korowym wału oraz sam wał korbowy obciążone są tylko wypadkową sił parcia na wszystkie tłoki ciśnienia gazów panującego w komorach spalania.

Dzięki sprzęgnięciu czterech cylindrów z jednym ramieniem wał silnika czterocylindrowego ma długość wału silnika jednocylindrowego. Tym samym jest krótki i znika problem drgań skrętnych oraz dodatkowych naprężeń, będących pochodną tych drgań. Problem drgań skrętnych może pojawić się dopiero w układzie wielocylindrowym, uzyskanym przez powielanie opisywanego układu czterocylindrowego.

7. Zmiana stopnia sprężania

Niezwykle cenną zaletą mechanizmu W może okazać się łatwy, w porównaniu do rozwiązań istniejących, sposób zmiany stopnia sprężania. Regulacja stopnia sprężania w silnikach o ZS pożądana jest nie tylko ze względu na dążenie do uzyskania jak największej sprawności ogólnej silnika w zmiennych warunkach pracy (cały obszar charakterystyki ogólnej), lecz także jako bardzo skuteczny środek oddziaływania na początek spalania i kinetykę reakcji chemicznych zachodzących podczas spalania. Jednak ze względu na trudności konstrukcyjne możliwość praktycznej regulacji na pracującym silniku dotychczas postrzegana jest częściowo jako coś abstrakcyjnego. Natomiast opisywane rozwiązanie może okazać się środkiem konstrukcyjnym umożliwiającym diametralną zmianę tego stanu. Tym samym stanie się realnym wykorzystanie zalet wynikających z regulacji stopnia sprężania. Na pierwszym miejscu wymienić można rozszerzenie zakresu obciążenia silnika, w którym uda się zorganizować przebiegu spalania, charakterystyczny dla systemów typu HCCI. W systemach tych spalanie ma charakter objętościowy, co jest korzystne ze względu na maksymalne wartości temperatur lokalnych. W całej komorze są one najbliższe wartościom średnim i spalaniu towarzyszy niska emisja NO_x . Jednak uzyskanie mieszanki homogenicznej dla silnika o ZS wymaga bardzo wczesnego wtrysku paliwa, najlepiej w suwie ssania. W związku z tym traci się kontrolę pojawienia momentu sa-

essence is the design of the rocker. The idea of one of such designs is presented in the schematics in Fig. 16 [2]. The arm (2) connecting the rocker (1) with the crankshaft does not form a monolith with the rest of the arms of the rocker.

Thanks to this we achieve an additional degree of freedom. Despite the rotational movement around the axis of the toothed shaft (3) the arm can also make a reciprocating movement in guide P of the rocker, thus working as a slider. The reciprocating movement of arm (2) along the guide is generated by a fragment of rack L made in the arm and coupled with the toothed shaft. The axis of the toothed shaft is also the axis of rotation of the rocker (performs a movement by angle β , Fig. 7). If during the swing an additional angular displacement $d\alpha$ of the toothed shaft is done then as a result of the coupling with the rack, the displacement of the rocker arm (by dx) will take place in the guide as well. The value of R will change to $R + dx$ and a change in the position will occur in TDC.

Another design of the compression ratio adjustment has been shown in Fig. 17. Here, the hub (3) of the rocker turns on a journal (2) made eccentrically on the shaft (1) (displacement of the axis of the journal against the axis of the shaft by value e). Since the rocker does not make a full revolution and the value of angle β (Fig. 2) may be smaller than $\pi/2$, during the rotation of the shaft with the eccentric the distance between axis O_s of the wristpin and axis O_w of the shaft changes. A change in radius R and, consequently piston displacement take place. If in such a case distances c and d (Fig. 2) are not changed the revolution of the shaft

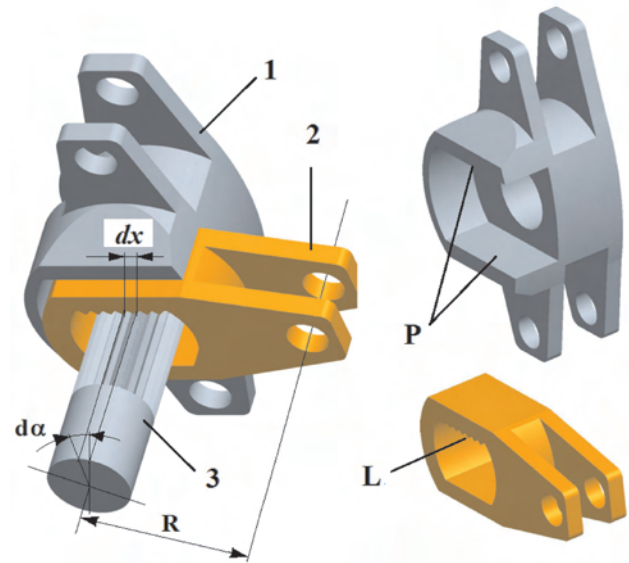


Fig. 16. Slide mechanism of the adjustment of the compression ratio [2]

Rys. 16. Przesuwany mechanizm zmiany stopnia sprężania [2]

mozapłonu, co jest niezbędne do prawidłowej i bezpiecznej pracy silnika. Problem ten może być skutecznie rozwiązany dzięki regulacji stopnia sprężania.

W odniesieniu do mechanizmu W regulację stopnia sprężania można osiągnąć kilkoma sposobami. Istota jest zawarta w konstrukcji wahacza. Ideę jednej z takich konstrukcji ilustruje schemat przedstawiony na rys. 16 [2]. Ramię (2), łączące wahacz (1) z wałem korbowym, nie tworzy monolitu z pozostałymi ramionami wahacza. Dzięki temu uzyskuje się dodatkowy stopień swobody. Oprócz ruchu obrotowego dookoła osi wałka zębatego (3) ramię to może także wykonywać ruch posuwisty w prowadnicy P wahacza, spełniającej rolę wodzika. Ruch posuwisty ramienia (2) względem prowadnicy wymuszony jest fragmentem listwy zębatej L, wykonanej bezpośrednio w ramieniu i zazębianej z wałkiem zębatym. Oś wałka zębatego jest jednocześnie osią obrotu wahacza (wykonuje obrót o kąt β , rys. 7). Jeżeli podczas ruchu wahadłowego wymuszone zostanie dodatkowe przemieszczenie kątowe $d\alpha$ wałka zębatego, to w wyniku zazębienia z listwą zębatą wymuszone zostanie także przemieszczenie ramienia wahacza w jego prowadnicy o wartość dx . Tym samym wartość R ulegnie zmianie na $R + dx$ i nastąpi zmiana położenia tłoka w GMP.

Odmienną konstrukcją umożliwiającą zmianę stopnia sprężania pokazano na rys. 17. Tutaj piasta (3) wahacza obraca się na czopie (2) wykonanym mimośrodowo na wale (1) (przesunięcie osi czopa względem osi wału o wartość e). Ponieważ wahacz nie wykonuje pełnego obrotu, a wartość kąta β (rys. 2) może być mniejsza od $\pi/2$, to podczas obrotu wału z mimośrodem zmienia się odległość osi O_s sworznia od osi O_w wału. W związku z tym następuje zmiana promienia R i, w konsekwencji, także skoku tłoka. Jeżeli w takim przypadku odległości c i d (rys. 2) nie będą zmienione, to obrót wału z mimośrodem powoduje zmianę stopnia sprężania.

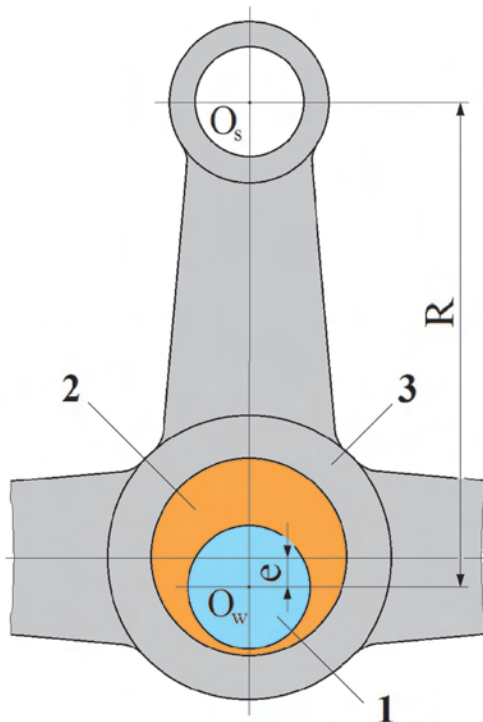


Fig. 17. Eccentric mechanism of the adjustment of the compression ratio

Rys. 17. Mimośrodowy mechanizm zmiany stopnia sprężania

with the eccentric will result in a change of the compression ratio.

8. Complexity of the design

Comparing the designs of mechanism W and mechanism K, we need to note the source of the differences. After analysis of Fig. 1 a conclusion can be drawn that there are more motion-transferring elements in mechanism W. There is the rocker (10) the connector (8) coupling the arm of the rocker with the piston and three additional kinematic assemblies: (5), (6) and (7). This forces an enlargement of the block and triggers greater complexity of the engine block and the crankcase (space is needed for the rocker, for the fitting of the bearings inside the crankcase etc.). Mechanism W has a more complex design as compared to mechanism K. We have to accept a greater complexity of the whole engine as well. An increased level of complexity will make the design technologically more difficult and thus more expensive. The above statements are obvious and do not require any additional explanation.

In light of the above a conclusion can be drawn that the complexity of the design is a sufficiently negative feature so as to disqualify mechanism W as a practical solution. As was shown earlier in the paper, however, from the complexity of this mechanism significant and positive characteristic features result, particularly the potential for the control of the functional flexibility of the piston crankshaft assembly. A skilled utilization of this potential on the engine design stage will lead to benefits that are unavailable in a conventional mechanism.

9. Conclusions

From the above-presented analysis the following characteristics of the rocker mechanism result:

1. The design of mechanism W is more complex than the design of mechanism K. No new problems that are yet to be explored in mechanism K occur. The problems that occur can thus be easily solved.
2. Having 10 (or even 12 when the non-uniformity of design is admitted) design parameters (decision variables) available, the designer can widely control function $y(\alpha)$ that describes the piston movement. This allows a flexible design of many engine properties. The values of these parameters are a design measure to influence the properties of mechanism W.
3. The confirmed flexibility of mechanism W (influencing the piston movement) may be used for the control of the non-symmetry of movement against TDC that influences the course of instantaneous values of torque and, as a consequence determines the unevenness of the engine torque.
4. The non-symmetry of the piston movement in mechanism W influences the duration of the strokes of compression and decompression and can be used to reduce the heat losses to the cooling system.
5. From the comparison of the value of average torque and indicated work of the cycle it results that the consequence of the application of mechanism W may be a

8. Złożoność konstrukcji

Porównując konstrukcję mechanizmu W z układem K, należy zwrócić uwagę na źródło różnic. Po analizie rys. 1 nasuwa się wniosek. Liczba elementów przeniesienia ruchu z tłoka na wał korbowy w mechanizmie W jest większa. Niezbędny jest wahacz (10) i łącznik (8), sprzęgający ramię wahacza z tłokiem, oraz trzy dodatkowe węzły ruchome: (5), (6) i (7). To pociąga za sobą konieczną rozbudowę i większą złożoność konstrukcji kadłuba i skrzyni korbowej silnika (wymagana jest przestrzeń na umieszczenie wahacza, do osadzenia łożysk w skrzyni itd.). W związku z powyższym mechanizm W będzie miał konstrukcję bardziej złożoną w porównaniu do układu K. Należy liczyć się także z bardziej złożoną konstrukcją całego silnika. Zwiększony stopień złożoności konstrukcji uczyni ją trudniejszą technologicznie i w konsekwencji droższą. Przytoczone stwierdzenia są oczywiste i jako takie nie wymagają uzasadnienia.

Wobec powyższego nasuwa się wniosek, że większa złożoność jest cechą na tyle negatywną, że powinna dyskwalifikować konstrukcję mechanizmu W jako rozwiązanie praktyczne. Jednak, jak wykazano wyżej, ze złożoności wynikają istotne i pozytywne cechy, a przede wszystkim potencjał w zakresie kształtowania elastyczności funkcjonalnej mechanizmu korbowo-tłokowego. Umiejętne wykorzystanie tego potencjału na etapie projektowania silnika pozwoli uzyskać korzystne właściwości, nieosiągalne w mechanizmie konwencjonalnym.

9. Podsumowanie

Z przedstawionej wyżej analizy wynikają następujące cechy wahaczowego mechanizmu korbowego:

1. Konstrukcja mechanizmu W jest bardziej złożona niż konstrukcja układu K. Jednak nie pojawiają się problemy nowe, nieznanne w układzie K. W związku z tym bez trudu mogą być rozwiązane.
2. Dysponując dziesięcioma (lub nawet dwunastoma w sytuacji dopuszczenia niejednorodności konstrukcji) parametrami konstrukcyjnymi o charakterze zmiennych decyzyjnych, konstruktor może w znacznym zakresie kształtować funkcję $y(\alpha)$, opisującą ruch tłoka. To z kolei umożliwia elastyczne kształtowanie wielu właściwości silnika. Wartości tych parametrów są środkiem konstrukcyjnym oddziaływania na właściwości mechanizmu W.
3. Wykazana elastyczność mechanizmu W w zakresie oddziaływania na ruch tłoka może być wykorzystana do kształtowania niesymetrii ruchu względem GMP, która wpływa na przebieg chwilowych wartości momentu obrotowego i w konsekwencji determinuje nierównomierność momentu obrotowego silnika
4. Niesymetria ruchu tłoka w mechanizmie W wpływa na czas trwania suwów sprężania i rozprężania i może być wykorzystana do zmniejszenia strat ciepła do układu chłodzenia.
5. Z porównania wartości średniego momentu obrotowego i pracy indykowanej obiegu wynika, że po zastosowaniu mechanizmu W oczekiwać można zwiększenia momentu obrotowego silnika, co jest korzystne z dynamicznego

- higher torque (advantageous in terms of dynamics) and an increase in indicated work. The results of the evaluation of the indicated work for random values of the design parameters of mechanism W show that we can also expect an increase in the overall engine efficiency.
6. In mechanism W of the basic system of four cylinders of uniform design the inertia forces fully compensate.
 7. An invaluable feature of mechanism W is the possibility of multiple reduction of the piston force acting on the cylinder liner (as compared to mechanism K). Thanks to this the friction force between the piston and the cylinder liner will decrease many times (the main component of the motion resistance in the engine), which should result in a growth of the engine mechanical efficiency despite an increase in the number of kinematic pairs.
 8. In comparison to mechanism K in mechanism W the solution of the compression ratio variation is much simpler. From the presented examples of a simplified design realizing the change of the compression ratio results that we can consider a continuous change of compression ratio in the whole engine work area (similar to the adjustment of the injection angle). Hence, we will get a possibility of the control of the self ignition angle and an extension of the engine work area where HCCI combustion is realized.
 9. Mechanism W has a shorter crankshaft. In a four-cylinder base engine the crankshaft has only one crank. For this reason we can practically skip the analysis of torsions that is necessary in multi-cylinder straight engines (starting from four cylinders).
 10. Only the resultant force of the forces generated in the four cylinders acts on the crankshaft journal in mechanism W.
- punktu widzenia, oraz zwiększenia pracy indykowanej. Wynik obliczenia pracy indykowanej dla przypadkowych wartości parametrów konstrukcyjnych mechanizmu W wskazuje, że oczekiwać można także zwiększenia sprawności ogólnej silnika.
6. W mechanizmie W bazowego układu czterech cylindrów przy jednorodnej konstrukcji siły bezwładności w pełni równoważą się.
 7. Bardzo cenną zaletą mechanizmu W jest możliwość wielokrotnego, w porównaniu z układem K, zmniejszenia siły nacisku tłoka na gładź. Dzięki temu zmniejszy się także wielokrotnie siła tarcia tłoka o gładź, główny składnik oporów ruchu silnika, co powinno skutkować wzrostem sprawności mechanicznej silnika mimo zwiększenia liczby ruchomych węzłów.
 8. W porównaniu do układu K w mechanizmie W zdecydowanie łatwiej można rozwiązać problem regulacji stopnia sprężania. Z przedstawionych przykładów uproszczonej konstrukcji realizującej zmianę stopnia sprężania wynika, że można myśleć realnie o ciągłej regulacji stopnia sprężania w całym obszarze pracy silnika na podobieństwo regulacji np. kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa. Dzięki temu stanie się możliwa regulacja kąta samozapłonu i rozszerzenie obszaru pracy silnika, w którym realizowane jest spalanie typu HCCI
 9. W mechanizmie W wymagany jest krótszy wał korbowy. W czterocyndrowym silniku bazowym wał posiada tylko jedno wykorbienie. Z tego powodu praktycznie można pomijać analizę drgań skrętnych, niezbędną w rzędowych silnikach wielocyndrowych (począwszy od czterech cylindrów).
 10. Na czop korbowy wału korbowego w mechanizmie W działa tylko wypadkowa sił generowanych w czterech cylindrach.

Bibliography/Literatura

- [1] Szymkowiak M., Szymkowiak Sz., Nowak M.: Tłokowe urządzenie z komorami sprężająco-rozprężającymi. Zgłoszenie patentowe nr P387065.
- [2] Szymkowiak M., Szymkowiak Sz., Nowak M.: Urządzenie tłokowe z komorami sprężająco-rozprężającymi ze zmiennym stopniem sprężania. Zgłoszenie patentowe nr P394283.
- [3] Szymkowiak M., Szymkowiak Sz., Nowak M.: Urządzenie tłokowe z komorami sprężająco-rozprężającymi. Zgłoszenie patentowe nr 402224.
- [4] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. WKiŁ, Warszawa 1983.
- [5] Praca zbiorowa: Poradnik matematyczny. PWN, Warszawa 1980.
- [6] Wiśniewski S.: Wymiana ciepła. PWN, Warszawa 1979.

Władysław Kozak, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Władysław Kozak – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: wladyslaw.kozak@put.poznan.pl



Development of automotive emissions testing equipment and test methods in response to legislative, technical and commercial requirements

Legislation regarding the reduction of harmful exhaust emissions, greenhouse gases and fuel consumption is one of the strongest drivers of development in automobile design. Strict legislation requires changes to engine calibration and hardware, but also to test facilities and emissions analysis systems; indeed, emissions standards in the European Union (EU), USA and Japan determine not only maximum permissible emissions factors, but also emissions testing methods and laboratory design. This paper is a continuation of [1], and presents the most recent additions to BOSMAL's emissions testing laboratory – a recently-installed analyzer bench for modal raw exhaust measurement at both pre- and post-catalytic converter sampling locations, as well as EGR ratio calculation, are described in the context of its sophisticated emissions measurement facilities and the increasingly complex testing demands of vehicle and aftertreatment system manufacturers.

Key words: emissions testing, test laboratory, regulated emissions, cold start, alternative fuel

Rozwój aparatury i metod badawczych emisji związków szkodliwych spalin samochodowych w aspekcie wymagań prawnych, technicznych i ekonomicznych

Zmiany w przepisach dotyczących obniżenia emisji związków szkodliwych spalin, gazów cieplarnianych, a także zmniejszenia zużycia paliwa są obecnie jednymi z najważniejszych czynników wpływających na kierunki rozwoju motoryzacji. Coraz bardziej wymagające normy emisji zmuszają do dokonania zmian nie tylko w konstrukcji i regulacji silników spalinowych, ale także w wyposażeniu badawczym i aparaturze pomiarowej stosowanych w laboratoriach prowadzących badania rozwojowe samochodów i silników. W Unii Europejskiej, USA i Japonii przepisami prawnymi objęte są nie tylko maksymalnie dopuszczalne poziomy emisji, ale także metody badań emisji związków szkodliwych spalin i wyposażenie laboratorium pomiarowego. Artykuł ten jest kontynuacją poprzedniej pracy [1] i prezentuje najnowsze modyfikacje i uzupełnienia w wyposażeniu badawczo-pomiarowym w laboratorium badania emisji związków szkodliwych spalin i stosowanych metodach pomiarowych – przede wszystkim nowo zainstalowany zestaw analizatorów służący do modalnych pomiarów spalin nierozcieńczonych przed i za reaktorem katalitycznym, a także do pomiaru stopnia recyrkulacji spalin EGR) – w kontekście coraz bardziej złożonych wymagań dotyczących emisji związków szkodliwych z samochodów wyposażonych również w nowe rozwiązania układów katalitycznego oczyszczania spalin.

Słowa kluczowe: badania emisji spalin, laboratorium badawcze emisji spalin, limity emisji, zimny rozruch silnika, paliwa alternatywne

1. Introduction

1.1. Legislation and political pressures as drivers of automotive emissions testing

Concern regarding the impact of the transport sector on air quality and greenhouse gas emissions remains high, both to the public in general, and particularly to legislators. Road transport remains one of the largest single sources of CO₂ emissions in the EU [2, 3]. Finite resources of liquid fossil fuels and the harmful emissions associated with the combustion of such fuels – together with international commercial competition – are the major factors driving automotive vehicular development. The main trends in engine and vehicle design are currently driven by the requirements of legislation concerning harmful exhaust emissions and reducing carbon dioxide (CO₂) emissions. Vehicular transport is one of the biggest sources of harmful emissions and major changes in engine and vehicle design have been observed in the past few

1. Wprowadzenie

1.1. Przepisy prawne i polityczne uwarunkowania jako czynniki wpływające na rozwój metod badań emisji z pojazdów samochodowych

Zainteresowanie związane z wpływem sektora transportu na jakość powietrza i emisję antropogeniczną gazów cieplarnianych stale wzrasta – zarówno w opinii publicznej, jak i w organach ustawodawczych. Transport drogowy pozostaje jednym z największych źródeł emisji CO₂ w Unii Europejskiej [2, 3]. Ograniczone zasoby paliw płynnych i wydzielanie szkodliwych gazów związane ze spalaniem tych paliw, wraz ze wzrostem międzynarodowej konkurencji w sprzedaży samochodów, stanowią najważniejsze czynniki wpływające na kierunki rozwoju przemysłu samochodowego. Podstawowe trendy w konstrukcji silników i całych pojazdów są obecnie bardzo zależne od wymagań norm emisji substancji szkodliwych spalin, a także przepisów do-

years in response to emissions reduction legislation (in the EU: the introduction of the Euro 5 standard's restrictions over the years 2009/2011, and the scheduled introduction of Euro 6 in 2014/2015). An additional factor is widespread pressure for the reduction of greenhouse gases, mostly by reduction of CO₂ emissions, but increasingly with attention also paid to other greenhouse gases released as a result of incomplete combustion (such as CH₄) and side reactions which can occur within aftertreatment systems (such as N₂O and NO₂).

Such external pressures drive research and development work on new low-emission vehicles, the use of alternative fuels, new types of engines and increasing the efficiency of engines currently produced. Thus, emissions testing – to quantify emissions of harmful compounds, CO₂, fuel consumption, as well as measurements of the efficacy of devices designed to combat such emissions – has never been more important for the industry and for the engineering and scientific communities as a whole. In addition to being a necessary requirement for the introduction of new models and conformity of production testing, such advanced research methods can provide fascinating and valuable insights into the formation of pollutants and the fluxes of heat and chemical species through a vehicle's powertrain.

Maximum emission factors in the Euro 5 standard represent a significant reduction in comparison to the Euro 4 standard (decreases range from 20 to 80 per cent). Some of these maximum permissible masses per kilometre will be reduced still further upon the entry into force of Euro 6. The Euro 6 standard will require passenger cars and light commercial vehicles (LCV) to have combined emissions of HC, CO, NO_x and PM of under 1 gram per kilometre (for CI engines), and 1.16 g/km (for SI engines), which presents a design challenge both in terms of engines and aftertreatment systems, and emissions analysis systems and automotive testing facilities. The lower emission factors specified in recent and future legislation require high-sensitivity detection methods, to minimize the effect caused by measurement uncertainties. This general requirement for statistical significance and accuracy is likely to be echoed in the EPA's forthcoming '1065' light duty test procedure. In addition to progressively stricter emissions limits, efforts are underway to make testing procedures more representative of real-world conditions. One effect of efforts in this area has been the introduction of cold-start testing at low ambient temperatures in EU, EPA and CARB legislation. Type approval legislation requirements for testing at -7 °C [4] and -6.7 °C [5, 6] necessitate facilities for simulation of such conditions on demand, all year round.

Legislative testing requirements represent only the tip of the iceberg – reduced emissions limits necessitate research and development work in order to meet these standards. Knowledge of forthcoming emissions standards is imperative for the laboratory design process; in addition, fuel specifications and fuel quality standards, (together with megatrends such as engine downsizing and the use of alternative fuels) should be monitored in order to prepare test facilities which fully meet the needs of the industry [2, 3].

tyczących redukcji emisji dwutlenku węgla (CO₂). Transport samochodowy jest jednym z największych źródeł szkodliwej emisji spalin i w ciągu ostatnich kilku lat zaobserwowano zmiany w konstrukcji silników spalinowych, będące odpowiedzią na prawne wymagania redukcji emisji (w Unii Europejskiej wprowadzenie normy Euro 5 w latach 2009/2011 i zapowiadana na lata 2014/2015 norma Euro 6). Dodatkowym czynnikiem wpływającym na zmiany konstrukcyjne pojazdów jest wzrost nacisku na redukcję gazów cieplarnianych, przede wszystkim przez obniżenie emisji CO₂, ale także przez zwrócenie uwagi na inne gazy cieplarniane wytwarzane jako efekt niecałkowitego spalania (takie, jak CH₄), a także będące wynikiem reakcji ubocznych występujących w systemie oczyszczania spalin (jak N₂O i NO₂).

Powyższe czynniki ukierunkowują badania i działania rozwojowe na pracę nad nowymi pojazdami o niskiej emisji, stosowanie paliw alternatywnych, wprowadzanie nowych, bardziej ekologicznych typów silników, a także zwiększanie sprawności silników już istniejących. Wynika z tego, że jeszcze nigdy testy emisji, w których wykonywany jest pomiar wagowy i zliczanie cząstek stałych, pomiar ilości wytworzonego CO₂, zużycia paliwa, a także badań sprawności podzespołów ograniczających emisję, nie były tak istotne z punktu widzenia przemysłu i nauki. Zaawansowane metody badań emisji mogą dostarczać cennych wniosków dotyczących formowania się i przemieszczania zanieczyszczeń pochodzących od spalin silnikowych i strumieni ciepła przez jednostkę napędową pojazdu.

Maksymalne limity emisji zawarte w normie Euro 5 są znacznie niższe w stosunku do poprzedniej normy Euro 4 (redukcja od 20 do 80 %). Część z tych limitów (dozwolonej masy cząstek spalin na kilometr) będzie ponownie obniżona wraz z wprowadzeniem normy Euro 6. Norma ta będzie wymagała od samochodów osobowych i lekkich pojazdów użytkowych, aby łączna emisja HC, CO, NO_x i cząstek stałych była poniżej 1 grama na kilometr dla pojazdów z silnikami ZS i 1,16 gram na kilometr dla samochodów z silnikami ZI, co stanowi duże wyzwanie dla konstrukcji silników, systemów oczyszczania spalin, a także dla metod i aparatury pomiarowej. Obniżenie limitów określone w aktualnych i przyszłych normach wymaga stosowania metod wykrywania związków szkodliwych cechujących się dużą dokładnością pomiaru, aby zminimalizować niepewności pomiaru. Główne wymagania dotyczące znaczenia statystycznej analizy wyników i dokładności pomiarów będzie przedstawione przez Agencję Ochrony Środowiska USA w mającej się wkrótce ukazać procedurze '1065' dla lekkich pojazdów samochodowych. W związku z coraz surowszymi normami emisji, większą wagę przywiązuje się także do tego, by testy badawcze prowadzone były w warunkach jak najbardziej zbliżonych do naturalnych. Efektem takiego podejścia stało się wprowadzanie metodyki badawczej dla samochodu przy rozruchu zimnego silnika w niskich temperaturach otoczenia w Unii Europejskiej, EPA i CARB. Wprowadzenie wymagań dla badań w temperaturze otoczenia -7 °C [4] i -6,7 °C [5, 6] zmuszają laboratoria badawcze do dostosowania się do tych warunków i posiadania możliwości prowadzenia takich badań przez cały rok.

This paper presents an in-depth analysis of various facets and implications of the aforementioned themes, using the ongoing development of BOSMAL's exhaust emissions laboratory [1] as a concrete example of the trends and processes which commonly occur in the field of automotive emissions testing.

1.2. Cold start testing as a driver of automotive emissions testing

Cold start emissions behaviour represents perhaps the greatest single issue for emissions control regarding passenger cars, and a key theme for the development of affective aftertreatment systems. Before an engine of any type can perform useful work, it must be started. In the case of passenger cars, each journey (or segment of a journey) necessitates a start-up event. The first phase of the NEDC test (the UDC) essentially consists of a cold start and a period of engine warm-up (Fig. 1). These start-up events are significant in terms of emissions and fuel consumption, with a strong dependency on the temperature of the engine. Cold start can be defined as when an engine is started with the temperatures of the oil, coolant and all elements of the engine (T) at the ambient temperature (T_a) [cold start (7)]. During hot start, the temperature of all these elements will be very close to those observed during fully warmed-up operation (T_w). The term 'cool start' can be used to refer to intermediate temperatures (i.e. $T_a < T < T_w$). One to two cold starts are experienced by each passenger car on most days; around 69 % of all journeys begin with a cold or cool start [7]. Cool and cold starts represent a significant challenge in terms of forming combustible mixtures while maintaining exhaust emissions and fuel consumption at reasonable levels, and this problem becomes progressively worse with reducing ambient temperatures. Compression ignition (CI) engines are widely recognised as exhibiting lower excess emissions associated with cold start at low ambient temperatures than spark ignition (SI) engines [7], and have not (yet) been targeted in European Union (EU) legislation aimed at limiting excess emission during these events. However, CI engines do exhibit deteriorations in emissions and fuel consumption during cold start. Recent publications of note have examined this phenomenon [7 – 9], and future legislation may yet require a low ambient temperature cold start test for passenger cars with CI engines.

Currently, European Union type-approval (TA) requirements set limits of emissions of hydrocarbons (HC) and carbon monoxide (CO) for testing at -7 °C, for SI vehicles only. (An additional

Coraz ostrzejsze wymagania ustawowe dotyczące testów emisji związków szkodliwych spalin są sporym wyzwaniem dla laboratoriów badawczych prowadzących pomiary w tym zakresie – obniżone limity emisji wymuszają prowadzenie prac rozwojowych, które pozwolą na spełnianie tych wymagań. Wiedza o planowanych i wprowadzanych normach w dziedzinie emisji spalin jest kluczowa dla procesu projektowania laboratoriów badawczych. Dodatkowymi czynnikami są wprowadzane nowe specyfikacje paliw silnikowych i ich normy jakości (razem z trendami w konstrukcji silników spalinowych, jak downsizing silników i stosowanie paliw alternatywnych). Wszystkie te tendencje muszą być stale monitorowane celem możliwie szybkiego przygotowywania laboratoriów badawczych spełniających wymogi ustawodawców i przemysłu [2, 3].

W artykule tym zaprezentowano dogłębną analizę różnych aspektów i konsekwencji ostatnio wprowadzanych zmian w przepisach i metodykach badawczych emisji związków szkodliwych spalin z podjazdów samochodowych na przykładzie modernizacji przeprowadzonych w laboratorium badania emisji Instytutu BOSMAL [1], jako konkretnego przykładu wdrażania tych tendencji i procesów, które powszechnie występują w dziedzinie badania emisji w motoryzacji.

1.2. Testy emisji po rozruchu zimnego silnika jako kierunek badań samochodów

Emisja związków szkodliwych podczas zimnego rozruchu silnika jest najważniejszym problemem związanym z kontrolą emisji spalin w samochodach osobowych, który musi być rozwiązany przez producentów silników, a także stanowi klucz do rozwoju systemów katalitycznego oczyszczania spalin. W odniesieniu do samochodów osobowych

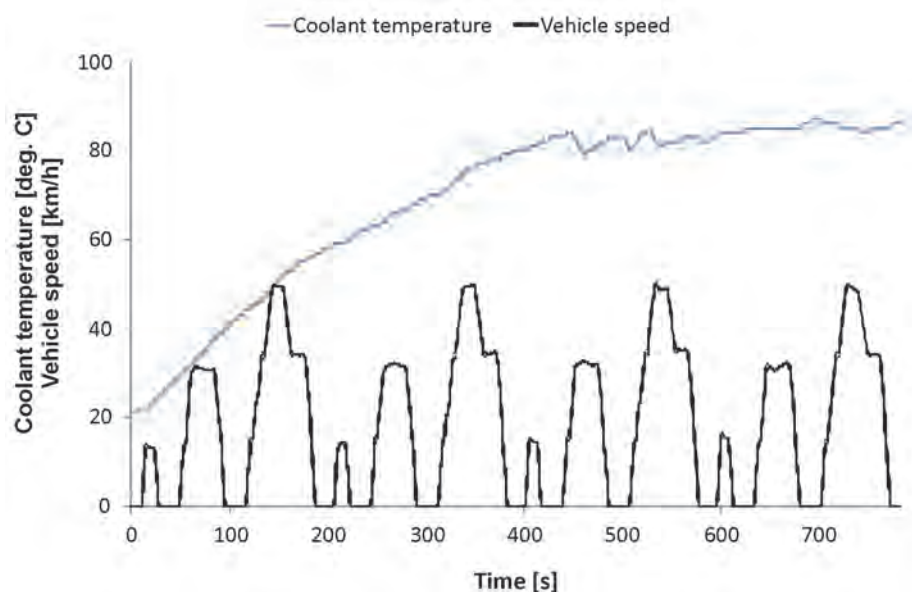


Fig. 1. Engine coolant temperature and vehicle speed for a vehicle with a small displacement SI engine tested at 24 °C over the first phase of the NEDC (the UDC; also used for Type VI testing at -7 °C)

Rys. 1. Temperatura płynu chłodzącego i prędkość jazdy pojazdu z silnikiem o zapłonie iskrowym badanego w temp. 24 °C podczas pierwszej fazy testu NEDC (faza UDC; wykorzystywana także podczas próby typu VI w temperaturze -7 °C)

requirement is now in place for type-approval testing of CI vehicles, which requires that the NO_x aftertreatment device reaches “a sufficiently high temperature for efficient operation” within 400 seconds following cold start at -7°C .) Federal US legislation requires a CO test at 20°F (-6.7°C). In 2004 the state of California set limits for HC, CO and NO_x for all SI vehicles, with testing performed at 10°C . Since 1996, Californian legislation has also required a CO test for SI vehicles at 10°C , with an upper limit of 10 grams/mile. In addition to these legal testing requirements for SI vehicles, performing tests at a various ambient temperatures is of interest in multiple areas, such as: fuel research, catalyst research, powertrain development and research into regulated and unregulated emissions and ‘real-world’ emissions behaviours. Cold start testing has been identified as an activity of prime importance for manufacturers of vehicles with SI engines [10]. While the introduction of progressively stricter emissions standards and a cold start test at -7°C have themselves had a great impact on the testing requirements of manufacturers of engine, vehicle and aftertreatment systems, measures to control emissions and fuel consumption during cold start have increased the number of system parameters, thereby causing a further increase in testing requirements [10]. Given the complexity of these systems, and the low emissions limits, the ability to collect data on engine out emissions, catalyst efficiency, catalyst temperature, etc, in addition to ‘traditional’ bag-sampled tailpipe emissions is a distinct advantage. Forearmed with this knowledge, BOS-MAL commissioned a test facility capable of creating a wide range of ambient temperatures [1], in order to fulfil the needs of its customers, as well as its own scientific investigations. Additionally, the laboratory is now equipped with analysers for continuous and modal analysis of undiluted exhaust gas emissions at sampling locations both upstream and downstream of any aftertreatment device(s), thereby enabling greater insight into cold start emissions from a range of vehicles, fuel types, control strategies, etc.

2. Characteristics of the upgraded laboratory

2.1. General description and capabilities

The laboratory is an advanced, climate-controlled facility for performing emissions, fuel consumption and performance tests over a range of driving cycles and a broad range of ambient conditions. Emissions testing is carried out with the aid of sampling bags, raw and diluted modal analysis and a dilution tunnel (for use with CI and SI vehicles). These facilities permit the execution of a wide range of emissions tests, including:

- CVS bag diluted and raw tailpipe emissions testing to international standards [4, 11]
- modal analysis of diluted and raw tailpipe gases
- modal analysis of raw exhaust sampled from two locations (nominally pre cat & post cat, but the sampling locations are flexible)
- measurement and archival of temperatures from up to eight thermocouples mounted at different locations on the vehicle and on the exhaust line

każda podróż (lub fragment podróży) wymaga operacji uruchomienia silnika samochodu. Pierwsza faza testu NEDC (UDC) składa się z rozruchu zimnego silnika i okresu, w którym silnik się nagrzewa (rys. 1). Rozruch silnika ma szczególne znaczenie w aspekcie emisji i zużycia paliwa, przy ścisłym związku z temperaturą silnika, przy której silnik jest uruchamiany. O „zimnym rozruchu” mówi się wtedy, gdy silnik uruchamiany jest z temperaturą oleju, płynu chłodzącego i elementów silnika (T) w temperaturze otoczenia (T_a) [7]. Podczas „gorącego rozruchu” temperatura wszystkich elementów silnika, oleju i płynu chłodzącego jest bliska temperaturze panującej podczas pracy w pełni rozgrzanego silnika (T_w). Termin „chłodnego rozruchu” oznacza z kolei rozruch w temperaturach pośrednich ($T_a < T < T_w$). Najczęściej każdy użytkownik samochodu wykonuje jeden lub dwa zimne rozruchy dziennie – ok. 69 % wszystkich podróży zaczyna się od uruchomienia zimnego silnika [7]. Rozruchy zimnego i nienagrzanego silnika stanowią poważne problemy w kontekście formowania mieszanki palnej, przy jednoczesnym utrzymywaniu emisji i zużycia paliwa na rozsądnym poziomie, a znaczenie tego problemu wzrasta wraz ze spadkiem temperatury otoczenia, w którym silnik jest uruchamiany i samochód będzie wykonywał jazdę.

Ponieważ silniki o zapłonie samoczynnym cechują się mniejszą emisją związaną z zimnym rozruchem w niskich temperaturach otoczenia niż silniki o zapłonie iskrowym [7], nie zostały więc jeszcze ustalone w Unii Europejskiej normy dotyczące emisji tych silników dla niskich temperatur, trwają jednak prace w tym zakresie. Problemem, który występuje podczas rozruchu i nagrzewania silników z zapłonem samoczynnym jest natomiast zużycie paliwa. W ostatnio publikowanych pracach badano to zjawisko [7–9] i przyszłe normy dotyczące rozruchu w niskich temperaturach otoczenia dla samochodów z silnikami o zapłonie samoczynnym wydają się nieuniknione.

Aktualne przepisy homologacyjne samochodów osobowych (TA) Unii Europejskiej zawierają również limity emisji węglowodorów i tlenków węgla w testach UDC przy temperaturze prowadzenia badań -7°C tylko dla pojazdów z silnikami o zapłonie iskrowym. Obecnie dodatkowe wymaganie homologacyjne odniesiono do silników o zapłonie samoczynnym. Polega ono na osiągnięciu przez układy katalitycznego oczyszczania spalin z tlenków azotu temperatury umożliwiającej wydajną pracę w ciągu 400 sekund od zimnego rozruchu. Federalne przepisy amerykańskie wymagają testów na określenie emisji tlenku węgla przy 20°F ($-6,7^\circ\text{C}$). W roku 2004 w stanie Kalifornia ustanowiono limity dla emisji HC, CO i NO_x dla wszystkich silników o zapłonie iskrowym przy temperaturze prowadzenia badań (10°C). Od roku 1996 kalifornijskie normy wymagały, aby testy emisji CO przy 10°C dawały rezultat poniżej 10 gramów na milę. Oprócz prawnych wymagań dotyczących badań samochodów z silnikami ZI, wykonywanie testów w różnych temperaturach otoczenia jest przedmiotem zainteresowania wielu dziedzin, takich jak: rozwój paliw, reaktorów katalitycznych, jednostek napędowych, a także badań emisji związków normowanych i nie-

- measurement of the air-fuel ratio and calculation of λ and the EGR percentage
- catalytic converter efficiency testing (and determination of light-off time) for elimination of HC, CH₄, NMHC, CO, NO, NO₂ and NO_x
- CO₂ emissions and fuel consumption measurement according to EU standards [12, 13]
- opacity measurements according to EU standards [11, 12]
- gravimetric and numerical quantification of particulate matter emission according to [4, 13]
- measurement of unregulated compounds such as N₂O, NH₃ using an additional analyser (AVL AMAi60)

A schematic diagram of the upgraded laboratory is presented in Fig. 2.

2.2. Climatic chamber

The base of the laboratory is a climatic chamber within which emissions, fuel consumption and performance measurements are performed at temperatures ranging from -35 °C to +60 °C (Fig. 3). Such a temperature range far exceeds current legislative requirements; the 95 °C temperature range capability is a response to the current and future requirements of engine and vehicle development projects, cold startability at low temperatures, etc, and oil, fuel and catalyst manufacturers' testing demands. The chamber is equipped with temperature and humidity control systems, which facilitate the maintenance of the desired temperature and humidity levels. During operation of the chamber, (including during the execution of emission and vehicle performance tests), the chamber permits:

normowanych oraz rzeczywistych emisji samochodowych. Rozruch zimnego silnika został zidentyfikowany jako zdarzenie wysokiej wagi dla producentów silników o zapłonie iskrowym [10]. Przy okazji wdrażania coraz surowszych standardów emisji spalin, które miały ogromny wpływ na producentów silników spalinowych, konstrukcję systemów recyrkulacji i katalitycznego oczyszczania spalin, okazało się, że podczas zimnych rozruchów należy kontrolować o wiele więcej parametrów jednocześnie niż podczas innych stanów pracy silnika, co wymaga konieczność zwiększenia wymagań badawczych.

Biorąc pod uwagę złożoność tych systemów i niskie limity emisji, możliwość rejestrowania danych emisji silnika, sprawności i temperatury reaktora katalitycznego itp. jest bardzo istotną korzyścią, oprócz tradycyjnego pomiaru opartego na analizie z worków. W laboratorium emisji w BOSMAL istnieje możliwość regulacji dowolnej temperatury otoczenia, przy której wykonuje się badania emisji związków szkodliwych [1], przede wszystkim aby zaspokoić potrzeby klientów, ale także by poszerzyć własną wiedzę na temat rzeczywistej emisji samochodowej. Obecnie laboratorium emisji wyposażone jest w zestawy analizatorów do prowadzenia ciągłej i modalnej analizy nierozcieńczonych i rozcieńczonych spalin w dowolnym miejscu próbkowania przed i za każdym układem oczyszczania spalin, co umożliwia dokładniejszą analizę emisji podczas zimnych rozruchów dla pojazdów z silnikami różnych typów napędzanymi różnymi paliwami.

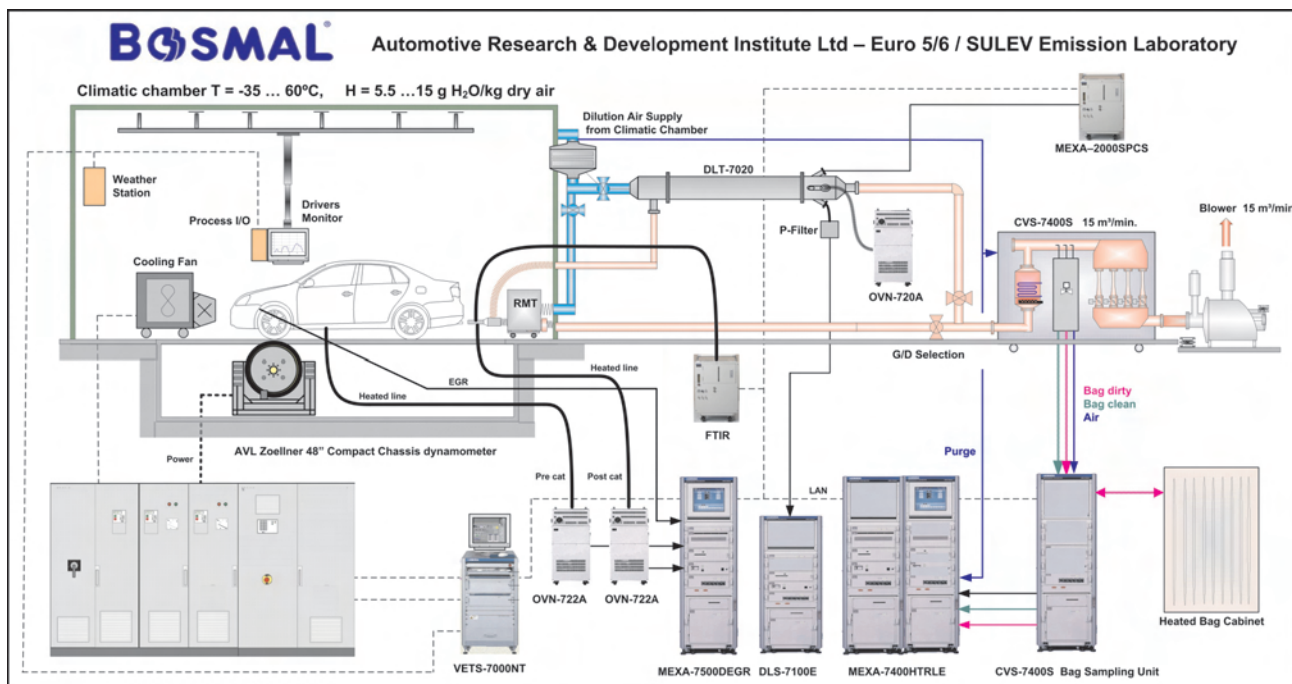


Fig. 2. Schematic diagram of the upgraded laboratory, showing the climatic chamber, chassis dynamometer, dilution tunnel, emissions sampling bags and all analysers, including the recently-added modal raw exhaust analyzer lines

Rys. 2. Schemat zmodyfikowanego laboratorium emisji z komorą klimatyczną, hamownią podwoziową, tunelem rozcieńczającym spaliny powietrzem, workami na próbki spalin, analizatorami spalin wraz z nowo dodanym zestawem analizatorów do analizy modalnej spalin nierozcieńczonych

- temperature control over the range $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$
- control accuracy (temperature tolerance): $\pm 1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (under static conditions, with zero heat load); $\pm 1.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (during emissions tests); $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (during performance tests)
- control over the humidity value during emissions tests: from 5.5 to 15.0 grams of water per kilogram of dry air at temperatures ranging from $+20$ to $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$
- variation in humidity level: $\leq 5\%$
- temperature gradient (with the chamber empty): $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ per minute during warm-up and cool-down phases.

The chamber control software permits the execution of user-defined automated programmes, so that stabilisation of the temperature in the chamber can be achieved well before any testing begins (Fig. 4). The chamber roof features standard lamps to provide even illumination throughout the chamber, but may be upgraded to include high-power solar lamps in the future, as required for the EPA's supplemental air conditioning test cycle ('SC03'), performed at a temperature of $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ [5].

The laboratory's chassis dynamometer (AVL Zoellner 48" compact) is mounted in the chamber floor (see Fig. 3). Fully integrated in the laboratory management system (HORIBA VETS), it permits the execution of a wide range of driving cycles (NEDC, UDC, FTP-75, US06, SC03, HWFET, etc; new cycles can be rapidly implemented through additions to the software – a preliminary version of the forthcoming WLTC cycle has already been added). This device, and its computer control system have been described more fully elsewhere [1].

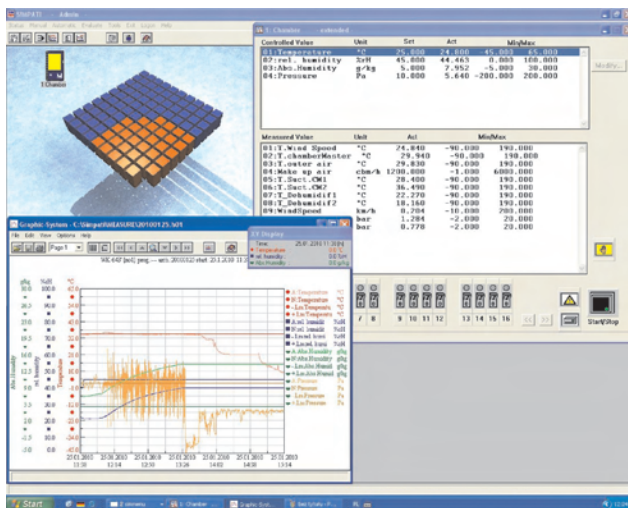


Fig. 4. Simpati climatic chamber control software

Rys. 4. System kontroli komory klimatycznej Simpati

2.3. Upgraded emissions testing system

The laboratory features an emissions analysis consisting of a CVS-CFV sampling system together with a dilution tunnel, a particulate sampling system, a particle number counting system, a set of exhaust analysers (Fig. 6) for



Fig. 3. Internal view of the climatic chamber, showing the windspeed fan and driver's aid mounted in front of a vehicle positioned on the chassis dynamometer

Rys. 3. Komora klimatyczna z wentylatorem chłodzącym samochód i monitorem z przebiegiem cyklu jezdowego, zamontowanym przed samochodem stojącym na hamowni podwoziowej

2. Opis wprowadzonych modernizacji w laboratorium badania emisji spalin

2.1. Możliwości badawcze laboratorium

Laboratorium emisji zostało zbudowane w klimatyzowanym pomieszczeniu do prowadzenia testów jezdnych samochodu, w którym zamontowana jest hamownia podwoziowa i które służy do prowadzenia testów emisji związków szkodliwych w spalinach, zużycia paliwa i osiągow samochodu podczas różnych cykli jezdnych, które mogą być wykonywane się w szerokim zakresie temperatur otoczenia. Testy emisji typu homologacyjnego wykonuje się z wykorzystaniem specjalnych worków z tworzywa sztucznego (tedlar) do pobierania próbek spalin rozcieńczonych powietrzem z otoczenia, a także tunelu rozcieńczającego (dla silników zarówno z zapłonem iskrowym, jak i z zapłonem samoczynnym). Laboratorium jest przystosowane do prowadzenia bardzo różnorodnych typów badań:

- badania próbki spalin rozcieńczonych powietrzem z wykorzystaniem układu CVS oraz badania spalin nierozcieńczonych zgodnie z międzynarodowymi przepisami [4, 11]
- analiza modalna spalin rozcieńczonych i nierozcieńczonych
- pomiary spalin nierozcieńczonych w dowolnym punkcie w układzie wylotowym silnika (głównie przed i za reaktorem katalitycznym)
- pomiary i archiwizacja temperatur z 8 możliwych do umieszczenia na układzie wylotowym termopar
- pomiary stosunku powietrza i paliwa dostarczanych do silnika oraz obliczanie współczynnika nadmiaru powietrza λ i stopnia recyrkulacji spalin EGR
- pomiary skuteczności konwersji reaktora katalitycznego oraz określanie czasu light off w celu utleniania i redukcji związków szkodliwych (HC, CH_4 , NMHC, CO, NO, NO_2 i NO_x)

Table 1. Component detection ranges of the exhaust gas analysis system

Tabela 1. Zakresy pomiarowe zastosowanych analizatorów spalin w systemie pomiarowym emisji związków szkodliwych

MEXA 7400 HTRLE + MEXA 7500 DEGR Emissions Analysis System													
Line		Low Emission		Diluted		CO2Tracer		PreCat		PostCat		EGR	
Component (detection principle)		Range		Range		Range		Range		Range		Range	
		lowest	highest	lowest	highest	lowest	highest	lowest	highest	lowest	highest	lowest	highest
CO (NDIR)	Low [ppm]	0-10	0-500	0-50	0-2500	-	-	0-50	0-5000	0-50	0-5000	-	-
	High [%]			0-0.5	0-12			0-0.5	0-12	0-0.5	0-12		
CO ₂ (NDIR) [%]		0-0.5	0-20	0-0.5	0-20	0-0.5	0-20	0-0.5	0-20	0-0.5	0-20	0-0.5	0-20
O ₂ (MPA) [%]		-	-	-	-	-	-	0-1	0-25	-	-	-	-
NO _x (CLD)	Low [ppm]	0-1	0-50	0-10	0-500	-	-	0-10	0-10000	0-10	0-10000	-	-
	High [ppm]	0-100	0-1000	0-1000	0-10000			0-10	0-10000	0-10	0-10000		
NO (CLD) [ppm]		-	-	-	-	-	-	0-10	0-10000	0-10	0-10000	-	-
THC Gasoline (FID)	Low [ppmC1]	0-1	0-50	0-10	0-500	-	-	-	-	-	-	-	-
	High [ppmC1]			0-1000	0-50000								
THC Diesel (HFID)	Low [ppmC1]	-	-	0-10	0-500	-	-	-	-	-	-	-	-
	High [ppmC1]			0-1000	0-50000								
CH ₄ (GC-FID) [ppm C1]		0-1	0-500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
THC (HFID) [ppmC1]		-	-	-	-	-	-	0-10	0-50000	0-10	0-50000	-	-
THC / CH ₄ (HFID) [ppmC1]		-	-	-	-	-	-	0-10	0-50000	0-10	0-50000	-	-

simultaneous measurement of carbon monoxide, carbon dioxide, total hydrocarbons, non-methane hydrocarbons, methane and oxides of nitrogen (NO+NO₂), (Fig. 5, Tab. 1) and another exhaust analyser system (for measurement of raw HC, CH₄, NMHC, CO, CO₂, O₂, NO, NO₂, NO_x and the EGR percentage) all controlled by the laboratory management system VETS (Vehicle emissions testing system). Figure 6 and 7 show an overview of the upgraded system. Sample bags for the sampling of ambient and exhaust air are housed in a heated, insulated unit maintained at 35 °C to prevent condensation (Fig. 8). Analysers for measuring raw emissions of THC, CH₄ and NO_x are sited separately from the main analyser racks (Fig. 9).

Two independent sampling lines for exhaust gases were previously installed: a separate line for SI engines with a mixing tee; and a second for CI engines with a dilution tunnel [1]. In the recent upgrade, heated lines for the sampling of raw exhaust gases are installed in the chamber, of sufficient length to test all types of vehicles up to 3500 kg, both front- and rear-wheel drive. One of the design criteria for the laboratory was the possibility of adding extra modules to fulfil additional analytic requirements. The laboratory has already been used in conjunction with a standalone NH₃ analyser for the ammonia emissions analysis from CI and SI automobile engines (especially fuelled with CNG) [14], as well as an FTIR analyser (for quantification of a wide range of regulated and unregulated exhaust gas compounds) [15]. A particle size classifier could also be added to the dilution tunnel for research and development purposes which focus on Diesel and direct injection (DI) SI engines and their respective particulate traps.

VETS7000NT control software maintains the analysers and their various activities during testing and analysis of bag emissions, such as zeroing, spanning, etc (Fig. 10).

- pomiary emisji CO₂ i zużycia paliwa zgodnie z przepisami UE [12, 13]
- pomiary nieprzeźroczystości spalin zgodnie z przepisami UE [11, 12]
- masowy pomiar emisji cząstek stałych i określanie liczby emitowanych cząstek stałych według [4, 13]
- pomiary związków nieobjętych limitami emisji w przepisach, takich jak N₂O, NH₃ przy użyciu dodatkowego analizatora (AVL AMAi60).

Schemat zmodyfikowanego laboratorium jest przedstawiony na rys. 2.

2.2. Komora klimatyczna

Komora klimatyczna stanowi podstawową część laboratorium. W szerokim zakresie temperatur (od -35 °C do +60 °C, rys. 3) bada się w niej emisję związków szkodliwych spalin, zużycie paliwa i osiągi silnika i samochodu. Zakres ten wykracza poza obecne wymagania przepisów dotyczących emisji, ale jest bardzo przydatny w prowadzonych pracach rozwojowych nad nowymi i modernizowanymi pojazdami i ich silnikami. Szeroki zakres temperatur otoczenia, w których mogą być prowadzone badania (95 °C) jest odpowiedzią na obecne i przyszłe wymagania badawcze producentów silników, olejów smarujących, paliw i reaktorów katalitycznych. Komora pomiarowa wyposażona jest w systemy kontroli temperatury i wilgotności powietrza, które dają możliwość utrzymywania żądanej temperatury i wilgotności z dużą dokładnością. Podczas pracy komory (włącznie z prowadzeniem testów emisji i badaniami osiągow pojazdu), jest możliwa:

- kontrola temperatury powietrza w komorze w zakresie od -35 °C do +60 °C
- dokładność ustawień (tolerancja temperatury): ±1,0 °C (w warunkach statycznych, bez wydzielania ciepła);



Fig. 5. Screenshots from the MEXA7000HRTLE (left) and MEXA7500DEGR (right) control systems, showing Bag LE, Diluted, PreCat and PostCat lines

Rys. 5. Ekrany komputerów sterujących pracą analizatorów spalin MEXA7000HRTLE (po lewej) i MEXA7500DEGR (po prawej) przedstawiające następujące linie analizatorów: Bag LE, Diiluted (pomiar spalin rozcieńczonych), PreCat (przed reaktorem katalitycznym) i PostCat (za reaktorem katalitycznym)

The VETS system automates the signal sent to the driver's aid, and includes options for testing over all the test cycles previously mentioned. Additionally, the software monitors chamber environmental parameters (temperature, pressure, humidity) as well as ambient concentrations of HC, CO, NO_x etc. within the chamber to ensure that each test is safe, reliable, repeatable and thoroughly documented. This software also handles the indirect measurement of emissions which are calculated mathematically, rather than measured directly, shown in simplified form in equations 1 & 2:

$\pm 1,2^{\circ}\text{C}$ (w czasie testów emisyjnych); $\pm 2^{\circ}\text{C}$ (w czasie prób osiągow pojazd)

- kontrola wilgotności powietrza podczas testów emisyjnych: od 5,5 do 15,0 g wody na kilogram suchego powietrza w zakresie temperatur od $+20$ do $+35^{\circ}\text{C}$



Fig. 6. View of the operator's workstation in the upgraded laboratory, showing the analyser racks (left), including the recently added MEXA7500DEGR bench; and the monitors of the computer control systems (left to right: raw emissions, bag and diluted emissions, VETS control system, chassis dynamometer control system, climatic chamber control system; above: chamber CCTV monitor)

Rys. 6. Pomieszczenie operatora w laboratorium emisji przedstawiające zestawy analizatorów (po lewej), razem z nowym zestawem MEXA7500DEGR oraz monitory komputerowych systemów kontroli (od lewej do prawej: linia spalin surowych PreCat i PostCat, linie BagLE i Diiluted, system zarządzania pomiarami VETS, system kontroli hamowni podwozowej, system kontroli komory klimatycznej, powyżej – system monitorowania komory)



Fig. 7. MEXA-7400HRTLE (left) and MEXA-7500DEGR (right) Emissions Analysis systems

Rys. 7. Zestaw analizatorów MEXA-7400HRTLE (po lewej) i MEXA-7500DEGR (po prawej)



Fig. 8. Sample bags within their climate-controlled enclosure

Rys. 8. Worki na próbki spalin umieszczone w klimatyzowanej obudowie



2.4. Facilities for accurate measurement of particulate mass and number at low emission levels

Euro 5b emissions legislation introduced a particulate number (PN) limit in the range of particle diameters 23 – 300 nm in addition to the particulate mass (PM) limit for vehicles with CI engines. Quantification of particle numbers in automotive exhaust is a more formal, rigorous metric than measuring exhaust gas opacity [2], and shows better repeatability than mass based measurements at very low emission levels, especially for CI engines equipped with a diesel particulate filter (DPF). The particle number count-

- zmienność wilgotności: $\leq 5\%$
- gradient temperatury (w pustej kabinie): $0,5\text{ }^\circ\text{C}$ na minutę podczas faz nagrzewania i schładzania.

Oprogramowanie systemu komputerowego sterującego funkcjonowaniem komory klimatycznej pozwala na wykonanie zdefiniowanych przez użytkownika zautomatyzowanych działań, tak by stabilizacja temperatury mogła być osiągnięta przed rozpoczęciem jakiegokolwiek testu badawczego (rys. 4). Na wewnętrznej części dachu komory zamontowane są standardowe lampy do zapewnienia równomiernego oświetlenia w kabinie, ale mogą one być zastąpione lampami solarnymi dużej mocy, tak jak jest to niezbędne podczas specjalnego testu emisji dla układów klimatyzacji samochodu, wymaganego przez EPA/CARB(‘SC03’), który jest wykonywany w temperaturze otoczenia $35\text{ }^\circ\text{C}$ [5].

W podłodze laboratorium emisji zainstalowana jest hamownia podwoziowa (AVL Zoellner 48” compact), co w połączeniu z systemem zarządzania pomiarami HORIBA VETS NT pozwala na wykonanie wielu różnorodnych badawczych cykli jezdnych (NEDC, UDC, FTP-75, US06, SC03, HWFET i innych); nowe cykle jezdne mogą być szybko zaimplementowane przez możliwe zmiany w oprogramowaniu – wstępna wersja nowo planowanego cyklu WLTC została ostatnio dodana do zakresu wykonywanych testów. Hamownia podwoziowa i jej komputerowy system sterujący dokładnie opisano w publikacji autorów tej pracy [1].

2.3. Rozbudowa systemu pomiarowego do badań emisji związków szkodliwych spalin

Laboratorium badania emisji spalin wyposażone jest w rozbudowany zestaw do pomiarów emisji związków szkodliwych spalin. Składa się on z układu próbkowania spalin CVS-CFV wraz z tunelem rozcieńczającym spaliny powietrzem i systemem próbkowania cząstek stałych, urządzenia do pomiaru liczby cząstek stałych – PN, zestawu analizatorów spalin (rys. 6.) do pomiarów stężenia tlenku węgla, dwutlenku węgla, węglowodorów THC, metanu, węglowodorów niemetanowych NMHC, tlenków azotu ($\text{NO} + \text{NO}_2$) (rys. 5, tab. 1). Nowym elementem systemu pomiarowego jest dodatkowy zestaw analizatorów służący do pomiaru stężenia HC, CH_4 , NMHC, CO, CO_2 , O_2 , NO, NO_2 , NO_x w nierozcieńczonych spalinach i stopnia recyrkulacji spalin EGR. Wszystkie pomiary i badania emisji związków szkodliwych spalin zarządzane są przez



Fig. 9. Two views of the dilution tunnel (facing downstream), showing the heated OVN units for measuring emissions of THC, CH_4 and NO_x positioned under the tunnel

Rys. 9. Tunel rozcieńczający spaliny wraz z podgrzewanymi zestawami analizatorów do pomiaru emisji THC, CH_4 i NO_x umieszczonymi pod tunelem

ing system installed in 2010 is described in [1] and shown in Fig. 11. In addition to testing activities on CI engines, as required by Euro 5b legislation, this device has also recently been used to measure the particle number emissions from SI engines operating on various fuel types [16, 17], and to investigate emissions from DI SI engines (in connection with – and anticipation of – the upcoming PN limits for this engine type) [18].

New Euro 5b and Euro 6 emission legislations also require increased accuracy of particulate samples filter weighing, as well as specially equipped climatic rooms in which to install the microbalance for filter weighing. The climatic chamber for stabilisation and weighing of PM membrane filters for use in emission tests has been described previously [1], and is shown in Fig. 12. The temperature inside the chamber is maintained within the range 20 °C – 30 °C (with a tolerance of ± 2 °C), and the humidity is maintained within

komputerowy system sterowania pomiarami w laboratorium emisji VETS. Rysunki 6 i 7 przedstawiają widok ogólny układu sterowania i zarządzania pomiarami w laboratorium emisji. Worki pomiarowe, do których próbkuje się gazy spalinowe rozcieńczone powietrzem zamontowane są w specjalnej obudowie, w której temperatura utrzymywana jest na poziomie 35 °C w celu zapobiegania kondensacji niektórych węglodorów (rys. 8). Analizatory mierzące stężenie THC, CH₄ i NO_x w gazach nierozcieńczonych umieszczone są w oddzielnych jednostkach przystosowanych do próbkowania gazów przez podgrzewane przewody (rys. 9).

W pierwszym etapie inwestycji w laboratorium zostały zainstalowane dwie niezależne linie do próbkowania spalin: osobna linia dla silników o zapłonie iskrowym o niskiej emisji (LE) oraz druga linia dla silników o zapłonie samoczynnym [1]. Obecna modernizacja układu pomiarowego emisji spalin objęła instalację dodatkowych linii pomiarowych do

analizy nierozcieńczonych (surowych) spalin, składających się z analizatorów i linii grzanych o wystarczającej długości, umożliwiającej badania dowolnego pojazdu o masie do 3500 kg, zarówno z napędem na przednią, jak i tylną oś.

Jednym z kryteriów technicznych przy planowaniu budowy i wyposażenia laboratorium emisji była możliwość dodawania do niego nowych elementów wyposażenia celem sprostanienia rosnącym wymaganiom w zakresie wprowadzania nowych metod pomiarowych w badaniach emisji spalin. Wyposażenie laboratorium ostatnio uzupełniono o analizator NH₃ dla umożliwienia badań emisji amoniaku w samochodach osobowych zarówno z silnikami o zapłonie samoczynnym, jak i z silnikami o zapłonie iskrowym, szczególnie zasilanymi CNG [14]. Prowadzono również pomiary z użyciem analiza-

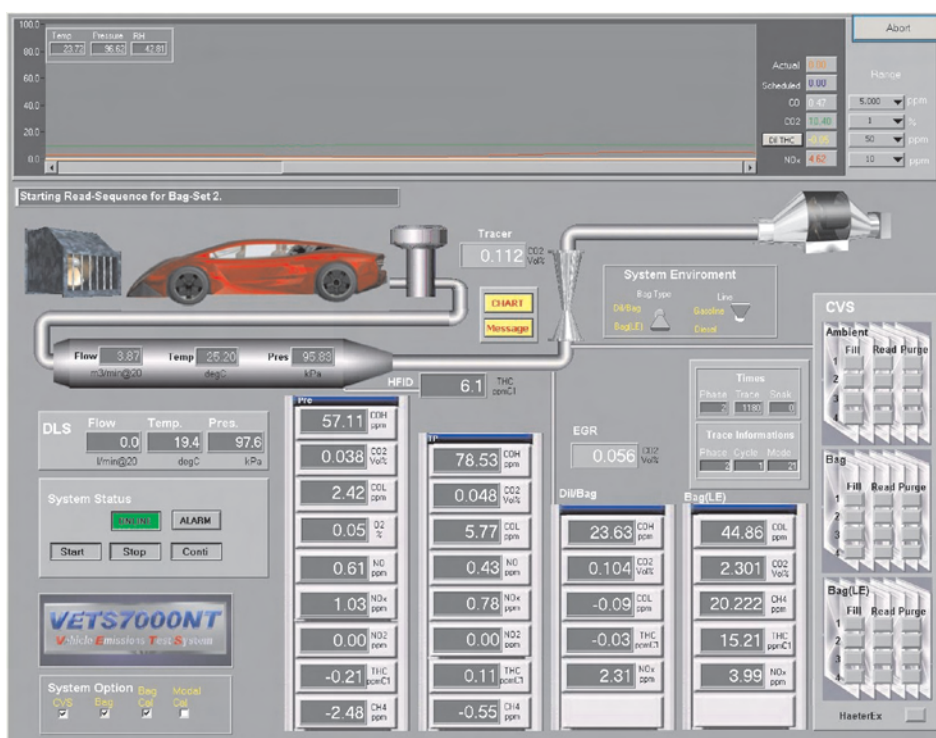


Fig. 10. Screenshot from VETS during emissions testing on a Diesel vehicle, showing online values for the Pre-cat, Post-cat and Diluted emissions analysis systems, as well as environmental parameters from the constant volume sampling system

Rys. 10. Ekran systemu VETS podczas testu emisji samochodu z silnikiem o zapłonie samoczynnym, przedstawiający rzeczywiste wartości stężeń mierzonych związków dla wszystkich punktów pomiarowych, jak również parametry mieszaniny spalin z powietrzem przepływającej przez system poboru spalin

the range 35 % – 55 % (with a tolerance ± 6 %), throughout the prescribed stabilisation and weighing periods for the PM membrane filter.

The chamber features another recent addition to the range of equipment for the analysis of PM emissions – a Sartorius MSE2.7S ultramicrobalance, added February 2012 (Fig. 13).

tora FTIR, umożliwiającego analizę emisji wielu regulowanych i nieregulowanych związków szkodliwych spalin [15]. W przyszłości w celu prowadzenia zaawansowanych prac badawczo-rozwojowych, w szczególności analizy paliw do silników ZS, silników ZI z wtryskiem bezpośrednim, a także badania filtrów cząstek stałych DPF zainstalowany obecnie licznik cząstek stałych może być uzupełniony o urządzenie do określania średnic i powierzchni tych cząstek.

This advanced balance, designed and produced with the needs of the automotive testing process in mind, can measure objects of mass 0 – 2.1 g. In the relevant range the balance has a rated accuracy of 0.0001 mg. The balance features an advanced levelling system, environmental stability monitoring and a sealable weighing crucible – all crucial tools for



Fig. 11. Dilution tunnel (looking upstream), showing the filter cartridge installation (left), the heated particulate number counter sample transfer tube (blue), the heated HFID transfer tube (black), and the HORIBA 2000-SPCS PN counter (foreground)

Rys. 11. Tunel rozcieńczający, pokazujący sposób zainstalowania filtrów do pomiaru masy cząstek stałych, grzaną linię poboru cząstek (niebieską) do licznika cząstek stałych, grzaną linię poboru spalin (czarną) do analizatora HFID oraz licznik cząstek stałych HORIBA 2000-SPCS

achieving accurate quantification of the δ_{mass} of the filter when testing vehicles featuring particle filters, where δ_{mass} over the entire driving cycle can be very small indeed – on the order of 0.5 % of the mass of the filter itself.

3. Summary

On-going trends towards cleaner vehicles require accurate quantification of ever-decreasing concentrations of regulated pollutants. This trend, together with legal measures to reduce fuel consumption and general pressure to develop alternative powertrain concepts, are profoundly affecting the way in which vehicles are tested, as well as the facilities and equipment used in the testing process. CO₂ emissions

Oprogramowanie sterujące pomiarami Horiba VETS7000NT zarządza działaniem analizatorów spalin i ich różnorodnymi funkcjami podczas testów emisji – m.in. takimi jak sprawdzanie zera i wartości maksymalnej stężenia gazu (rys. 10). System VETS przetwarza sygnał wysyłany do układu zadawania prędkości jazdy dla kierowcy (zmiany prędkości pojazdu w czasie, zmiany biegów) dla wszystkich cykli jezdnych wymienionych poprzednio. Dodatkowo system zarządzania monitoruje parametry otoczenia (temperaturę, ciśnienie, wilgotność), a także stężenia HC, CO, NO_x i innych związków w powietrzu w otoczeniu (w komorze badawczej laboratorium), aby zapewnić odpowiednie bezpieczeństwo, wiarygodność i powtarzalność każdego testu badawczego. Daje także możliwość akwizycji wszystkich zebranych danych. Oprogramowanie służy również do obliczania emisji danego związku w sposób pośredni, przez obliczanie z zadanych formuł matematycznych, jeśli nie ma możliwości badania ich bezpośrednio. Uproszczone równania, to równania (1) i (2).

2.4. Pomiary masy i liczby cząstek stałych

Wymagania Euro 5b, dotyczące badania emisji związków szkodliwych z pojazdów samochodowych o masie całkowitej do 3500 kg, wprowadziły obowiązek określania nie tylko masy emitowanych cząstek (PM), którą określa się metodą wagową przez pomiar masy cząstek osadzonych na filtrach zestawu próbkującego pobierającego spaliny z tunelu rozcieńczającego (rys. 11), ale także liczby cząstek stałych (PN) w przedziale ich średnic 27 – 300 nm dla samochodów z silnikami ZS. Pomiar liczby cząstek stałych w spalinach samochodów z silnikami spalinowymi ZS wyposażonymi w filtry cząstek stałych (DPF) jest o wiele bardziej dokładny niż pomiar masy emitowanych cząstek, ze względu na trudności z dokładnym określeniem masy cząstek samochodów niskoemisyjnych. Charakteryzuje go przy tym większa powtarzalność pomiarów przy niskich poziomach emisji cząstek stałych [2]. Urządzenie do zliczania cząstek stałych zainstalowano w laboratorium emisji w 2010 r. (rys. 11), a jego opis znajduje się w artykule autorów tej pracy [1]. Poza testami silników o zapłonie samoczynnym urządzenie to jest używane również do pomiaru ilości cząstek stałych w spalinach z silnika o zapłonie iskrowym z wtryskiem bezpośrednim paliwa, także przy zastosowaniu różnych rodzajów paliw [16, 17] (w związku z planowanym wprowadzeniem limitów PN dla silników ZI z wtryskiem bezpośrednim benzyny w wymaganiach Euro 6) [18].

Również nowe wymagania dotyczące badania emisji (Euro 5b i Euro 6) zmuszają do zwiększenia dokładności przy ważeniu filtrów z próbkami cząstek stałych i stawiają zaostrome wymagania odnośnie do samej procedury ważenia filtrów. Klimatyzowane pomieszczenie wagowe do stabilizacji i ważenia membranowych filtrów cząstek stałych przedstawiono na rys. 12. Temperatura w pomieszczeniu może być utrzymywana w zakresie od 20 °C do 30 °C (z tolerancją ±2 °C), a wilgotność pomiędzy 35 % a 55 % (z tolerancją ±6 %) podczas stabilizacji i ważenia filtrów.

Pomieszczenie wagowe uzupełniono w bieżącym roku o nową ultramicro wagę typu Sartorius MSE2.7S (rys. 13).

reduction is a challenge for the industry, driven by political, economic and technical factors. Ambitious mid- and long-term fleet average CO₂ emissions targets represent multiple difficulties for vehicle manufacturers, requiring considerable R&D investment. Simultaneously, emissions regulation is becoming more stringent, with new pollutant compounds to analyse and test for: particle number (to become more important than PM mass), with NO₂, N₂O, NH₃, CH₄ and specific organic compounds as potential candidates for EU legislation [19–22].

Despite these two existential threats, IC engines appear highly likely to remain the most important power source for land transport, and development of these engines requires sophisticated test methods and very well-equipped laboratories, in order to meet these twin challenges. The design process must reflect the fact that an engine is no longer simply a collection of moving metallic components – fuels, lubricants and aftertreatment systems must be borne in mind during the engine design, development and testing processes. Further development of modern IC engine technology

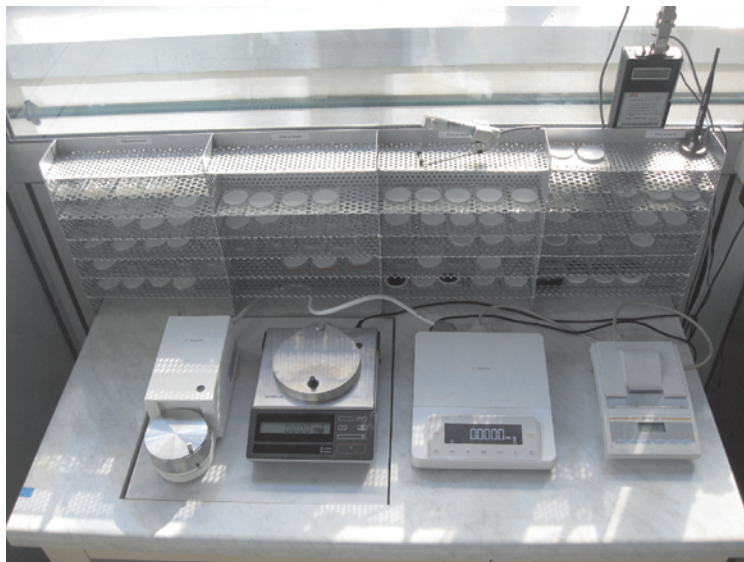


Fig. 13. Foreground, from left to right: Sartorius ultramicrobalance MSE2.7S – measuring unit, Sartorius M5P-000V001 balance, Sartorius ultramicrobalance MSE2.7S – analysing unit and data printer; background: filter conditioning racks, thermohygrometer unit

Rys. 13. Na pierwszym planie od lewej do prawej: ultramikro waga Sartorius MSE2.7S-moduł pomiarowy, mikro waga Sartorius M5P-000V001, ultramikro waga Sartorius MSE2.7S-moduł analizujący oraz drukarka danych. W tle: regał na filtry i termohigrometr

require enforced development tests in topical issues at the very heart of automotive development, including regulated and unregulated emissions [14, 15]; alternative and gaseous fuels [15–19]; cold start [7, 20] to undertake quantitative research in areas which are key to the development of the automotive industry, the engine oil and fuel industries, their suppliers, and other allied areas. Catalytic aftertreatment systems remain very important for the reduction of emissions, provided that they remain practical and cost-effective.



Fig. 12. The balance, filter conditioning racks and filter cartridges in the climate controlled weighing chamber

Rys. 12. Wagi i regał do sezonowania filtrów w klimatyzowanym pomieszczeniu wagowym

Jest to bardzo zaawansowana technicznie waga. Została zaprojektowana i wykonana na potrzeby spełnienia wymagań przy badaniu zanieczyszczeń emitowanych ze źródeł motoryzacyjnych. Umożliwia ona ważenie obiektów o masie od 0 do 2,1 g z dokładnością do 0,0001 mg. Waga wyposażona jest w zaawansowany system podnoszenia szalki, monitoring stabilności otoczenia, a także szczelną komorę pomiarową – wszystkie niezbędne elementy do uzyskiwania dokładnych pomiarów masy cząstek stałych na filtrze, której wartość podczas całego cyklu jeźdnego może być naprawdę mała, np. około 0,5 ‰ masy całego filtra.

3. Podsumowanie

Zmniejszenie globalnej, antropogenicznej emisji CO₂ jest wyzwaniem dla przemysłu motoryzacyjnego spowodowanym czynnikami politycznymi, ekonomicznymi i technicznymi. Osiągnięcie średnio- i długoterminowych poziomów średniej emisji flotowej CO₂ jest bardzo skomplikowanym i kosztownym procesem dla producentów pojazdów, wymagającym zwiększonego inwestowania w prace badawczo-rozwojowe. Jednocześnie przepisy dotyczące emisji szkodliwych składników spalin stają się coraz bardziej restrykcyjne, wliczając nowe związki chemiczne, które będzie należało poddać analizie: liczba cząstek stałych (obecnie ważniejsza niż masa cząstek), tlenki azotu, takie jak: NO, NO₂, N₂O, amoniak – NH₃, CH₄, specyficzne związki organiczne, które potencjalnie mogą znaleźć się w nowych przepisach (Euro 7, Tier 3, LEV III) dotyczących ograniczania emisji w krajach EU i USA [18, 21–24].

Pomimo wyzwań dotyczących konieczności dalszego ograniczania emisji związków szkodliwych i emisji CO₂, silniki spalinowe prawdopodobnie przez jeszcze wiele dziesięcioleci pozostaną najważniejszym źródłem napędu stosowanym w transporcie drogowym, a ich rozwój będzie

Similarly, biofuels and advanced lubricants will also be vital tools in our campaign to reduce harmful emissions, GHG emissions, and increase the security and sustainability of the transportation energy supply. All of these “weapons” in the fight to reduce harmful emissions and GHG emissions come with their own unique testing requirements.

The introduction of new, ever more stringent emissions standards, such as Euro 6, Euro 7, globally-harmonised limits (the WLTP) and local limits (city/local authority vehicle restrictions) [18, 21, 22] necessitate continuous financial and intellectual investment in emissions testing systems, technical know-how and thorough knowledge of test procedures [21 – 24]. In addition to changes to testing hardware and its control software, test methods must be continually evaluated and developed, in concert with the demands of relevant legislation and private customers’ expectations and test specifications [21 – 24]. The rapid integration of these latest additions to the laboratory testifies to its fulfilment of the laboratory’s design criterion that it be modular and upgradeable. Based on the success of the recent installations, in future further modules and upgrades could be added, to enable quantification of as yet unregulated compounds, based on the new emissions requirements and worldwide automotive market expectation.

Abbreviations/Skróty i oznaczenia

CARB	California Air Resources Board/ <i>Kalifornijska Rada Ochrony Powietrza</i>
CI	Compression ignition/ <i>silniki z zapłonem samoczynnym – ZS</i>
CNG	Compressed natural gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>
CVS	Constant volume sampling/ <i>pobieranie próbek stałej objętości</i>
DI	Direct injection/ <i>wtrysk bezpośredni</i>
DPF	Diesel particulate filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>
EPA	Environmental Protection Agency/ <i>Agencja Ochrony Środowiska USA</i>
EU	European Union/ <i>Unia Europejska</i>
GHG	Greenhouse gas emissions/ <i>emisja gazów cieplarnianych</i>
nm	nanometer/ <i>nanometr</i>
PM	Particulate mass/ <i>masa cząstek stałych</i>
PN	Particle number/ <i>liczba cząstek stałych</i>
PNC	Particle number counter/ <i>licznik cząstek stałych</i>
ppm	Parts per million/ <i>części na milion</i>
SI	Spark ignition/ <i>silniki o zapłonie iskrowym – ZI</i>
SI DI	Spark ignition direct injection/ <i>silniki benzynowe o wtrysku bezpośrednim</i>
VETS	Vehicle emissions testing system/ <i>system badania emisji pojazdów</i>
WLTP	Worldwide harmonized light-duty test procedures/ <i>nowa procedura badania emisji z lekkich pojazdów samochodowych</i>

Bibliography/Literatura

[1] Bielaczyc P., Szczotka A., Pajdowski P., Woodburn J.: Development of vehicle exhaust emission testing methods – BOS-MAL’s new emission testing laboratory. *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*, 1/2011 (144), 3-12, 2011.

wymagał stosowania skomplikowanych metod badawczych i bardzo dobrze wyposażonych laboratoriów, by sprostać tym wymaganiom. Proces projektowania silnika powinien odzwierciedlać fakt, iż silnik spalinowy nie jest już tylko zestawem poruszających się części mechanicznych – układy zasilania paliwem i powietrzem, układy smarowania i oleje smarne. Także systemy oczyszczania spalin są integralną częścią silnika i muszą być projektowane wspólnie oraz razem poddawane badaniom. Dalszy rozwój konstrukcji silników spalinowych wymaga intensywnych prac badawczych nad takimi problemami, jak emisja po rozruchu zimnego silnika [7, 20], obniżanie poziomu emisji innych składników spalin, obecnie nielimitowanych [14, 15], wzrost zainteresowania paliwami alternatywnymi i gazowymi i badania ich wpływu na poziom emisji związków szkodliwych w spalinach [15 – 19]. Nowe technologie dotyczące konstrukcji reaktorów katalitycznych i nowych stopów metali szlachetnych, które są obecnie rozwijane, zapewnią systemom katalitycznego oczyszczania spalin znaczące miejsce w zmniejszaniu całkowitej emisji spalin z silnika. Podobnie wzrost znaczenia biopaliw i zaawansowane technologicznie oleje smarne będą również znacząco wpływały na obniżenie uciążliwej emisji spalin, emisji gazów cieplarnianych (GHG) i zwiększenie bezpieczeństwa energetycznego oraz bardziej oszczędnego użytkowania zasobów paliw przez sektor transportu.

Wprowadzanie nowych, coraz surowszych norm ograniczania emisji samochodowej jak Euro 6, Euro 7, standardów globalnych (WLTP) i lokalnych (restrykcje w miastach dotyczące wjazdu i ruchu pojazdów) [18, 21, 22], wymagają nieustannych inwestycji związanych z wyposażeniem laboratoriów do badań emisji, zdobywaniem wiedzy technicznej na temat nowych metod analizy spalin, a także znajomości procedur umożliwiających ich badanie [21 – 24]. W celu sprostania wymaganiom prawnym metody badawcze muszą być stale oceniane i rozwijane w związku ze stałymi zmianami zarówno aparatury pomiarowej, jak i stosowanych programów komputerowych. Możliwość szybkiej integracji nowych układów pomiarowych zamontowanych w laboratorium badania emisji związków szkodliwych spalin samochodowych dowodzi spełnienia kryterium projektowego dotyczącego modularnej budowy laboratorium i możliwości jego dalszego rozwoju, co jest niezbędne w rywalizacji na międzynarodowym rynku motoryzacyjnym w badaniach i rozwoju nowoczesnych konstrukcji silników spalinowych i pojazdów samochodowych, bardziej przyjaznych środowisku naturalnemu i oszczędniejszych pod kątem zużycia paliwa.

[2] Bielaczyc P.: Exhaust pollutants and CO2 emissions reduction as the main drivers of automobile powertrain development. *Proceedings of The First International Exhaust Emissions Symposium, Bielsko-Biala, Poland, May 2010.*

- [3] Bielaczyc P., Woodburn J.: Global trends in emissions regulation and reduction. *Combustion Engines/ Silniki Spalinowe*, Paper 2010-SS3-301, 3/2010 (142), 3-27, 2010.
- [4] Commission Regulation (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. *Official Journal of the European Union*, L199, 1-136, 28.7.2008.
- [5] California Air Resources Board Exhaust Emission Standards and Test Procedures for 2001 and Subsequent Model Passenger Cars, Light-Duty Trucks, and Medium-Duty Vehicles. Last amended: 02.12.2009. Available online: <http://www.arb.ca.gov>
- [6] United States Code of Federal Regulations, Title 40, Chapter I, Parts 81-99, revised as of 1 July 2010. Available online: <http://ecfr.gpoaccess.gov>
- [7] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J.: The effect of a low ambient temperature on the cold-start emissions and fuel consumption of passenger cars. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 225, 9 2011. DOI: 10.1177/0954407011406613.
- [8] Weilenmann M. et al.: Regulated and nonregulated diesel and gasoline cold start emissions at different temperatures. *Atmos. Environ.*, 2005, 39, 2433-2441.
- [9] Weilenmann M., Favez, J.-Y., Alvarez R.: Cold-start emissions of modern passenger cars at different low ambient temperatures and their evolution over vehicle legislation categories. *Atmos. Environ.*, 2009, 43, 2419-2429.
- [10] Andrianov D., Manzie C., Brear M.: A Methodology for Minimising Emissions Constrained Cold Start Fuel Consumption, SAE Technical Paper 2012-01-0894, 2012, DOI: 10.4271/2012-01-0894.
- [11] United Nations Economic Commission for Europe, Regulation no. 101, series 05.
- [12] Council Directive 80/1268/EEC of 16 December 1980 on the approximation of the laws of the Member States relating to the fuel consumption of motor vehicles. *Official Journal L* 375, 36-45.
- [13] United Nations Economic Commission for Europe Regulation no. 83 Series 05 Rev.1/Add.82/Rev.3/Amend.4.
- [14] Bielaczyc P., Szczotka A., Swiatek, A., Woodburn J.: A comparison of ammonia emission factors from light-duty vehicles operating on gasoline, liquefied petroleum gas (LPG) and compressed natural gas (CNG), *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 5(2):2012, DOI:10.4271/2012-01-1095.
- [15] Bielaczyc P., Klimkiewicz D., Pajdowski P., Szczotka A., Woodburn J.: An examination of the effect of ethanol-gasoline blends' physicochemical properties on emissions from a light-duty spark ignition engine. : *Fuel Processing Technology FUPROC3532*, DOI: 10.1016/j.fuproc.2012.07.030.
- [16] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J.: A study of gasoline-ethanol blends influence on performance and exhaust emissions from a light-duty gasoline engine, SAE Technical Paper 2012-01-1052, 2012, DOI:10.4271/2012-01-1052.
- [17] Bielaczyc P., Szczotka, A., Woodburn J.: The effect of various petrol-ethanol blends on exhaust emissions and fuel consumption of an unmodified light-duty SI vehicle, SAE Technical Paper 2011-24-0177, 2011, DOI: 10.4271/2011-24-0177.
- [18] Bielaczyc P., Woodburn J.: Analysis of current and future trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods. *Combustion Engines / Silniki Spalinowe*, Paper PTNSS-2011-SS4-412, 4/2011 (147).
- [19] Bielaczyc P., Klimkiewicz D., Szczotka A.: The potential of european light duty cng-fuelled vehicles to meet Euro 6 requirements, *Combustion Engines / Silniki Spalinowe*, Paper PTNSS-2012-SS4-403, No 4/2012 (151), 20-33.
- [20] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J.: Excess emissions and fuel consumption of modern spark ignition passenger cars at low ambient temperatures, SAE Technical Paper 2012-01-1070, 2012, DOI: 10.4271/2012-01-1070.
- [21] Hill L.: Future trends in emissions certification legislation and some implications for measurement techniques. *Proceedings of The First International Exhaust Emissions Symposium*, Bielsko-Biala, Poland, 20 May 2010. ISBN: 978-83-931383-0-2.
- [22] Hill L.: Implications of Future Emissions Legislation on Emissions and Fuel Economy Testing Procedures and Equipment. *Symposium Proceedings of the 2nd International Exhaust Emissions Symposium*, Bielsko-Biala, Poland 26/27 May 2011. ISBN 978-83-931383-1-9, *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* 4/2011 (147).
- [23] Engeljehring K.: Emission testing of modern vehicle concepts. *Proceedings of The First International Exhaust Emissions Symposium*, Bielsko-Biala, Poland, 20 May 2010. ISBN: 978-83-931383-0-2.
- [24] Engeljehring K.: Automotive Emission Testing and Certification – Past, Present and Future. *Symposium Proceedings of the 2nd International Exhaust Emissions Symposium*, Bielsko-Biala, Poland 26/27 May 2011. ISBN 978-83-931383-1-9, *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* 4/2011 (147).

Piotr Bielaczyc, DEng. – head of the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Dr inż. Piotr Bielaczyc – kierownik Zakładu Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.

e-mail: piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl



Andrzej Szczotka, DEng. – doctor in Engine Research Department at the BOSMAL Automotive Research & Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Dr inż. Andrzej Szczotka – adiunkt w Zakładzie Badań Silników Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.

e-mail: andrzej.szczotka@bosmal.com.pl



Piotr Pajdowski, DEng. – doctor in the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Dr inż. Piotr Pajdowski – adiunkt w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.

e-mail: piotr.pajdowski@bosmal.com.pl



Joseph Woodburn, MSc. – researcher at the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Mgr inż. Joseph Woodburn – inżynier ds. badań w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.



Analysis of combustion process in industrial gas engines powered with high methane and nitrified low-calorific gases

The paper presents the results of an investigation of gas engines used in the Polish system of natural gas transmission. The investigation concerned both four-stroke and two-stroke engines. The engines were fed with two kinds of gas fuel – low-calorific natural gas containing 54.5 % of methane, and with high-methane (up to 95 %) natural gas. Combustion in both types of engines with different methods of mixture supply into the cylinder was analysed for different parameters. The paper also presents numerical computations of basic physical values characterizing combustion of gas fuels in engines. The computations were made with Cantera numerical code based on the mechanism of elementary reactions occurring while burning methane GRI 3.0 for various molar fractions of methane in the gas fuel.

Key words: gas engine, natural gas, misfiring, Cantera

Analiza procesu spalania w przemysłowych silnikach gazowych zasilanych gazami wysokometanowymi i niskokalorycznymi zaazotowanymi

W artykule przedstawiono rezultaty badań silników gazowych wykorzystywanych w polskim systemie przesyłowym gazu ziemnego. Badania te wykonano na silnikach cztero- i dwusuwowych. Jednostki te były zasilane dwoma rodzajami paliw gazowych: niskokalorycznym gazem ziemnym o zawartości metanu wynoszącej 54,5 % oraz wysokometanowym gazem ziemnym zawierającym do 95 % metanu. Analizie poddano proces spalania w wyżej wymienionych silnikach dla różnych parametrów eksploatacyjnych oraz różnych metod doprowadzenia mieszanki do cylindra. Przedstawiono również obliczenia numeryczne podstawowych wielkości fizycznych charakteryzujących proces spalania paliw gazowych w silnikach. Obliczenia przeprowadzono przy użyciu kodu numerycznego Cantera, bazującego na mechanizmie reakcji elementarnych zachodzących przy spalaniu metanu GRI 3.0 dla różnych udziałów molowych metanu w gazie paliwowym.

Słowa kluczowe: silnik gazowy, gaz ziemny, wypadanie zapłonów, Cantera

1. Introduction

Gas engines are used in industry both in electricity generation as power generators and in actuating devices, such as compressors or pumps. The latter use of gas engines is common in gas industry, e.g. in the system of transmission of natural gas from Russia through Poland to Western Europe and for domestic transport of gas in Poland. At present about 100 units of different capacity geared to the size of gas compressors operate within the transmission system. Engines used in gas transmission have a workload of over 8000 hrs per year, which, when combined with high capacities generated – sometimes exceeding 2 MW – makes it essential for their work to be optimized for fuel consumption and emission of toxic compounds. The most important pollutants from burning natural gas in gas engines are nitric oxides (NO_x), and unburned hydrocarbons, such as methane (CH_4) and formaldehyde (CH_2O).

The Gas Technology Laboratory at Poznan University of Technology has, for over ten years now, collaborated with various companies of the PGNiG Group in investigations of engines used in the high-pressure transmission system in Poland. The system includes gas turbines driving flow compressors and, first of all, gas piston engines for piston compressors. The task of the engine is to drive compressors so as to raise the pressure of the transported gas from

1. Wprowadzenie

Silniki gazowe wykorzystywane są w przemyśle, zarówno w energetyce zawodowej do napędu generatorów prądu, jak również do napędu urządzeń wykonawczych typu: sprężarki oraz pompy. Drugie z wymienionych zastosowań silników gazowych jest powszechne w przemyśle gazowniczym. Wykorzystano je w systemie przesyłowym gazu ziemnego transportowanego z Rosji przez Polskę do krajów Europy Zachodniej oraz w krajowym przesył gazu. Obecnie w systemie tym pracuje około 100 jednostek o różnej mocy, dostosowanej do wielkości napędzanych kompresorów gazu. Silniki pracujące na potrzeby przesyłu paliw gazowych eksploatowane są zwykle ponad 8000 godzin w ciągu roku, co w połączeniu z wysokimi wartościami mocy generowanymi przez te jednostki – przewyższające nawet 2 MW – sprawia, że ich praca powinna być optymalizowana pod względem zużycia paliwa oraz emisji związków toksycznych. Do głównych zanieczyszczeń emitowanych podczas spalania gazu ziemnego w silnikach gazowych zaliczamy tlenki azotu (NO_x) oraz niespalone węglowodory, wśród których wyróżnić można metan (CH_4) i formaldehyd (CH_2O).

Laboratorium Technologii Gazowych Politechniki Poznańskiej od ponad 10 lat we współpracy z różnymi podmiotami należącymi do grupy kapitałowej PGNiG prowadzi

within the range of 17 to 55 bar (for pipelines with diameter less than 46 inches) and within the range of 50 to 80 bar for pipelines with diameters over 46 inches. The average fuel consumption of the gas engine (piston engine, turbine) driving the compressor is from 1.1 to 1.5 % of the gas transported and depends on the efficiency of the system engine-compressor.

The paper presents the investigation results for two types of piston engines commonly used in gas transmission in Poland:

- two-stroke Cooper-Bessemer engine GMVH with a common shaft for the engine and the compressor,
- four-stroke Waukesha engine series AT, connected to the compressor with a clutch.

Such engines are normally driven by the gas transported. Depending on the final use of the gas and its composition, we may deal with high-methane or nitrified low-calorific gases. The paper presents the results obtained for two types of gas fuel with compositions given in Table 1. Table 2 presents the basic parameters of the units investigated.

Because of the strategically important task of ensuring the stability of gas fuels supplies performed by the units gas engine-compressor, the work of every system is monitored on-line with the recording of the most important parameters, such as exhaust gas temperature, pressure before and after the turbocharger, speed of the engine and compressor. Additionally for some piston engines, the process of indicating can be carried out, which helps to determine the quality of the combustion process.

Table 1. Molar fraction composition of high methane and nitrified low-calorific gases
Tabela 1. Skład molowy gazów wysokometanowego i niskokalorycznego zaazotowanego

Pos./Lp.	Name of the component/nazwa składnika	Formula/wzór	High methane/gaz wysokometanowy	Nitrified low-calorific gas/gaz niskokaloryczny zaazotowany
1	methane/metan	CH ₄	95.1	54.5
2	ethane/etan	C ₂ H ₆	1.5	0.39
3	propane/propan	C ₃ H ₈	0.26	0.02
4	higher hydrocarbons/wyższe węglowodory	C _x H _y	0.017	0.27
5	nitrogen/azot	N ₂	3.0	44.2
4	hydrogen/wodór	H ₂	0.0	0.0
9	carbon dioxide/dwutlenek węgla	CO ₂	0.0	0.265
10	helium/hel	He	0.0	0.335

badania silników wykorzystywanych w polskim wysokociśnieniowym systemie przesyłowym. W skład tego systemu wchodzi turbina gazowa napędzająca sprężarkę przepływową oraz przede wszystkim tłokowe silniki gazowe napędzające sprężarkę tłokową. Zadaniem silników jest dostarczenie napędu do sprężarek w celu podniesienia ciśnienia gazu transportowanego w zakresie od 17 do 55 bar (dla rurociągów o średnicy mniejszej niż 46 cali) i zakresie od 50 do 80 bar dla rurociągów o średnic powyżej 46 cali. Średnie zużycie gazu paliwowego silnika (silnik tłokowy, turbina) napędzającego sprężarkę wynosi od 1,1 do 1,5 % ilości tłoczonego gazu i zależy od sprawności układu silnik-sprężarka.

Artykuł prezentuje wyniki badań dla dwóch typów silników tłokowych powszechnie stosowanych w polskim systemie przesyłowym gazu:

Table 2. Basic parameters of gas engines
Tabela 2. Podstawowe dane silników gazowych

Engine/silnik	Cooper Bessemer GMVH	Waukesha AT
Engine type/typ silnika	two stroke/dwusuwowy	four stroke/czterosuwowy
Intake/układ dolotowy	turbocharger with intercooler/ turbodoładowanie z chłodnicą powietrza doładowującego	turbocharger with intercooler/ turbodoładowanie z chłodnicą powietrza doładowującego
Fuel system/układ paliwowy	direct injection – poppet valve/bezpośredni wtrysk paliwa – zawór grzybkowy	carburetor, prechamber/gaźnik, komora wstępnego spalania
Fuel system pressure/ciśnienie gazu paliwowego	2.1 – 3.5 bar	3.1 – 4.14 bar
Number of cylinders/liczba cylindrów	12 in V configuration/12 w układzie V	(12 in V configuration/12 w układzie V
Number of valves/liczba zaworów	none – cross scavenging/brak – przepłukanie poprzeczne	four per cylinder/cztery na cylinder
Bore x stroke/średnica x skok	355.6 x 374.14 mm – out. 355.6 x 372.18 mm – inn. (out. – outer row/zew. – zewnętrzny rząd cylindrów), (in. – inner row/wew. – wewnętrzny rząd cylindrów)	275 x 300 mm
Piston displacement/pojemność skokowa	444.73 dm ³	214 dm ³
Compression ratio/stożek sprężania	9.62:1 – out./zew. 9.60:1 – inn./wew.	9.0:1
Rated speed/nominalna prędkość obrotowa	330 rpm/obr/min	800 – 1000 rpm/obr/min
Maximum speed/maksymalna prędkość obrotowa	360 rpm/obr/min	1000 rpm/obr/min
Rated power/nominalna moc	1825 kW at 330 rpm/obr/min	2300 kW at 1000 rpm/obr/min

2. Numerical measurements of the combustion process

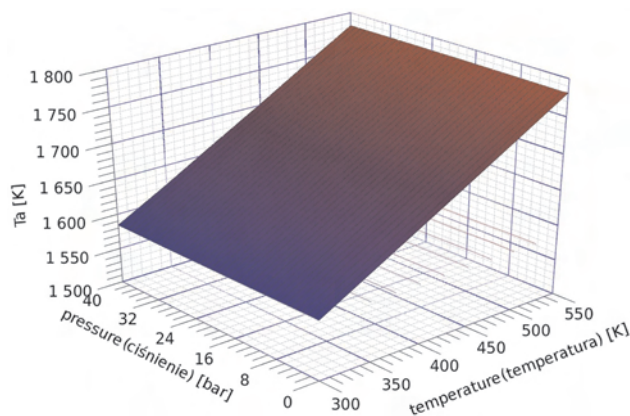
Due to its great dynamics and high pressures involved, combustion in piston gas engines is difficult to describe with simple numerical programs. Thus, the present chapter is devoted to the presentation of numerical computations of the basic physical parameters defining the process of combustion of gas fuels in gas engines.

The computations were made with Cantera numerical code, which makes it possible to calculate the basic parameters of combustion with a unidimensional model of flame propagation based on the mechanism of chemical reactions GRI 3.0 [1]. The model includes over 400 elementary reactions occurring in combustion. The calculations were made for operating parameters typical of gas piston engines, such as pressure $P = 1 - 40$ bar, excess air coefficient $\lambda = 1.8$ and temperature of the mixture in the range of $300 - 500$ K. The computations refer to two types of gas fuels with compositions as presented in Table 1.

Adiabatic flame temperature

Adiabatic flame temperature can be computed with a number of equations describing the process of fuel oxidation in a non-equilibrium mechanism in which only the duration of combustion of the mixture in the front of the flame is considered. The results of the calculation of the adiabatic temperature of combustion are shown in Fig. 1a and Fig. 1b.

a)



b)

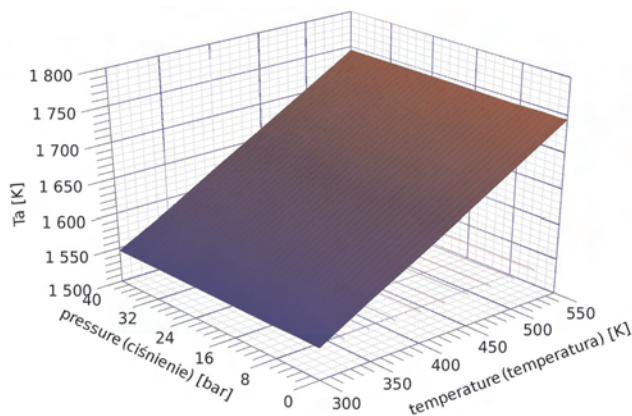


Fig. 1. Adiabatic flame temperature as a function of ambient pressure and initial temperature; a – high methane, $\lambda = 1.8$, b – nitrified low-calorific gas, $\lambda = 1.8$

Rys. 1. Adyabatyczna temperatura płomienia w zależności od ciśnienia otoczenia i temperatury początkowej; a – gaz wysokometanowy, $\lambda = 1,8$, b – gaz niskokaloryczny zaazotowany

The maximum combustion temperature strongly depends on the kind of fuel and on the conditions of the combustion process. The temperature plays a major role in the appearance of nitric oxides in the combustion chamber in accordance with the thermal mechanism of NO formation described by Zeldowicz [2] as reactions (1) and (2) supplemented by reaction (3) explained by Lavoie [3].

- silnik dwusuwowy Cooper-Bessemer GMVH ze wspólnym wałem dla silnika i sprężarki,
- silnik czterosuwowy Waukesha serii AT połączony ze sprężarką Ariel za pomocą sprężgła.

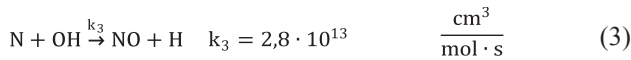
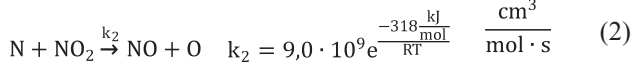
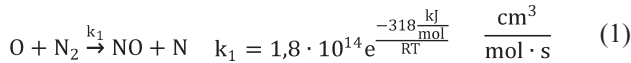
Silniki te zasadniczo są zasilane gazem transportowanym. W zależności od zastosowania oraz składu gazu transportowanego mogą to być gazy wysokometanowe lub niskokaloryczne zaazotowane. W pracy przedstawiono wyniki pomiarów dla dwóch paliw gazowych o składach podanych w tabeli 1. W tabeli 2 zestawiono podstawowe parametry techniczne badanych jednostek.

Ze względu na strategiczne zadania realizowane przez układy silnik gazowy–sprężarka (stabilność dostaw paliw gazowych) praca jednostek jest monitorowana online oraz zapisywane są najważniejsze parametry pracy, takie jak: temperatura spalin, ciśnienie przed i za turbosprężarką, prędkość obrotowa silnika oraz sprężarki. Niektóre silniki tłokowe mają także dodatkowo możliwość przeprowadzenia procesu indykowania, co pomaga w ustaleniu jakości procesu spalania.

2. Obliczenia numeryczne procesu spalania

Spalanie w tłokowych silnikach gazowych ze względu na jego dynamikę oraz panujące wysokie ciśnienia jest procesem trudnym do opisanego za pomocą prostych programów numerycznych, dlatego w tym rozdziale będą przedstawione wyniki obliczeń numerycznych podstawowych wielkości fizycznych opisujących proces spalania paliw gazowych jakimi zasilane są silniki gazowe.

Obliczenia wykonano przy użyciu kodu numerycznego Cantera, który umożliwia obliczenia podstawowych właściwości procesu spalania w jednowymiarowym modelu propagacji płomienia, opierając się na mechanizmie reakcji chemicznych GRI 3.0 [1]. Model ten uwzględnia ponad 400 elementarnych reakcji chemicznych towarzyszących procesowi spalania. Obliczenia wykonano dla parametrów eksploatacyjnych typowych dla gazowych silników tłoko-



For gas engines the proportion of nitric oxides formed in reaction (1) is 100 % of their total emission [4]. Due to the very high flame temperature and the dissociation $\text{N}_2 = 2\text{N}$, N_2 is not formed directly in reaction $\text{NO}_2 = \text{N} + \text{O}_2$.

Laminar speed of combustion

Combustion as the basic process of reaction of fuel with oxygen always occurs in the laminar layer. The layer can be compared to several mean free paths and so, when describing the phenomena taking place in the flow with combustion, we always use the model of laminar flame. Its basic parameter is the laminar speed of flame propagation S_L , defined as the speed of the perpendicular propagation of the flame front in the mixture. In the literature there are many methods of analytical determination of S_L . The most frequently quoted are those by Mallard and Le Chatelier and the theory by Zeldowicz-Frank-Kamieniecki-Semenow, abbreviated as Z-FK-S [5 – 8]. An analysis of the definition of the laminar

wych, takich jak ciśnienie $P = 1 - 40$ bar, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,8$ oraz temperatury mieszanki palnej w zakresie 300 – 500 K.

Obliczenia wykonano dla dwóch rodzajów paliw gazowych o składach podanych w tab. 1.

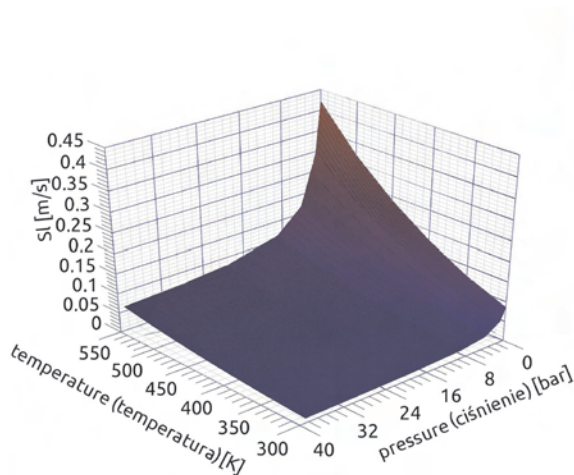
Adiabatyczna temperatura płomienia

Adiabatyczną temperaturę płomienia oblicza się na podstawie wielu równań opisujących proces utleniania paliwa na podstawie nierównowagowego mechanizmu, tzn. takiego który obejmuje tylko czas palenia się mieszanki we froncie płomienia. Rezultaty obliczeń adiabatycznej temperatury spalania przedstawiono na rys. 1a i 1b.

Wartość maksymalnej temperatury spalania silnie zależy od rodzaju spalanego paliwa a także od warunków prowadzenia procesu spalania. Jej wartość odgrywa również ważną rolę w procesie formowania się tlenków azotu w komorze spalania według termicznego mechanizmu tworzenia się NO opisanego przez Zeldowicza [2] według reakcji (1) i (2) uzupełnionego reakcją nr (3) podaną przez Lavoie [3].

Dla silników gazowych udział tlenków azotu powstających według reakcji (1) stanowi 100 % całkowitej emisji tlenków azotu [4]. Ze względu na bardzo wysoką temperaturę płomienia i dysocjację $\text{N}_2 = 2\text{N}$ nie tworzy się bezpośrednio wg. reakcji $\text{NO}_2 = \text{N} + \text{O}_2$.

a)



b)

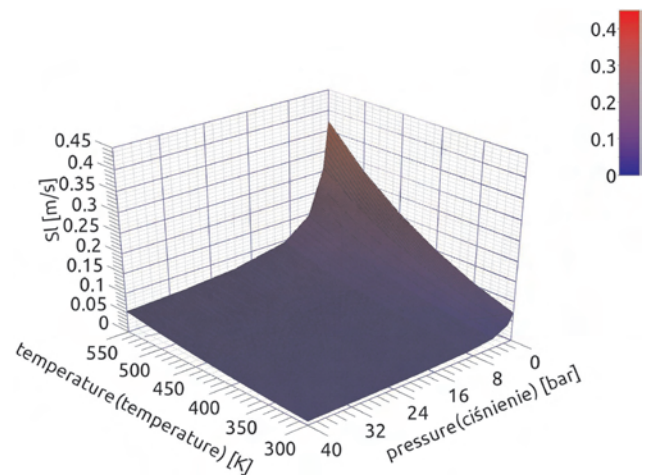


Fig. 2. Laminar flame speed as a function of ambient pressure and initial temperature; a – high methane), $\lambda = 1,8$, b – nitrified low-calorific gas, $\lambda = 1,8$

Rys. 2. Laminarna prędkość spalania w funkcji ciśnienia otoczenia i temperatury początkowej; a – gaz wysokometanowy, $\lambda = 1,8$, b – gaz niskokaloryczny zaazotowany, $\lambda = 1,8$

speed of combustion shows that S_L largely depends on the temperature of combustion and the temperature of ignition of the mixture. As demonstrated earlier, the maximum combustion temperature strongly depends on the temperature and pressure of the substrates and on the molar composition of fuel. Thus, Fig. 2a and 2b present the calculated maps of laminar combustion speed for two different gas fuels from Tab. 1.

The above computations show that the laminar speed of combustion strongly depends on the temperature of the substrates and the pressure inside the reactor. The heating of

Laminarna prędkość spalania

Spalanie jako podstawowy proces reakcji paliwa z tlenem zachodzi zawsze w warstwie laminarnej. Warstwa ta jest porównywalna z kilkoma średnimi drogami swobodnymi, stąd w opisie zjawisk zachodzących w przepływie ze spalaniem posługujemy się zawsze modelem płomienia laminarnego. Podstawowym parametrem charakteryzującym płomień laminarny jest laminarna prędkość propagacji płomienia S_L , definiowana jako prędkość rozprzestrzeniania się frontu płomienia w mieszance palnej w kierunku prostopadłym

the fuel mixture before the combustion chamber results in an increase of the speed of the propagation of the flame. An inverse relationship occurs with an increase of the pressure in the reactor, when raising the static pressure slows down the speed of flame propagation. For fuels containing inert gases the value of S_L decreases. Another parameter strongly affecting the laminar velocity of combustion is the coefficient of surplus air. For combustion of rich mixtures, the value of S_L is much bigger than for lean mixtures [9, 10].

Theoretical efficiency of the cycle of gas engine

The theoretical efficiency of the cycle of a spark ignition engine (Otto cycle) can be determined from relation [11]:

$$\eta_{\text{teor}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (4)$$

where: ε – compression ratio, κ – adiabatic index for exhaust gases.

This means that efficiency depends on the design of the engine and on molar fraction of the exhaust gases that work on the piston. The compression ratio can be increased, but only to some extent – because of, among other things, the durability of the engine.

For Waukesha engine series AT fuelled by high-methane gas the theoretical efficiency is from 56.6 % for $\lambda = 1.0$ to 58.8 for $\lambda = 3.0$. With low-calorific gas the efficiency is minimally higher from 56.9 % for $\lambda = 1.0$ to 58.9 % for $\lambda = 3.0$. The effect on the efficiency is, therefore, insignificant. The mentioned above values will never be achieved for an overall efficiency of a real engine (systems of exhaust gases energy recovery are not considered).

In gas engines, maximum values are achieved by units working in power industry as prime movers for electricity generators. For such uses, the efficiency of power generation reaches nearly 49 % (GE Jenbacher J920 – 48.7 %, Wärtsilä 18V50SG – 48.6 %, Rolls-Royce B35:40V16AG – 48.3 %). This means the overall efficiency of the engine must be near 50 % or higher. It must be remembered, however, that the engine moving the generator works at a constant speed, with all other settings being optimal.

Engines used in transmission systems work at variable settings depending on the requirements of the system operator. Thus, to optimize them means to ensure maximum efficiency for the full range of generation demand and rotation speed. The most important feature of the engines used in compressors and pumps is their reliability, which needn't go together with very high efficiency.

3. Investigation of piston engines used in gas transmission system

Gas engine Cooper-Bessemer GMVH-12

Before carrying out an analysis of the combustion process in the engine Cooper-Bessemer GMVH, indicating diagrams were made for the twelve cylinders of the unit to assess the uniformity of the engine work. The results are shown in Fig. 3. The analysis has shown very big heterogeneity in the distribution of pressure in the cylinders, reaching as much

do jego frontu. W literaturze można spotkać wiele metod analitycznego wyznaczania S_L . Najczęściej przytaczanymi teoriami są teoria Mallarda i Le Chateliera oraz teoria Zeldowicz-Frank-Kamieniecki-Semenow, skrótoowo oznaczana Z-FK-S [5 – 8]. Analiza definicji laminarnej prędkości spalania pokazuje, że istotny wpływ na S_L ma temperatura spalania oraz temperatura zapłonu mieszanki palnej. Jak przedstawiono wyżej, maksymalna temperatura spalania silnie zależy od temperatury i ciśnienia substratów oraz składu molowego paliwa. Stąd na rys. 2a i 2b przedstawiono obliczone mapy laminarnej prędkości spalania uzyskane dla dwóch różnych paliw gazowych podanych w tab. 1.

Powyższe wyniki obliczeń wskazują, że wartość laminarnej prędkości spalania zależy silnie od temperatury substratów oraz ciśnienia panującego w reaktorze. Podgrzanie mieszanki palnej przed doprowadzeniem jej do komory spalania powoduje wzrost prędkości propagacji płomienia. Odwrotna zależność występuje przy zwiększaniu ciśnienia w reaktorze, gdzie podniesienie sprężu spowalnia prędkość propagacji płomienia. Dla paliw zawierających w swoim składzie gazy inertne wartość S_L spada. Innym parametrem mającym duży wpływ na wielkość laminarnej prędkości spalania jest współczynnik nadmiaru powietrza. Dla procesów spalania bogatych mieszanek S_L przyjmuje dużo większe wartości niż dla procesów spalania mieszanek ubogich [9, 10].

Sprawność teoretyczna obiegu silnika gazowego

Sprawność teoretyczną obiegu silnika z zapłonem iskrowym (obieg Otto) wyznacza się z zależności (4) [11], gdzie: ε – stopień sprężania, κ – wykładnik adiabaty dla spalin.

Oznacza to, że sprawność zależna jest od konstrukcji silnika i składu molowego gazów spalinowych, które wykonują pracę na tłoku. Stopień sprężania można zwiększać, ale tylko w pewnym zakresie – ze względu m.in. na wytrzymałość silnika.

Dla silnika Waukesha serii AT zasilanego gazem wysokometanowym teoretyczna sprawność wynosi od 56,6 % dla $\lambda = 1,0$ do 58,8 % dla $\lambda = 3,0$. Przy wykorzystaniu gazu niskokalorycznego sprawność jest minimalnie wyższa, bo wynosi od 56,9 % dla $\lambda = 1,0$ do 58,9 % dla $\lambda = 3,0$. Wpływ na sprawność jest więc nieistotny. Uzyskane wartości nigdy nie zostaną osiągnięte w przypadku sprawności ogólnej rzeczywistego silnika (nie są brane pod uwagę układy odzysku energii ze spalin itp.).

W odniesieniu do silników gazowych maksymalne wartości osiągane są przez jednostki wykorzystywane w energetyce, stosowane jako źródła napędu generatorów prądotwórczych. Dla takich zastosowań sprawność wytworzenia energii elektrycznej sięga prawie 49 % (GE Jenbacher J920 – 48,7 %, Wärtsilä 18V50SG – 48,6 %, Rolls-Royce B35:40V16AG – 48,3 %). Oznacza to, że sprawność ogólna silnika musi być bliska lub wyższa niż 50 %. Należy pamiętać, że silnik napędzający generator pracuje przez cały czas z tą samą prędkością obrotową, przy optymalnych dla niej pozostałych ustawieniach.

Silniki wykorzystywane w systemie przesyłowym pracują przy zmiennych ustawieniach, zależnych od wymagań

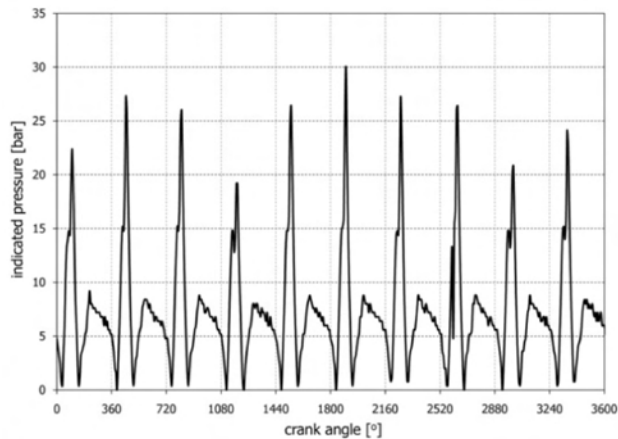


Fig. 3. Indicating diagram of a twelve cylinder, two-stroke gas engine, fuel – high methane, fuel valve without swirl

Rys. 3. Wykres indykatorowy dwunastocylindrowego, dwusuwowego silnika gazowego, gaz paliwowy – wysokometanowy, zawór paliwowy bez zawirowania

as 20 bar. The non-uniformity of pressure is a symptom of the faulty process of combustion, misfirings, etc., resulting in excessive emission of unburned hydrocarbons, and in the lowering of the engine efficiency. Additionally, such big differences in consecutive cylinders result in an increase of pressure in the crank-piston system.

The non-uniformity of ignition can be partially eliminated, e.g. by using a fuel valve increasing the swirl of the gas fed into the cylinder. Such device is shown in Fig. 4.

Indicating diagrams of combustion in the engine with an injection valve are more uniform (Fig. 5). The gas is fed at an angle to the valve axis, which improves swirl and

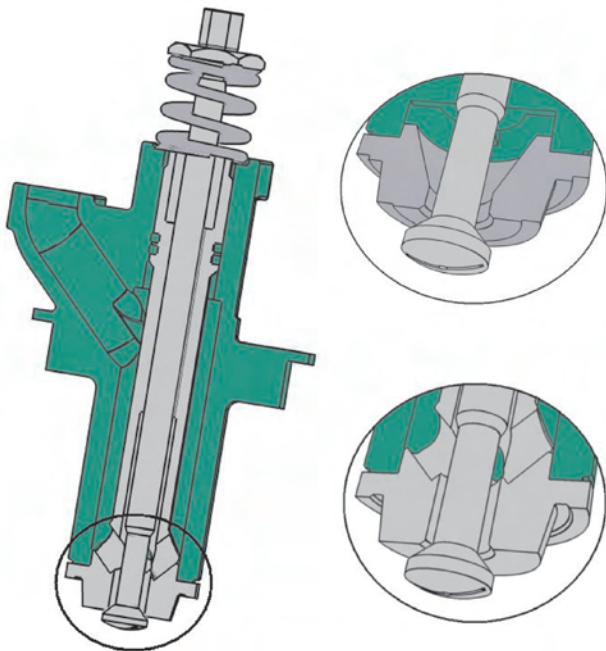


Fig. 4. Injection valve used in motor compressor series GMVH, a – old version, b – new version (with swirl)

Rys. 4. Zawór wtryskowy zastosowany w motosprężarkach serii GMVH, a – stara wersja, b – nowa wersja (z zawirowaniem)

operatora systemu. Jednostki takie musiałyby być zoptymalizowane pod względem najwyższej sprawności w całym zakresie obciążeń i prędkości obrotowej. Najważniejszą cechą silników napędzających sprężarki i pompy jest ich niezawodność, co niekiedy wiąże się z bardzo wysoką sprawnością.

3. Badania silników tłokowych pracujących w systemie przesyłowym gazu

Silnik gazowy Cooper-Bessemer GMVH-12

Przed przystąpieniem do analizy procesu spalania paliw gazowych w silniku Cooper-Bessemer GMVH wykonano wykresy indykatorowe dla dwunastu cylindrów jednostki w celu określenia równomierności pracy silnika. Rezultaty pomiarów przedstawiono na rys. 3. Analiza wyników wykazała bardzo duże niejednorodności rozkładu ciśnienia w indykowanych cylindrach, dochodzące nawet do 20 bar. Nierównomierność ciśnień świadczy o nieprawidłowym procesie spalania, wypadaniu zapłonów, a w konsekwencji nadmiernej emisji niespalonych węglowodorów oraz obniżeniu sprawności silnika. Ponadto tak duże różnice ciśnień na kolejnych cylindrach powodują zwiększone naprężenia w układzie korbowo-tłokowym.

Nierównomierność zapłonu można częściowo wyeliminować na przykład przez zastosowanie zaworu paliwowego wywołującego zwiększone zawirowanie gazu dostarczanego do cylindra. Schemat takiego zaworu przedstawiono na rys. 4.

Dla procesu spalania w silniku wyposażonym w zawory paliwowe z zawirowaniem wykresy indykatorowe są bardziej jednolite (rys. 5). Gaz jest doprowadzany pod kątem do osi zaworu, co poprawia zawirowanie i powoduje ujednorodnienie mieszanki palnej. Konsekwencją tego jest mniejsza emisja niespalonych węglowodorów.

Po modernizacji silnika wykonano pomiary emisji związków toksycznych oraz zanieczyszczeń emitowanych do atmosfery (rys. 6) oraz temperatury spalin za turbosprężarką.

Analiza ilościowa składu gazów spalinowych pokazuje wyraźną zależność emisji NO, CO oraz C_xH_y od współczynnika nadmiaru powietrza λ . Zmniejszenie udziału molowego tlenu w mieszance palnej powoduje obniżenie adiabatycznej temperatury spalania, co przekłada się na mniejszy stopień dysocjacji termicznej tlenu cząsteczkowego na tlen atomowy, a tym samym obniżenie ilości tlenków azotu powstających zgodnie z reakcjami (1), (2) i (3). Wraz ze wzrostem λ maleje również temperatura spalin opuszczających jednostkę.

Silnik gazowy Waukesha AT

Spalanie ubogich mieszanek paliw gazowych jest trudne, dlatego w nowoczesnych silnikach gazowych wykorzystuje się takie technologie, jak micropilot, czyli wtrysk pilotażowej niewielkiej dawki oleju napędowego lub komorę wstępnego spalania. Stosowanie takich rozwiązań ma na celu ułatwienie zapłonu mieszanki palnej. Jest to szczególnie ważne w sytuacji spalania paliw z dużą zawartością gazów inertnych, takich jak azot lub dwutlenek węgla.

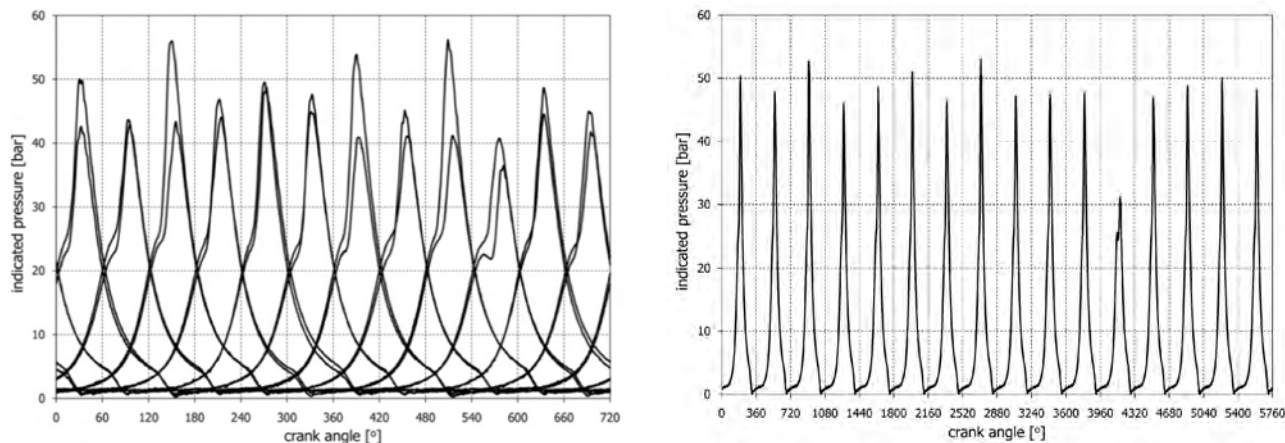


Fig. 5. Indicating diagram of a 12 cylinder, two-stroke gas engine, fuel – high methane, fuel valve with swirl, left side – for 12 cylinders, right side – for a single cylinder

Rys. 5. Wykres indykatorowy dwunastocylindrowego, dwusuwowego silnika gazowego, gaz paliwowy – wysokometanowy, zawór paliwowy z zawiraniem, lewa strona – dla 12 cylindrów, prawa strona – dla pojedynczego cylindra

produces higher homogeneity of the fuel mixture with a drop in emissions of unburned hydrocarbons.

After the engine was modified, emissions of toxic compounds and pollutants were measured (Fig. 6) as well as the temperature of exhaust gases after the turbocharger.

A quantitative analysis of the composition of exhaust gases shows a clear relation between emissions of NO, CO and C_xH_y and the coefficient of excess air λ. The lowering of the molar fraction of oxygen in the fuel mixture brings about the lowering of the adiabatic temperature of combustion, which in turn leads to a reduction of the thermal dissociation of molecular oxygen into atomic oxygen. This reduces the amount of nitric oxides formed in reaction (1), (2) i (3). As λ increases, there is a decrease of the temperature of exhaust gases exiting the engine.

Gas engine Waukesha AT

Combustion of lean mixtures of gas fuels is a difficult task, and thus, in modern gas engines, technologies are used to remedy this, such as micro-pilot, i.e. the injection of a small pilot dose of diesel fuel or a prechamber. The objective is to facilitate the ignition of the fuel mixture. This is particularly important in combustion of fuels with a large content of inert gases, such as nitrogen or carbon dioxide.

The analysed gas engines Waukesha AT have, as standard equipment, a prechamber (Fig. 7). Rich mixture is fed into the prechamber, where ignition by an electric spark occurs; then hot exhaust gases produced by the combustion of this “ignition mixture” initiate the ignition of the lean mixture in the cylinder.

Lean fuel mixture is fed into the cylinder by an inlet system during the intake stroke. Measurements for four-stroke engines were carried out for two types of fuel gas: high-methane and nitrified low-calorific. The measured parameters were, like in the case of the two-stroke engine,

Analizowane silniki gazowe Waukesha AT zostały serijnie wyposażone w komorę wstępną (rys. 7). Do komory wstępnej doprowadzana jest bogata mieszanka, której zapłon następuje od iskry elektrycznej, następnie gorące spaliny powstałe w wyniku spalania tej mieszanki inicjują zapłon ubogiej mieszanki znajdującej się w cylindrze.

Ubogą mieszanką palną doprowadzana jest do cylindra układem dolotowym w trakcie suwu dolotu. Pomiar

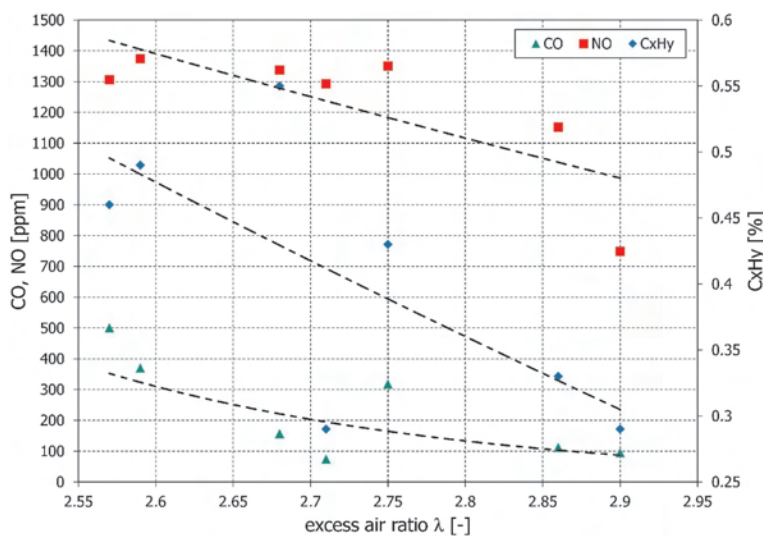


Fig. 6. Analysis of the exhaust gases composition for Cooper-Bessemer GMVH-12, fuel – high methane

Rys. 6. Wyniki analizy składu spalin dla Cooper-Bessemer GMVH-12, gaz paliwowy – wysokometanowy

silników czterosuwowych wykonano dla dwóch rodzajów paliwa gazowego: wysokometanowe i zaazotowane niskokaloryczne. Wielkościami mierzonymi, podobnie jak dla silników dwusuwowych, były emisje związków toksycznych i zanieczyszczeń emitowanych do atmosfery. Przykładowe rezultaty pomiarów przedstawiono na rys. 8 i 9. Zależność emisji NO i CO od współczynnika nadmiaru powietrza jest

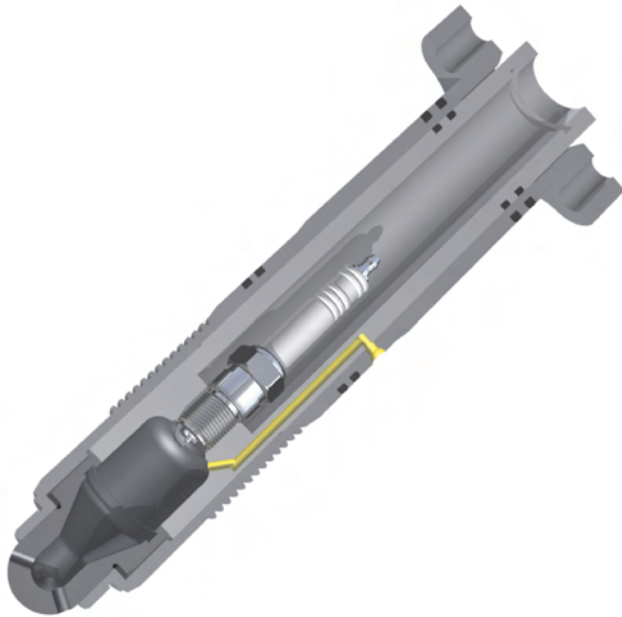


Fig. 7. Prechamber in Waukesha AT series engine (yellow – chamber gas supply)

Rys. 7. Komora wstępnego spalania w silniku Waukesha serii AT (kolor żółty – kanał doprowadzający gaz do komory)

emissions of toxic compounds and pollutants into the atmosphere. Some of the results are presented in Fig. 8 and Fig. 9. The dependence of NO and CO emission from the excess air ratio is the same as in the case of an Cooper-Bessemer GMVH-12 engine, while emission of C_xH_y increases with the increasing the value of λ . The difference is due to the way of preparation of the air-fuel mixture. In the case of the Waukesha engine mixture is prepared in the carburetor and supplied to the cylinder as a homogeneous gas-air mixture (premix). The increase of excess air ratio value reduces the amount of fuel in the fuel-air mixture which causes the ignition of it more difficult. This results in the increasing the amount of unburned hydrocarbons. In the case of Cooper-Bessemer two-stroke engine fuel is supplied directly to the cylinder by central poppet valve, which is controlled by the camshaft. The amount of fuel delivered in each cycle is almost the same – for the engine speed and load. According to the way the cylinder scavenging – cross-flow – the increase the amount of air supplied to the cylinder increases the degree of dilution of the exhaust gases and decrease the amount of unburned hydrocarbons in the increased volume of exhaust gases and flushing air.

4. Conclusions

The preliminary results of the investigation of the process of gas combustion in piston engines used in gas compressor stations have shown that the process can be optimized with regard to gas consumption and emissions of toxic compounds. The investigations should be continued so as to determine optimal working parameters for gas engines, particularly those fed with low-calorific gases.

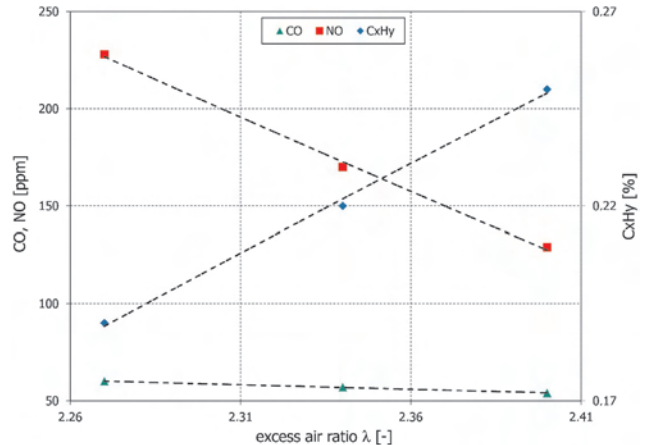


Fig. 8. Analysis of gas engine exhaust gases (fuel – high methane)

Rys. 8. Wyniki analizy spalin silnika gazowego (gaz paliwowy – wysokometanowy)

taka sama jak dla silnika Cooper-Bessemer GMVH-12, natomiast emisja C_xH_y rośnie wraz ze wzrostem wartości λ . Różnica ta wynika ze sposobu przygotowania mieszanki paliwowo-powietrznej. Dla silnika Waukesha mieszanka przygotowywana jest w gaźniku i dostarczana do cylindra jako bardzo jednorodna mieszanina gazu i powietrza. Wzrost wartości współczynnika nadmiaru powietrza powoduje zmniejszenie ilości paliwa w mieszance paliwowo-powietrznej, co utrudnia jej zapłon. Skutkuje to zwiększeniem ilości niespalonych węglowodorów. W odniesieniu do silnika dwusuwowego Cooper-Bessemer paliwo dostarczane jest bezpośrednio do cylindra centralnym zaworem grzybkowym, który jest sterowany wałkiem rozrządu. Ilość paliwa dostarczanego w każdym cyklu jest prawie taka sama dla danych obrotów i obciążenia. Ze względu na sposób przepływania cylindra – poprzeczny – zwiększenie ilości powietrza doprowadzanego do cylindra powoduje zwiększenie stopnia rozrzedzenia spalin i spadek ilości niespalonych węglowodorów w zwiększonej objętości spalin i powietrza płuczącego.

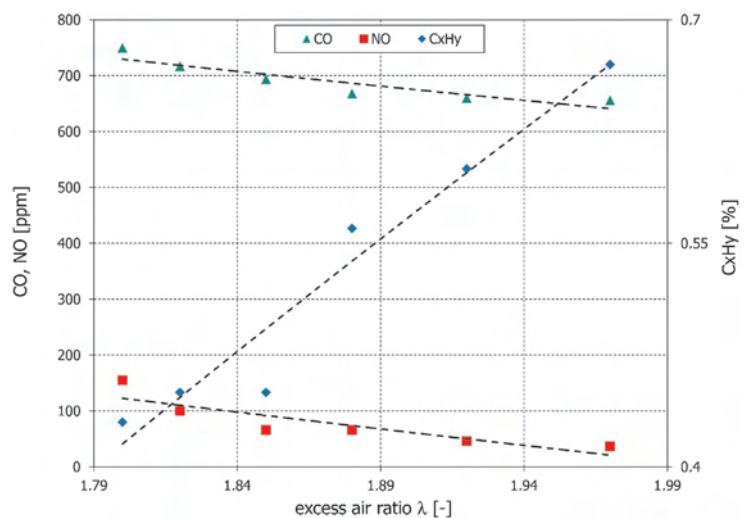


Fig. 9. Analysis of gas engine exhaust gases (fuel – high methane)

Rys. 9. Wyniki analizy spalin silnika gazowego (gaz paliwowy – wysokometanowy)

An improvement in combustion stability is achieved through the use of fuel valves with swirl and through better systems of ignition, which contributes to the lowering of emissions of toxic compounds and pollutants. Further research and the development of tool based on the GRI-Mech 3.0 which allows to take into account how the air-fuel mixture is prepared and charge exchange in the cylinder will help in optimizing the process of combustion in industrial gas engines.

The calculations presented in the paper have demonstrated that the theoretical efficiency of gas engines operating on low-calorific gases does not significantly differ from that of engines using high-methane fuels, what is more it is even higher. This is important at least because the numerous deposits of nitrified natural gases in Poland, which could be used to power cogeneration plants. The Directive 2004/8/EC of the European Union promotes combined heat and energy economy as a future-proof solution, hence the topic is worth exploring.

Acknowledgements

A part of this research was made on behalf of PGNiG S.A.; Branch Odolanow and as a development project no. N R06 0021 10_2010.02 of the National Centre for Research and Development.

Bibliography/Literatura

- [1] GRI-Mech 2.11, An optimised detailed chemical reaction mechanism for methane combustion and NO formation and reburning, GRI Document No: GRI-97/0020, Gas Research Institute, Chicago 1997.
- [2] Miller R., Davis G., Lavoie G., Newman C., Gardner T.: A super extended Zeldovich mechanism for NO_x modeling and engine calibration, SAE, 1998.
- [3] Kowalewicz A.: Podstawy procesów spalania. WNT, Warszawa 2000.
- [4] United States Environmental Protection Agency, AP42, Fifth Edition, Compilation of Air Pollutant Emission Factors, Vol. 1: Stationary Point and Area Sources.
- [5] Blasiak W., Nabil R.: Experimental study: thermal performance of ceramic regenerative heat exchangers used in HiTAC regenerative burning systems, 25th Topic Oriented Technical Meeting, Stockholm, Sweden, October 2003.
- [6] Cabra R., Chen J.-Y. i in.: Lifted methane-air flames in a vitiated coflow, Combustion and Flame, 2005, Vol. 143, s. 491-506.
- [7] Carrea E.: High temperature air combustion: application to lean high pressure combustors, 4th International Symposium on High Temperature Air Combustion And Gasification, Rome, Italy, November 26-30, 2001.
- [8] Chomiak J.: Podstawowe problemy spalania. PWN, Warszawa 1977.
- [9] Dobski T.: Combustion gases in modern technologies. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2009.
- [10] Ślefarski R.: Combustion of low calorific natural gases with highly preheated air. PhD Thesis Poznan University of Technology, 2008.
- [11] Pischinger R., Klell M., Sams T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Springer Wien, New York 2011.

4. Podsumowanie

Wstępne wyniki badań procesu spalania gazu w tłoczniach gazowych silnikach gazowych pracujących w tłoczniach gazu wykazały, że istnieje możliwość zoptymalizowania ich pracy pod kątem zużycia gazu oraz emisji szkodliwych związków. Badania powinny być kontynuowane w celu znalezienia optymalnych parametrów pracy dla silników gazowych, zwłaszcza tych zasilanych gazami niskokalorycznymi.

Poprawa stabilności spalania przez zastosowanie zaworów paliwowych z zawirowaniem oraz zastosowanie nowych rozwiązań zapłonu przyczynia się do obniżenia emisji związków toksycznych oraz zanieczyszczeń. Dalsze badania oraz stworzenie narzędzia bazującego na GRI-Mech 3.0 i pozwalającego na uwzględnienie sposobu przygotowania mieszanki paliwowo-powietrznej oraz wymiany ładunku w cylindrze będą pomocne przy optymalizacji procesu spalania w przemysłowych silnikach gazowych.

Przedstawione w pracy wyniki obliczeń wskazują, że teoretyczne sprawności silników gazowych zasilanych paliwami niskokalorycznymi nie odbiegają znacząco od sprawności silników zasilanych paliwami wysokometanowymi. Ma to znaczenie chociażby ze względu na liczne złoża gazów ziemnych zaazotowanych występujących w Polsce, które mogłyby zostać wykorzystane do napędzania układów kogeneracyjnych. Dyrektywa 2004/8/EC Unii Europejskiej promuje skojarzoną gospodarkę ciepłno-energetyczną jako przyszłościowe rozwiązanie, dlatego temat jest wart zainteresowania.

Podziękowania

Część badań była wykonana na zlecenie PGNiG S.A. oddział w Odolanowie oraz w ramach projektu rozwojowego Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy nr: N R06 0021 10_2010.02.

Jakub Rojewski, MEng – Postgraduate in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Mgr inż. Jakub Rojewski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jakub.rojewski@doctorate.put.poznan.pl



Rafał Ślefarski, DEng – doctor in the Faculty of Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Dr inż. Rafał Ślefarski – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: rafal.slefarski@put.poznan.pl



Jacek Wawrzyniak, MEng – Postgraduate in the Faculty of Machines and Transportation at Poznan University of Technology, Gas compressor station manager at PGNiG SA Branch Odolanów.

Mgr inż. Jacek Wawrzyniak – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej, kierownik działu Tłocznia Gazu w PGNiG S.A. oddział w Odolanowie.



Corrosion resistance of valve steel in diesel exhaust gas containing 5, 10 and 20 % of FAME

The operating properties of exhaust valves under heavy thermal and mechanical loads are dependent on the strength of steel i.e. resistance to mechanical deformations under increased and high temperatures and high temperature corrosive action of hot exhaust gas. Long term operation of exhaust valves under the conditions of cyclic thermal and mechanical tensions in the environment of diesel exhaust gas where the main oxidizing components are oxygen, carbon dioxide and overheated steam leads to a corrosion of the steel surface and diffusion processes on the thin surface layer of steel, which, under extreme conditions, may lead to a deformation of the valve, an increased leakage of the combustion chamber and a damage or destruction of the engine.

The investigations of the corrosion resistance of valve steel in diesel exhaust gas containing 5, 10 and 20 % of FAME were conducted on the durability test stand of BOSMAL Automotive Research and Development Institute in Bielsko-Biala in the oxidation catalyst chamber under the conditions simulating the operation of exhaust valves in diesel engines. The tests have confirmed that the corrosion resistance of valve steel in diesel exhaust gas decreases with an increased content of FAME in the fuel and as the content of Cr, Si, Ni is reduced in the tested valve steel and the content of Mn is increased in the tested valve steel.

Key words: valve steel, corrosion resistance, exhaust gas, diesel fuel, FAME

Odporność korozyjna stali zaworowych w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem 5, 10 i 20 % FAME

O walorach eksploatacyjnych wysokoobciążonych cieplnie i mechanicznie zaworów wylotowych decyduje żarowytrzymałość stali, tj. jednoczesna odporność stali na odkształcenia mechaniczne w podwyższonych i wysokich temperaturach oraz wysokotemperaturowe korozyjne oddziaływanie gorących gazów spalinowych. Długookresowa eksploatacja zaworów wylotowych w warunkach cyklicznie zmiennych naprężeń cieplnych i mechanicznych w atmosferze spalin oleju napędowego, gdzie głównymi składnikami utleniającymi są tlen, dwutlenek węgla i przegrzana para wodna powoduje jednoczesną korozję powierzchni stalowej oraz procesy dyfuzyjne w cienkiej warstwie przypowierzchniowej stali, co w skrajnych warunkach eksploatacyjnych może prowadzić do odkształcenia zaworów, zmniejszenia szczelności komory spalania i uszkodzenia lub zniszczenia silnika spalinowego.

Badania odporność korozyjnej stali zaworowych w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem 5, 10 i 20 % FAME prowadzono w komorze roboczej reaktora utleniającego w warunkach symulujących pracę zaworów wylotowych w silnikach o zapłonie samoczynnym na stanowisku badań trwałościowych Instytutu Badań i Rozwoju Motoryzacji w Bielsku-Białej. Badania wykazały, że odporność korozyjna stali zaworowych w gazach spalinowych oleju napędowego zmniejsza się wraz ze zwiększeniem zawartości FAME w oleju napędowym oraz zmniejszeniem zawartości Cr, Si, Ni i zwiększeniem zawartości Mn w badanych stalach zaworowych.

Słowa kluczowe: stal zaworowa, odporność korozyjna, spaliny, olej napędowy, FAME

1. Introduction

Out of numerous components of four stroke diesel engines the exhaust valves are the few that are under such heavy thermal and mechanical loads operating in an extremely corrosively aggressive environment of hot exhaust gas [1–3]. In order to ensure high resistance of the exhaust valves under heavy thermal and mechanical loads (resistance to low and high temperature creeping [4]) and high heat resistance in diesel exhaust gas where the main oxidizers are: oxygen from approx. 2.0 to approx. 18.0 %, carbon dioxide from approx. 0.01 to approx. 0.5 % and overheated steam from approx. 0.5 to approx. 4.0 % [5] the exhaust valve heads are most often manufactured from four types of high-alloy valve steel of the chemical composition given in Table 1.

1. Wprowadzenie

Spośród licznych elementów konstrukcyjnych czterosuwowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym zawory wylotowe należą do nielicznych silnie obciążonych cieplnie i mechanicznie oraz pracujących w niezwykle agresywnym korozyjnie środowisku gorących gazów spalinowych [1–3]. Celem zapewnienia wysokiej żarowytrzymałości wysokoobciążonych cieplnie i mechanicznie zaworów wylotowych, tj. wysokiej odporności na nisko-, a zwłaszcza wysokotemperaturowe pełzanie [4] oraz wysokiej żaroodporności w gazach spalinowych oleju napędowego, gdzie głównymi utleniaczami są: tlen od ok. 2,0 do ok. 18,0 %, dwutlenek węgla od ok. 0,01 do ok. 0,5 % oraz przegrzana para wodna od ok. 0,5 do ok. 4,0 % [5], grzybki współczesnych zaworów wylotowych wytwarzane są zazwyczaj z

Table 1. Chemical composition of steel used for the production of exhaust valves in gasoline and diesel engines [6–8]
 Tabela 1. Skład chemiczny stali stosowanych do produkcji zaworów wylotowych silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym [6–8]

Type of steel/ gatunek stali	Chemical composition/skład chemiczny [%]						
	C	Cr	Ni	Mn	Si	Nb	W
X33CrNiMnN23-8	0.28–0.38	22.0–24.0	7.00–9.00	1.5–3.5	0.50–1.00	–	–
X50CrMnNiNbN21-8	0.45–0.55	20.0–22.0	3.50–5.50	8.0–10.0	< 0.45	1.80–2.50	0.80–1.50
X53CrMnNiN20-8	0.48–0.58	20.0–23.0	3.25–4.50	8.0–10.0	< 0.25	–	–
X55CrMnNiN20-8	0.50–0.60	19.5–21.5	1.50–2.75	7.0–10.0	< 0.25	–	–

The listed steel types also contain < 0.05 % P, < 0.04 % S and from approx. 0.20 to approx. 0.60 % N.
 Wymienione stale zawierają także < 0,05 % P, < 0,04 % S oraz od ok. 0,20 do ok. 0,60 % N.

The tests on the corrosion resistance of valve steel in diesel exhaust gas containing biocomponents i.e. Fatty Acid Methyl Esters (FAME) [9–11] were conducted in the temperature of 1173 K under the conditions of a continuous flow of diesel exhaust gas through the oxidation catalyst chamber. The conducted tests have confirmed that the corrosion resistance of high-alloy valve steel in diesel exhaust gas is reduced as the content of FAME in the diesel fuel grows and the content of Cr, Si and Ni in the tested valve steel is reduced and the content of Mn in the tested valve steel is increased.

2. Own research

The investigations into the corrosion resistance of valve steel in diesel exhaust gas containing FAME were conducted on samples in the form of discs of the thickness of approx. 1 mm and a diameter 16 and 19 mm obtained through machining of the elements from drawn bars (of the diameters of 17 and 20 mm respectively) of an industrial high-alloy valve steel: X33CrNiMnN23-8, X50CrMnNiNbN21-8, X53CrMnNiN20-8 and X55CrMnNiN20-8 of the chemical composition specified in Table 2.

The corrosion resistance test samples, upon mechanical preparation and boring of 2 mm holes at a distance of 2 mm from the edges, were polished and buffed using sand papers and abrasive compounds and then cleansed with methanol and dried under a stream of compressed air. Next, the samples were measured with the accuracy of 10⁻² mm and weighed with the accuracy of 10⁻⁴ g in an air-conditioned room. Then the samples were hung on kanthal hooks and in a glass bowl they were put inside the pipe of the oxidation catalyst (Fig. 1).

The oxidation of the sample discs of the thickness of approx. 1 mm and a diameter of 16 and 19 mm was conducted under the conditions of a continuous flow of the exhaust gas through the chamber of the oxidation catalyst and cyclic thermal shocks [12], i.e. heating the samples in the temperature of 1173 K for 2

Table 2. Chemical composition of the tested valve steel
 Tabela 2. Skład chemiczny badanych stali zaworowych

Steel/stal	Chemical composition/skład chemiczny [%]										
	C	Cr	Ni	Mn	Si	Mo	W	Nb	N	S	P
X33CrNiMnN23-8	0.35	23.40	7.82	3.30	0.63	0.11	0.02	–	0.28	< 0.005	< 0.040
X50CrMnNiNbN21-8	0.54	19.88	3.64	7.61	0.30	–	0.86	2.05	0.44		
X53CrMnNiN20-8	0.53	20.50	4.10	10.30	0.30	0.12	–	–	0.41		
X55CrMnNiN20-8	0.55	20.30	2.08	7.57	0.17	0.11	–	–	0.38		

czterech gatunków wysokostopowych stali zaworowych o składzie chemicznym podanym w tabeli 1.

Badania odporności korozyjnej stali zaworowych w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem biokomponentów, tj. estrów metylowych wyższych kwasów tłuszczowych (FAME) [9–11] prowadzono w temperaturze 1173 K w warunkach ciągłego przepływu

gazów spalinowych silnika o zapłonie samoczynnym przez komorę reaktora utleniającego. Przeprowadzone badania wykazały, że odporność korozyjna wysokostopowych stali zaworowych w gazach spalinowych silnika o zapłonie samoczynnym zmniejsza się wraz z jednoczesnym zwiększeniem zawartości FAME w oleju napędowym oraz zmniejszeniem zawartości Cr, Si i Ni, a także zwiększeniem zawartości Mn w badanych stalach zaworowych.

2. Badania własne

Badania odporności korozyjnej stali zaworowych w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem FAME prowadzono na próbkach w postaci dysków o grubości ok. 1 mm i średnicy 16 i 19 mm pobranych metodą toczenia z prętów ciągnionych o średnicy odpowiednio 17 i 20 mm z przemysłowego wytopu wysokostopowych stali zaworowych odpowiednio: X33CrNiMnN23-8, X50CrMnNiNbN21-8, X53CrMnNiN20-8 i X55CrMnNiN20-8 o składzie chemicznym podanym w tabeli 2.

Próbki do badań odporności korozyjnej po obróbce mechanicznej i nawierceniu otworków o średnicy 2 mm w odległości ok. 2 mm od krawędzi szlifowano i polerowano z wykorzystaniem odpowiednich papierów ściernych i past polerskich, a następnie myto alkoholem metylowym i suszono w strumieniu sprężonego powietrza. Po wymienionych zabiegach mechanicznych próbki mierzono z dokładnością 10⁻² mm i ważono z dokładnością 10⁻⁴ g w klimatyzowanym pomieszczeniu, po czym próbki wieszano na kanthalowych haczykach i w łódeczce transportowej wsuwano do szklanej rury reaktora utleniającego (rys. 1).

Utlenianie próbek w postaci dysków o grubości ok. 1 mm i średnicy 16 i 19 mm prowadzono w warunkach ciągłego przepływu gazów spalinowych przez komorę roboczą reaktora utleniającego oraz cyklicznych wstrząsów cieplnych [12], tj. wygrzewania próbek w temperaturze 1173 K przez 2 godziny, po czym chłodzenia do temperatury pokojowej i wygrzewania w wymienionej temperaturze przez 25 min.

Utleniane próbki w z góry ustalonych odstępach czasu, tj. co 24 godz. wyjmowano

hours and subsequently chilling them to the room temperature and keeping them in this temperature for 25 minutes.

The samples oxidized at preset time intervals (every 24 hours) were evacuated from the chamber, chilled in open air to the room temperature and then cleaned from the chipping scale with compressed air and weighed with the accuracy of 10^{-4} g. The corrosion resistance of valve steel in the diesel exhaust gas containing 5, 10 and 20 per cent FAME was tested through the method of measurement of cyclic increment/decrement of mass of the oxidized samples Δm in reference to the initial area S [g/cm^2] and oxidation time t [hours] [13]. The comparative analysis of the corrosion resistance of the tested valve steel was conducted using the graph of mass change of the oxidized samples as a function of the number of thermal shocks and oxidation times [14] (Fig. 2).

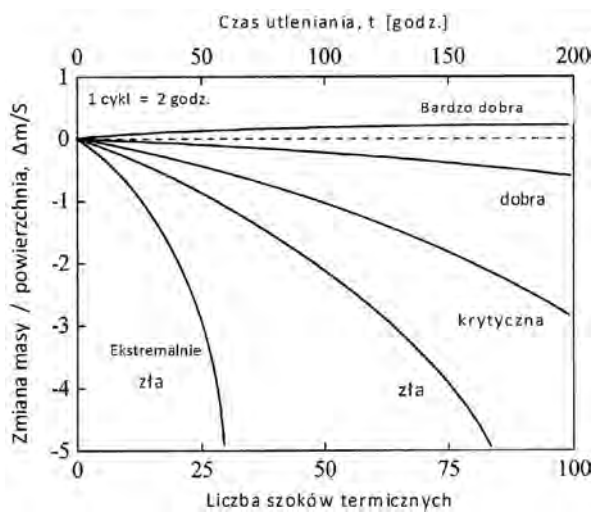


Fig. 2. Corrosion resistance as a function of the number of thermal shocks and oxidation time [14]

Rys. 2. Odporność korozyjna stali w funkcji liczby wstrząsów cieplnych i czasu utleniania [14]

3. Test results and discussion

The conducted tests of the oxidation rate of the X33CrNiMnN23-8, X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 and X55CrMnNiN20-8 valve steel in diesel exhaust gas have shown that the greatest corrosion resistance in diesel exhaust gas containing 5 % FAME had steel of the highest content of Cr (23.40 %), Ni (7.82 %) and Si (0.63 %) and the lowest content of Mn (3.30 %) i.e. high-alloy austenitic valve steel X33CrNiMnN23-8 for which the decrement of the average mass of the samples increased smoothly to approx. $0.00034 \text{ g}/\text{cm}^2$ after approx. 175 hours and to $0.01265 \text{ g}/\text{cm}^2$ after approx. 350 hours of oxidation in the temperature of 1173 K (Fig. 3, curve 1). Low corrosion resistance in diesel exhaust gas containing 5 % FAME had the X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 and X55CrMnNiN20-8 valve steel of a lower content of Cr (19.88, 20.50 and 20.30 % respectively), Si (0.30, 0.30 and 0.17 % respectively) and Ni (3.64, 4.10 and 2.08 % respectively) and a higher content of Mn (7.61, 10.30 and 7.57 % respectively) in the case of which the samples were fully oxidized (as opposed to X33CrNiMnN23-8) already



Fig. 1. Samples prepared for the corrosion resistance tests of the valve steel in diesel exhaust gas on a hanger in a glass bowl

Rys. 1. Próbki do badań odporności korozyjnej stali zaworowych w gazach spalinowych oleju napędowego na zawieszce w szklanej łódce transportowej

z komory reaktora, chłodzono na wolnym powietrzu do temperatury pokojowej, a następnie czyszczono strumieniem sprężonego powietrza z odpadającej zgorzeliny i ważono z dokładnością 10^{-4} g. Odporność korozyjną stali zaworowych w gazach spalinowych oleju napędowego z 5-, 10- i 20-procentowym dodatkiem FAME badano metodą cyklicznego pomiaru przyrostu lub ubytku masy utlenianych próbek Δm w odniesieniu do powierzchni początkowej próbek S [g/cm^2] oraz czasu utleniania t [godz.] [13]. Natomiast analizę porównawczą odporności korozyjnej badanych stali zaworowych prowadzono, korzystając z wykresu zmiany masy utlenianych próbek w funkcji liczby wstrząsów cieplnych i czasów utleniania [14] (rys. 2).

3. Omówienie wyników badań

Przeprowadzone badania szybkości utleniania stali zaworowych X33CrNiMnN23-8, X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 i X55CrMnNiN20-8 w gazach spalinowych silnika o zapłonie samoczynnym wykazały, że największą odporność korozyjną w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem 5 % FAME wykazała stal o największej zawartości Cr (23,40 %), Ni (7,82 %) i Si (0,63 %) oraz najmniejszej zawartości Mn (3,30 %), tj. wysokostopowa austenityczna stal zaworowa X33CrNiMnN23-8, gdzie ubytek średniej masy próbek zwiększył się łagodnie do ok. $0,00034 \text{ g}/\text{cm}^2$ po ok. 175 godz. i do $0,01265 \text{ g}/\text{cm}^2$ po ok. 350 godz. utleniania w temperaturze 1173 K (rys. 3, krzywa 1). Małą odporność korozyjną w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem 5 % FAME wykazały natomiast stale zaworowe X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 i X55CrMnNiN20-8 o mniejszej w porównaniu do stali X33CrNiMnN23-8 zawartości Cr, odpowiednio: 19,88, 20,50 i 20,30 %, Si odpowiednio: 0,30, 0,30 i 0,17 % i Ni odpowiednio: 3,64, 4,10 i 2,08 % oraz większej zawartości Mn odpowiednio: 7,61, 10,30 i 7,57 %, gdzie próbki w odróżnieniu od stali X33CrNiMnN23-8 uległy całkowitemu utlenieniu już po ok. 75 godzinach utleniania w temperaturze 1173 K (rys.3, krzywe odpowiednio: 2, 3 i 4).

Dalsze badania odporności korozyjnej stali zaworowych wykazały, że zwiększenie zawartości FAME w oleju napędowym z 5 do 10 % nie wywiera istotnego wpływu na odporność korozyjną stali o największej zawartości Cr, Ni, Si i najmniejszej spośród badanych stali zaworowych zawartości Mn, tj. stali zaworowej X33CrNiMnN23-8, gdzie ubytek

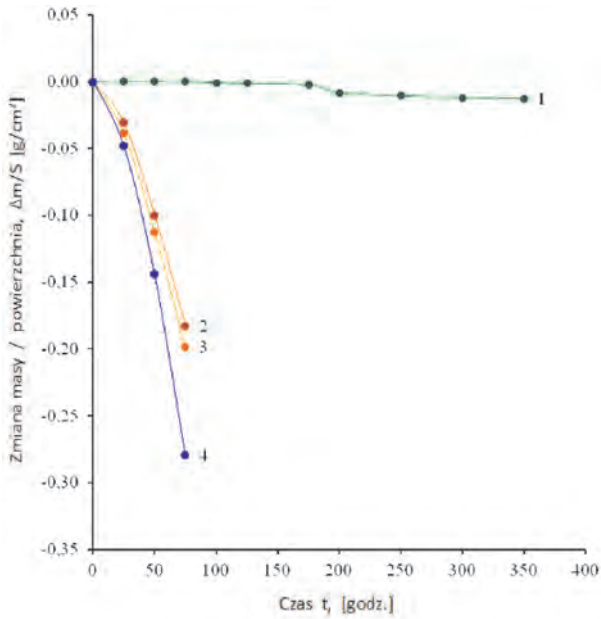


Fig. 3. Corrosion resistance of valve steel: 1 – X33CrNiMnN23-8, 2 – X50CrMnNiNbN21-9, 3 – X53CrMnNiN20-8 i 4 – X55CrMnNiN20-8 in diesel exhaust gas containing 5 % FAME. The samples were oxidized under the conditions of cyclic thermal shocks in the temperature of 1173 K

Rys. 3. Odporność korozyjna stali zaworowych: 1 – X33CrNiMnN23-8, 2 – X50CrMnNiNbN21-9, 3 – X53CrMnNiN20-8 i 4 – X55CrMnNiN20-8 w gazie spalinowym oleju napędowego z dodatkiem 5 % FAME. Próbki utleniano w warunkach cyklicznych wstrząsów cieplnych w temperaturze 1173 K

after approx. 75 hours of oxidation in the temperature of 1173 K (Fig. 3, curves 2, 3 and 4 respectively).

Further tests of the corrosion resistance of valve steel have shown that an increase in the FAME content in the diesel fuel from 5 to 10 % does not have a significant impact on the corrosion resistance of steel of the highest content of Cr, Ni, Si and the lowest constant of Mn i.e. X33CrNiMnN23-8 for which the decrement of the average mass of the samples under the conditions of cyclic thermal shocks in the temperature of 1173 K increased similarly as in the exhaust gas of the diesel fuel containing 5 % FAME i.e. smoothly, to approx. 0.00012 g/cm² after approx. 50 hours and to approx. 0.0436 g/cm² after approx. 300 hours of oxidation (Fig. 4, curve 1'). The increase in the FAME content in the diesel fuel to 10 % significantly influenced the corrosion resistance of valve steel of a lower content of Cr, Ni and Si and a higher content of Mn i.e. high-alloy valve steel X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 and X55CrMnNiN20-8 for which the samples (as opposed to X33CrNiMnN23-8) were entirely oxidized already after approx. 50 hours of heating in the temperature of 1173 K, i.e. in the time approx. 1/3 shorter than was the case for the diesel fuel containing 5 % FAME (Fig. 4, curves: 2', 3' and 4' respectively).

A further increase in the FAME content in the diesel fuel from 10 to 20 %, despite authors' expectations did not have any significant influence on the reduction of the X33CrNiMnN23-8 valve steel corrosion resistance for which the mass of samples decreased identically as in the exhaust gas of the diesel fuel

średniej masy próbek w warunkach cyklicznych wstrząsów cieplnych w temperaturze 1173 K zwiększał się podobnie jak w gazie spalinowym oleju napędowego z dodatkiem 5 % FAME, tj. łagodnie do ok. 0,00012 g/cm² po ok. 50 godz. i do ok. 0,0436 g/cm² po ok. 300 godz. utleniania (rys.4, krzywa 1'). Zwiększenie zawartości FAME w oleju napędowym do 10 % wywarło natomiast duży wpływ na zmniejszenie odporności korozyjnej stali o mniejszych zawartościach Cr, Ni i Si oraz większych zawartościach Mn, tj. wysokostopowych stali zaworowych X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 i X55CrMnNiN20-8, gdzie próbki w odróżnieniu od stali X33CrNiMnN23-8 uległy całkowitemu utlenieniu już po ok. 50 godz. wyżarzania w temperaturze 1173 K, tj. w czasie o ok. 1/3 krótszym niż w gazie spalinowym oleju napędowego z dodatkiem 5 % FAME (rys. 4, krzywe odpowiednio: 2', 3' i 4').

Dalsze zwiększenie zawartości FAME w oleju napędowym z 10 do 20 % pomimo oczekiwań nie wywarło istotnego wpływu na zmniejszenie odporności korozyjnej stali X33CrNiMnN23-8, gdzie masa próbek zmniejszała się identycznie jak w gazie spalinowym oleju napędowego z dodatkiem 5 i 10 % FAME, tj. początkowo łagodnie do ok. 0,00048 g/cm² po ok. 50 godz. utleniania i dalej nieco bardziej intensywnie do ok. 0,0437 g/cm² po ok. 300 godz. utleniania w temperaturze 1173 K (rys. 5, krzywa 1''). Zwiększenie zawartości FAME w oleju napędowym do 20 % zmniejsza natomiast odporność korozyjną stali

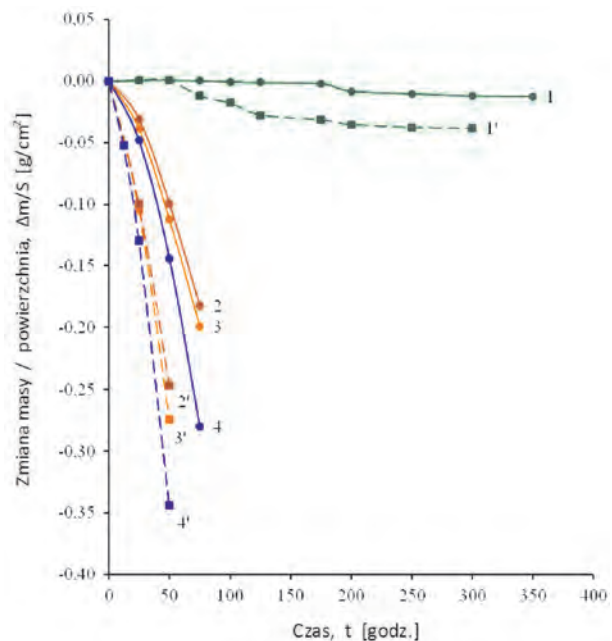


Fig. 4. Corrosion resistance of valve steel: 1 – X33CrNiMnN23-8, 2 – X50CrMnNiNbN21-9, 3 – X53CrMnNiN20-8 i 4 – X55CrMnNiN20-8 in the exhaust gas of the diesel fuel containing 5 and 10 % FAME: (1, 2, 3 and 4) and (1', 2', 3' and 4') respectively. The samples were oxidized under the conditions of cyclic thermal shocks in the temperature of 1173 K

Rys. 4. Odporność korozyjna stali zaworowej: 1 – X33CrNiMnN23-8, 2 – X50CrMnNiNbN21-9, 3 – X53CrMnNiN20-8 i 4 – X55CrMnNiN20-8 w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem 5 i 10 % FAME odpowiednio: (1, 2, 3 i 4) i (1', 2', 3' i 4'). Próbki utleniano w warunkach cyklicznych wstrząsów cieplnych w temperaturze 1173 K

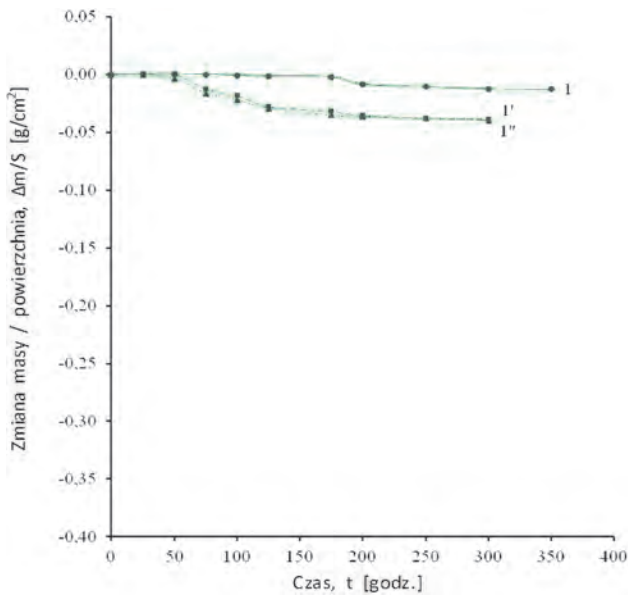


Fig. 5. Corrosion resistance of the X33CrNiMnN23-8 valve steel in the exhaust gas of the diesel fuel containing 5, 10 and 20 % FAME: 1, 1' and 1'' respectively. The samples were oxidized under the conditions of cyclic thermal shocks in the temperature of 1173 K

Rys. 5. Odporność korozyjna stali zaworowej X33CrNiMnN23-8 w gazie spalinowym oleju napędowego z dodatkiem 5, 10 i 20 % FAME odpowiednio: 1, 1' i 1''. Próbkę utleniano w warunkach cyklicznych wstrząsów cieplnych w temperaturze 1173 K

containing 5 and 10 % FAME i.e. initially smoothly to approx. 0.00048 g/cm² after approx. 50 hours of oxidation and then a bit more intensely to approx. 0.0437 g/cm² after approx. 300 hours of oxidation in the temperature of 1173 K (Fig. 5, curve 1''). The increase in the FAME content in the diesel fuel to 20 % did, however, reduce the corrosion resistance of the X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 and X55CrMnNiN20-8 valve steel for which the samples of the thickness of approx. 0.85 mm, i.e. thinner than the nominal ones by approx. 15 % were entirely oxidized already after approx. 25 hours of heating in the temperature of 1173 K, i.e. in the time approx. 2/3 shorter than was the case for the exhaust gas containing 5 % FAME (Fig. 7, curve 2, 3 and 4) and in the time approx. 1/2 shorter than was the case for the exhaust gas of the diesel fuel containing 10 % FAME (Fig. 6, curve 2'', 3'' and 4'').

4. Conclusions

The conducted tests on the corrosion resistance of valve steel in the exhaust gas of the diesel fuel of different FAME content have shown that:

1. An increase in the FAME content in the exhaust gas of the diesel fuel from 5 to 10 and 20 % does not have a significant influence on the reduction of the corrosion resistance of steel of a sufficiently high content of Cr (23.40 %), Ni (7.82 %) and Si (0.63 %) and a low content of Mn (3.30 %) i.e. the X33CrNiMnN23-8 valve steel, for which the decrement of average mass of the samples grew smoothly to approx. 0.0126, 0.0436 and 0.0437 g/cm² as the oxidation time extended to approx. 350, 300 and 300 hours of heating in the temperature of 1173 K (Fig. 7, point 1, 1' and 1'').

X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 i X55CrMnNiN20-8, gdzie próbki o grubości ok. 0,85 mm, tj. cieńsze

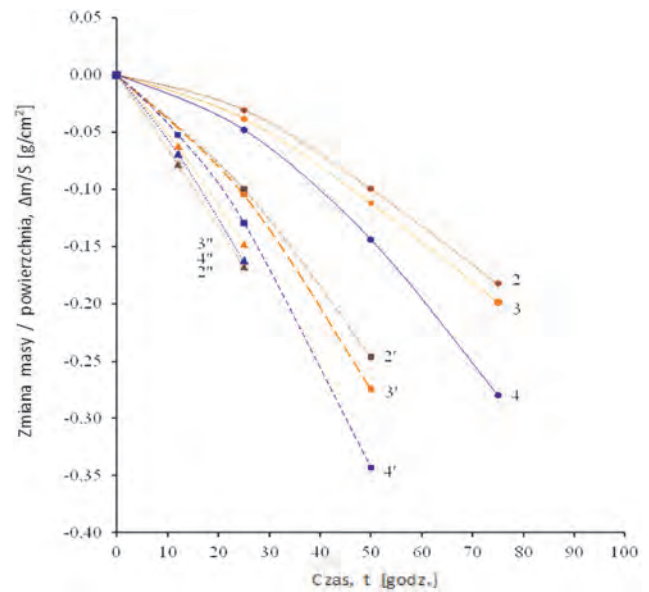


Fig. 6. Corrosion resistance of valve steel: 2 – X50CrMnNiNbN21-9, 3 – X53CrMnNiN20-8 and 4 – X55CrMnNiN20-8 in the exhaust gas of the diesel fuel containing 5, 10 and 20 % FAME: (2, 3 and 4), (2', 3' and 4') and (2'', 3'' and 4'') respectively. The samples were oxidized under the conditions of cyclic thermal shocks in the temperature of 1173 K

Rys. 6. Odporność korozyjna stali zaworowej: 2 – X50CrMnNiNbN21-9, 3 – X53CrMnNiN20-8 i 4 – X55CrMnNiN20-8 w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem 5, 10 i 20 % FAME odpowiednio: (2, 3 i 4), (2', 3' i 4') i (2'', 3'' i 4''). Próbkę utleniano w warunkach cyklicznych wstrząsów cieplnych w temperaturze 1173 K

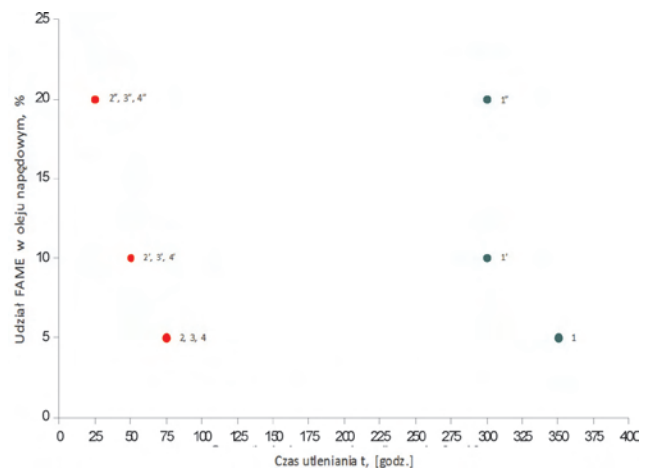


Fig. 7. Corrosion resistance of valve steel: 1 – X33CrNiMnN23-8, 2 – X50CrMnNiNbN21-9, 3 – X53CrMnNiN20-8 i 4 – X55CrMnNiN20-8 in the temperature of 1173 K in the exhaust gas of the diesel fuel containing 5, 10 and 20 % FAME. The samples (2, 3 and 4), (2', 3' and 4') and (2'', 3'' and 4'') were entirely oxidized after 75, 50 and 25 hours of heating respectively. The oxidation process of the samples (1, 1' and 1'') was discontinued after approx. 350, 300 and 300 hours of heating

Rys. 7. Odporność korozyjna stali zaworowych: 1 – X33CrNiMnN23-8, 2 – X50CrMnNiNbN21-9, 3 – X53CrMnNiN20-8 i 4 – X55CrMnNiN20-8 w temperaturze 1173 K w gazach spalinowych oleju napędowego z dodatkiem 5, 10 i 20 % FAME. Próbkę (2, 3 i 4), (2', 3' i 4') i (2'', 3'' i 4'') uległy całkowitemu utlenieniu odpowiednio po 75, 50 i 25 godz. Wyżarzania, natomiast proces utleniania próbek (1, 1' i 1'') przerwano odpowiednio po ok. 350, 300 i 300 godz. wyżarzania

2. An increase in the FAME content in the diesel fuel from 5 to 10 and 20 % and a reduction of the Cr content in the tested valve steel on average to approx. 20.22 %, Ni to approx. 3.27 % and Si to approx. 0.22 % and an increase in the average content of Mn to approx. 8.49 % significantly reduces the corrosion resistance of the X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 and X55CrMnNiN20-8 valve steel for which the samples (as compared to the X33CrNiMnN23-8 steel) were entirely oxidized after approx. 75, 50 and 25 hours of heating in the temperature of 1173 K (Fig. 7, point 2, 3 and 4; 2', 3' and 4' and 2'', 3'' and 4'').

Bibliography/Literatura

- [1] Mrowec S., Werber T.: Modern Sc-Resistant Materials, National Bureau of Standards and National Science Foundation, Washington D.C., 1982.
- [2] Birks N., Meier G.H., Pettit F.S.: Introduction to the high temperature oxidation of metals, Cambridge, University Press, (2009).
- [3] Kofstad P.: High Temperature Corrosion, ed. Elsevier Applied Science, London and New York 1988.
- [4] Adamczyk J.: Metaloznawstwo teoretyczne, cz. 3. Własności mechaniczne. Politechnika Śląska, Gliwice 1989.
- [5] Merksiz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych. Tom I i II. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
- [6] Norma PN-EN 10098 – 1, 2001. Stale i stopy zaworowe w silniku spalinowym.
- [7] Galerie A.: High Temperature Corrosion of Chromia-forming Iron, Nickel and Cobalt-base Alloys in Shreir's Corrosion, 4th Edition, Elsevier Ltd., Amsterdam, The Nitherland, 2010, vol. 1, pp.583-645.
- [8] Scott C.G., Riga A.T., Hong H.: The erosion-corrosion of nickel-base diesel engine exhaust valves, Wear 181-183 (1995), 485-494.
- [9] Norma PN-EN 14214:2012. Paliwa do pojazdów samochodowych – Estry metylowe kwasów tłuszczowych (FAME) do silników o zapłonie samoczynnym (Diesla) – Wymagania i metody badań.
- [10] Agarwal A.K.: Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines, Progress in Energy and Combustion Science, 33 (2007), 233-271.
- [11] Singh B., Korstad J., Sharma Y. C.: A critical review on corrosion of compression ignition (CI) engine parts by biodiesel blends and its inhibition, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16 (2012), 3401-3408.
- [12] Naumienko D., Singheiser L., Guadakkers W.J.: Oxidation Limited of FeCrAl Based Alloys during Thermal Cyclic, in Proceedings of an EFC Workshop, Frankfurt/Main 1999, pp. 287-306, by M. Schutze and W.J. Quadackers.
- [13] Grzesik Z., Adamaszek K., Jurasz Z., Mrowec S.: Corrosion of Valve Steels in Combustion Gases of Diesel Engines under

od grubości nominalnej o ok. 15 %, uległy całkowitemu utlenieniu już po ok. 25 godz. wyżarzania w temperaturze 1173 K, tj. w czasie o ok. 2/3 krótszym niż w gazie spalinowym oleju napędowego z dodatkiem 5 % FAME (rys. 7, krzywa 2, 3 i 4) i w czasie o ok. 1/2 krótszym niż w gazie spalinowym oleju napędowego z dodatkiem 10 % FAME (rys. 6, krzywa 2'', 3'' i 4'').

4. Podsumowanie

Przeprowadzone badania odporności korozyjnej stali zaworowych w gazach spalinowych oleju napędowego z różną zawartością FAME wykazały, że:

1. Zwiększenie zawartości FAME w oleju napędowym z 5 do 10 i 20 % nie wywiera istotnego wpływu na zmniejszenie odporności korozyjnej stali o odpowiednio dużej zawartości Cr (23,40 %), Ni (7,82 %) i Si (0,63 %) oraz małej zawartości Mn (3,30 %), tj. stali zaworowej X33CrNiMnN23-8, gdzie ubytek średniej masy próbek zwiększał się łagodnie odpowiednio do ok. 0,0126, 0,0436 i 0,0437 g/cm² wraz ze zwiększeniem czasu utleniania odpowiednio do ok. 350, 300 i 300 godz. wyżarzania w temperaturze 1173 K (rys.7, pkt. 1, 1' i 1'').
2. Zwiększenie zawartości FAME w oleju napędowym z 5 do 10 i 20 % i zmniejszenie zawartości Cr w badanych stalach zaworowych średnio do ok. 20,22 %, Ni do ok. 3,27 % i Si do ok. 0,22 % oraz zwiększenie średniej zawartości Mn do ok. 8,49 % wywiera duży wpływ na zmniejszenie odporności korozyjnej stali zaworowej X50CrMnNiNbN21-9, X53CrMnNiN20-8 i X55CrMnNiN20-8, gdzie próbki w odróżnieniu od stali X33CrNiMnN23-8 uległy całkowitemu utlenieniu odpowiednio po ok. 75, 50 i 25 godz. wyżarzania w temperaturze 1173 K (rys. 7, pkt. 2, 3 i 4; 2', 3' i 4' oraz 2'', 3'' i 4'').

Thermal Shock Conditions, Defect and Diffusion Forum Vols. 323-325, Trans Tech Publications, Switzerland, 2012.

- [14] Grzesik Z., Mrowec S., Jurasz Z., Adamaszek K.: The behavior of valve materials utilized in diesel engines under thermal shock conditions, High Temperature Materials and Processes, Freund Publishing House Ltd. Tel Aviv, Israel, vol.29, Nos. 1-2, 2010.

Mariusz Wisła, MSc. – research in the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Mgr Mariusz Wisła – specjalista d/s Badań w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.

e-mail: mariusz.wisla@bosmal.com.pl



Krzysztof Adamaszek, DEng. – doctor in the Material Testing Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Dr inż. Krzysztof Adamaszek – adiunkt w Zakładzie Metaloznawstwa, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.

e-mail: krzysztof.adamaszek@bosmal.com.pl



Andrzej Suhecki, DEng. – Engine Testing Laboratory Manager at BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd. of Bielsko-Biala, Poland.

Dr inż. Andrzej Suhecki – Kierownik Pracowni Badań Stanowiskowych Silników w Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o. w Bielsku-Bialej.

e-mail: andrzej.suhecki@bosmal.com.pl



Commercial operation of the biogas cogeneration set with the JMS 316 GS-B.LC GE JENBACHER type engine

The paper discusses three years' commercial operation to date of the Biogas Cogeneration Set driven with the JMS 316 GS-B.LC GE JENBACHER type engine, which has been operating in the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa since the end of December 2008. The analysis covered the CHP Set's operation and shutdown times, number of start-ups and availability, electric energy and heat generation, and average hourly electric and thermal load; the Sewage Treatment Plant's electric energy and heat balance and the degree of coverage of its electric energy and heat demand by its own production; the unit biogas consumption by the CHP Set; the service work carried out on, and failures of the CHP Set; and the economic effects gained from the operation of the Set. The study is a continuation of the authors' previous publications [3, 6, 7, 8] and, jointly with them, constitutes a unique compendium of knowledge for future operators of CHP biogas sets in the form of a collection of actual operational data for one of the most representative biogas cogeneration sets operated in domestic sewage plants in terms of electric power (approx. 0.8 MW).

Key words: biogas engine, CHP – Combined Heat and Power; industrial operation, waste treatment plant

Eksploracja przemysłowa biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER typu JMS 316 GS-B.LC

W artykule omówiono dotychczasową, trzyletnią eksploatację przemysłową biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER typu JMS 316 GS-B.LC pracującego od końca grudnia 2008 r. w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. Analizowano czas pracy i postojów zespołu CHP, liczbę rozruchów i jego dyspozycyjność, produkcję energii elektrycznej i ciepła, średnie godzinowe obciążenie elektryczne i cieplne zespołu CHP, także bilans energii elektrycznej i ciepła oczyszczalni oraz stopień pokrycia zaporzebowania oczyszczalni na energię elektryczną i ciepło produkcją własną, jednostkowe zużycie biogazu przez zespół kogeneracyjny, prace serwisowe i awarie zespołu kogeneracyjnego oraz uzyskane efekty ekonomiczne z eksploatacji tego zespołu. Praca jest kontynuacją wcześniejszych publikacji autorów [3, 6–8] i łącznie z nimi stanowi unikatowe kompendium wiedzy dla przyszłych eksploataatorów biogazowych zespołów CHP w postaci zbioru rzeczywistych danych eksploatacyjnych, jednego z najbardziej reprezentatywnych pod względem mocy elektrycznej (ok. 0,8 MW) biogazowego zespołu kogeneracyjnego eksploatowanego w krajowych oczyszczalniach ścieków.

Słowa kluczowe: silnik biogazowy, energetyka skojarzona, eksploatacja przemysłowa, oczyszczalnia ścieków

1. Introduction

As early as in the seventies of the past century, the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa, and actually its predecessor – the WARTA S.A. Commercial Water Company, on the initiative of Prof. Karol Cupiał of the Institute of Internal Combustion Engines and Control Technology (presently, after the reorganization of the Faculty of Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science, renamed to the Institute of Thermal Machinery of Czestochowa University of Technology, undertook Poland's first trials on the utilization of biogas, as a by-product of anaerobic sewage sludge fermentation, for supplying piston engine-driven gas cogeneration sets, and subsequently operated several biogas cogeneration sets started up by Czestochowa University of Technology [1, 2, 4, 5] for many years.

2. The cogeneration set with the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC biogas engine

At the end of December 2008, in the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa, the company KWE-Technika Energetyczna Sp. z o.o. of Bielsko-Biała,

1. Wstęp

Oczyszczalnia Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie, a właściwie jej poprzedniczka Przemysłowa Spółka Wodna WARTA S.A. w Częstochowie, już w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku, z inicjatywy prof. Karola Cupiała z Instytutu Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej (obecnie, po reorganizacji Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Informatyki – Instytutu Maszyn Ciepłych) podjęła pierwsze w Polsce próby utylizacji biogazu – produktu ubocznego beztlenowej fermentacji osadów ściekowych przez jego wykorzystanie do zasilania gazowych zespołów kogeneracyjnych z silnikami tłokowymi, a następnie przez wiele lat eksploatowała kilka biogazowych zespołów kogeneracyjnych uruchomionych przez Politechnikę Częstochowską [1, 2, 4, 5].

2. Zespół kogeneracyjny z silnikiem biogazowym GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC

W końcu grudnia 2008 r. w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie firma KWE-Technika Energetyczna Sp. z o.o. z Bielska-Białej – Autoryzowany Przedstawiciel

the authorized representative of GE JENBACHER Gas Engines Division in Poland, commissioned a modern biogas cogeneration set complete with a GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine of an electric power of 828 kW and a thermal power of 870 kW. A comprehensive description of the Sewage Treatment Plant (STP) and the biogas cogeneration set, together with its basic technical specifications, is provided in [3, 6–8, 12, 14].

The GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC 16-cylinder (V70°) turbocharged SI engine [12, 14] is a driving unit for the biogas cogeneration set (Fig. 1) that generates electric energy and recovers heat from the engine cooling, lube oil and air-fuel mixture cooling systems and the exhaust-gas heat. This engine drives an AvK DIG 110 i/4 (1090 kVA/864 kWe/6.3 kV/1500 min⁻¹) self-excited synchronous three-phase generator supplied by Cummins Generator Technologies of Germany GmbH [12].



Fig. 1. The biogas cogeneration set with the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine operated at the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa

Rys. 1. Biogazowy zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatowany w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Czestochowie

The basic technical specifications of the biogas cogeneration (CHP) set with the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine are given in Table 1.

Thanks to the use of the LEANOX® air-fuel mixture composition regulation system with a CO oxidation catalyst and the DIA.NE engine management system, the gas engine meets the exhaust gas emission limits currently applicable to stationary ZI biogas engines, as set out in the TA-Luft 2002 code [10].

The GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine gas cogeneration set is fed with biogas of a calorific value of approx. 23 MJ/m³ and an average composition of: CH₄ (60–65) %; CO₂ (30–38) %; H₂S (< 20 ppm) [3, 6–8, 23]. The relatively high CO₂ content substantially enhances the antiknock properties of the gas, thus making it an attractive fuel for combustion engines. The required biogas quality [13] is achieved thanks to the use of, among other things, an active carbon filter in the engine fuel system [17].

The electric power of the cogeneration set is controlled either by setting a manual value from the overriding SCADA system level [21, 25] or through automatic operation allow-

w Polsce GE JENBACHER Gas Engines Division – uruchomiła nowoczesny biogazowy zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC o mocy elektrycznej 828 kW i mocy cieplnej 870 kW. Obszerny opis oczyszczalni ścieków oraz biogazowego zespołu kogeneracyjnego wraz jego danymi technicznymi zawarto w publikacjach [3, 6–8, 12, 14].

Szesnastocylindrowy (V70°), doładowany silnik ZI GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC [12, 14] jest jednostką napędową biogazowego zespołu kogeneracyjnego (rys. 1) wytwarzającego energię elektryczną i odzyskującego ciepło z układów: chłodzenia silnika, oleju smarującego, chłodzenia mieszanki palnej oraz ciepło spalin. Silnik ten napędza samowzbudny synchroniczny generator trójfazowy AvK DIG 110 i/4 (1090 kVA/864 kWe/6,3 kV/1500 min⁻¹) firmy Cummins Generator Technologies Germany GmbH [12]. Podstawowe dane techniczne zespołu CHP z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC zamieszczono w tabeli 1.



Dzięki zastosowaniu systemu regulacji składu mieszanki palnej (LEANOX®) z katalizatorem utleniającym CO i systemu zarządzania silnikiem DIA.NE [9, 12] silnik gazowy spełnia aktualnie obowiązujące limity emisji związków toksycznych występujących w spalinach dla stacjonarnych biogazowych silników ZI zawarte w przepisach TA-Luft 2002 [10].

Gazowy zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC zasilany jest biogazem o wartości opałowej ok. 23 MJ/m³ i o przeciętnym składzie: CH₄ (60–65) %, CO₂ (30–38) %, H₂S (< 20 ppm) [3, 6–8, 23].

Stosunkowo duża zawartość CO₂ w znaczący sposób podnosi odporność przeciwstukową gazu, czyniąc go atrakcyjnym paliwem dla silników spalinowych. Wymagana jakość biogazu [13] osiągnięta jest m.in. dzięki zastosowaniu w układzie paliwowym silnika filtra z węglem aktywnym [17].

Sterowanie mocą elektryczną zespołu kogeneracyjnego odbywa się przez ręczne zadawanie wartości z poziomu systemu nadrzędnego SCADA [21, 25] lub pracę automatyczną z uwzględnieniem taryfy B23 [26] i stanu napełnienia

Table 1. Basic technical specifications of the CHP set with GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine [12, 14]

Tabela. 1. Podstawowe dane techniczne zespołu CHP z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC [12, 14]

Specification	Unit/jednostka	Value/wartość
Ignition type/rodzaj zapłonu	–	SI – spark ignition/ZI
Number of cylinders/liczba cylindrów	–	16
Engine capacity/objętość skokowa silnika	dm ³	38.934
Cylinder bore/piston stroke/średnica cylindra/skok tłoka	mm	135/170
Compression ratio/stopień sprężania	–	12.5
Rotational speed – rated/znamienna prędkość obrotowa	min ⁻¹	1500
Average effective pressure/średnie ciśnienie użyteczne	bar	17.70
Average piston velocity/średnia prędkość tłoka	m/s	8.5
Mechanical output power/moc mechaniczna	kW	861
Electric output power (at cosφ = 1.00)/moc elektryczna (przy cosφ = 1.00)	kW	828
Air-fuel mixture/water heat exchanger power, ±8 % level 1/level 2/moc wymiennika ciepła mieszanka paliwowo-powietrzna/woda, ±8 % poziom 1/poziom 2/	kW	131/38
Oil/water heat exchanger power, ±8 %/moc wymiennika ciepła olej/woda, ±8 %	kW	95
Engine cooling warm water/process water heat exchanger power, ±8 %/moc wymiennika ciepła płyn chłodzący silnika/woda technologiczna, ±8 %	kW	253
Exhaust gas/process water heat exchanger power, ±8 %/moc wymiennika ciepła spaliny/woda technologiczna, ±8 %	kW	391
Total effective thermal power, ±8 %/całkowita moc cieplna, ±8 %	kW	870
Radiation heat/moc promieniowania	kW	68
Electric efficiency of the set/overall efficiency/sprawność elektryczna zestawu/sprawność ogólna	%	39.6/81.2
Engine efficiency loss – per each 100 m of altitude over 500 m above sea level/spadek sprawności silnika przy zwiększeniu wysokości n.p.m. o 100 m powyżej 500 m	%	0.7
Engine efficiency loss – per 1 °C above 25 °C/spadek sprawności silnika przy zwiększeniu temperatury otoczenia o 1°C powyżej 25 °C	%	0.5
Oil working pressure/robocze ciśnienie oleju	bar	4 – 5
Cooling water temperature on exit from the engine at full load/temp. płynu chłodzącego na wyjściu z silnika przy pełnym obciążeniu	°C	90
Dry/wet engine / CHP set mass/masa silnika bez płynów eksploatacyjnych/z płynami eksploatacyjnymi/zestawu CHP	kg	4000/4490/10 900
Engine/CHP set length/długość silnika/zestawu CHP	mm	2860/5882
Engine/CHP set width/szerokość silnika/zestawu CHP	mm	1340/1958
Engine/CHP set height/wysokość silnika/zestawu CHP	mm	1800/2240
Operational oil consumption/jednostkowe zużycie oleju smarującego	g/kWh	0.2
NO _x /CO emission (dry exhaust gas at 5 % O ₂ – with 50 % load)/emisja NO _x /CO (spaliny suche zawierające 5 % O ₂ – obciążenie 50 %)	mg/m ³	500/300

ing for the tariff B23 [26] and the biogas tank filling state [7, 8]. In the automatic mode, every 10 minutes the system checks for the biogas tank fill state, while trying to increase the biogas inventory during operation beyond the peak tariff and to operate with the highest possible power in the peak tariff period. Information about which tariff is currently “active” is sent from the SCADA overriding system.

3. Technical and economical experience gained so far

The analysis presented below has been made based on the data contained in [11] and concerns a three-year period of intensive commercial operation (2009-2011) of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set (Table 2). From the time its commissioning, the engine has operated 24 986 hours.

zbiornika biogazu [7, 8]. W trybie automatycznym system, co 10 minut, kontroluje stan napełnienia zbiornika biogazu, starając się zwiększyć zapas biogazu w czasie pracy poza taryfą szczytową oraz pracując z możliwie wysoką mocą w czasie taryfy szczytowej. Informacje o tym, która taryfa jest aktualnie aktywna przesyłana jest z systemu nadrzędnego SCADA.

3. Dotychczasowe doświadczenia techniczno-eksploatacyjne

Zamieszczoną poniżej analizę wykonano, opierając się na danych zawartych w publikacji [11] i dotyczy ona trzyletniego okresu intensywnej przemysłowej eksploatacji (2009-2011) biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC (tab. 2). Silnik od chwili uruchomienia przepracował 24 986 godzin.

Table 2. The annual operation time, shutdowns, start-ups and availability of the GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set – the authors' elaboration based on [11]

Tabela 2. Roczny czas pracy, postoje, rozruchy i dyspozycyjność biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC – opracowanie na podstawie [11]

Year/rok	Operation time/ czas pracy [h]	Shutdowns/ czas przestoju [h]	Availability/dostępność	Number of start-ups/ liczba rozruchów
2009	8258	502	0.942	379
2010	8413	347	0.961	268
2011	8093	667	0.924	401
Total/On average/ sumarycznie/średnio	24794	1516	0.942	1048

The data concerning the last operation time and shutdowns of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set, the number of its start-ups and its availability, are illustrated in Figures 2 and 3.

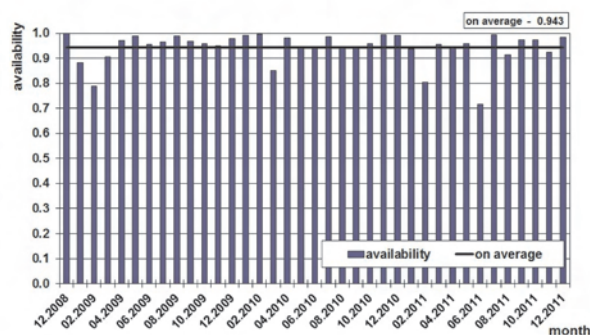


Fig. 2. The availability of the GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set operated in the WARTA S.A. STP of Czestochowa on a monthly basis

Rys. 2. Dyspozycyjność biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatowanego w OŚ WARTA S.A. w Częstochowie – w ujęciu miesięcznym

Figure 2 above shows that the Biogas Cogeneration Set has been operated in WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa very intensively. The Set's average availability of 0.943, as calculated for the entire last operation period, reflects very well both on the quality of the CHP Set and on the technical services who operate it. In many months, the availability rate approximated the unity. In February 2011, due to a four-day outage caused by a blow-out of the turbocharger and engine housing gasket, the availability rate decreased to 0.8, while in June 2011 the availability rate reduction down to a level of 0.72 was caused by the planned nine-day servicing of the Cogeneration Set after 20 000 hours of its operation.

In February 2009, a total of 142 hours of downtimes of the Cogeneration Set and an increased number (64) of its trips were noted due to disturbances in the external mains (signalization of phases load asymmetry). At the end of 2009, an uncontrolled increase in the number of trips (October – 48, November – 36) was noted again, for similar reasons.

The increased number of shutdowns in 2010 (May – 31, June – 54, and August – 30) was due to causes beyond the Operator's control, namely operational shutdowns (inspec-

Dane dotyczące dotychczasowego czasu pracy i postojów biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC, liczby jego rozruchów oraz jego dyspozycyjności zilustrowano na rys. 2 i 3.

Z analizy rys. 2 wynika, że biogazowy zespół kogeneracyjny eksploatowany jest w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie bardzo intensywnie. Średnia dyspozycyjność zespołu, policzona dla całego dotychczasowego okresu eksploatacji, wynosząca 0,943 bardzo dobrze świadczy zarówno o jakości zespołu CHP, jak i o służbach technicznych, które go eksploatują. W wielu miesiącach wskaźnik ten był bliski jedności. W lutym 2011 r. z powodu czterodniowego postoju, spowodowanego uszkodzeniem uszczelki pomiędzy turbosprężarką a korpusem silnika, obniżył się on do wartości 0,8, zaś w czerwcu obniżenie tego wskaźnika do poziomu 0,72 spowodowane było planowym – dziewięciodniowym serwisem po 20 000 godzinach pracy zespołu kogeneracyjnego.

W lutym 2009 r. zanotowano łącznie 142 godziny postojów zespołu kogeneracyjnego oraz zwiększoną liczbę jego automatycznych wyłączeń (64) z powodu zakłóceń w zewnętrznej sieci elektrycznej (sygnalizacja asymetrii obciążeń faz). W końcu 2009 r., z podobnych przyczyn, wystąpił niekontrolowany wzrost liczby automatycznych wyłączeń (październik – 48, listopad – 36). Zwiększona liczba zatrzymań w 2010 r. (maj – 31, czerwiec – 54 i sierpień – 30) była spowodowana przyczynami niezależnymi od eksploatatora, czyli postojami eksploatacyjnymi (przeгляdy, wymiany oleju itp.) oraz pracami konserwacyjnymi sieci zasilających oczyszczalnię i związanymi z tym manewrami przełączeniowymi. Powodem 111 h postojów w marcu 2010 r. była konieczność wykonania planowego przeglądu po 10 000 h wraz ze zdemontowaniem i regeneracją turbosprężarki w autoryzowanym serwisie.

Przyczyną zwiększonego czasu postoju silnika w lutym 2011 r. (134 h) było prowadzenie prac naprawczych wymiany uszczelki pomiędzy turbosprężarką a korpusem silnika, natomiast czerwcowego (204 h) – planowy serwis zespołu kogeneracyjnego po 20 000 godzin jego eksploatacji. Zwiększona liczba rozruchów silnika w lutym 2011 r. (44) spowodowana była następstwem samoczynnych wyłączeń związanych z (trudną do zdiagnozowania) nieszczelnością pomiędzy turbiną a korpusem silnika, zaś w październiku tego samego roku zespół CHP był zatrzymywany aż 92 razy

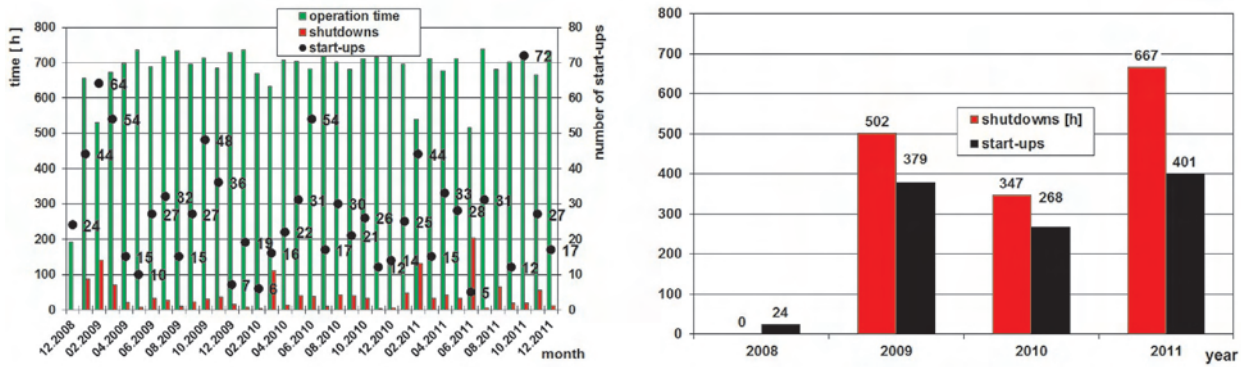


Fig. 3. The operation and shutdown times and the number of start-ups of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set operated in the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa

Rys. 3. Czas pracy i postojów oraz liczba rozruchów biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatowanego w OŚ WARTA S.A. w Częstochowie

tions, oil exchanges, etc.) and maintenance work on the Treatment Plant's power supply systems and associated switchover manoeuvres. The cause of the 111 shutdown hours in March, 2010, on the other hand, was the necessity of carrying out the planned 10 000 hour inspection involving the dismantling and refurbishment of the turbocompressor at the authorized service centre. The increased engine downtime in February 2011 (134 h) was the repair work of replacing the turbocompressor and engine housing gasket, while in June (204 h), the planned 20 000 hour Cogeneration Set operation maintenance. The increased number of engine start-ups in February (44) was due to the consequences of trips associated with a (difficult to diagnose) leak between the turbocharger and the engine housing. Whereas in October the same year, the CHP set was shut down as many as 92 times due to the necessary training of the operators on the conducting of insular operation of the Cogeneration Set.

The operation time of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set operated in the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa,

z powodu koniecznych szkoleń obsługi związanej z realizacją pracy wyspowej zespołu kogeneracyjnego.

Czas pracy biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatowanego w OŚ WARTA S.A. w Częstochowie, produkcję energii elektrycznej i ciepła oraz średnie obciążenia elektryczne i cieplne (wyrażone w MW i odniesione do mocy nominalnych) oraz dyspozycyjność tego zespołu w rozbiu na poszczególne lata eksploatacji zobrazowano graficznie na rys. 4.

Widoczne na rys. 4 zmniejszenie produkcji energii elektrycznej i ciepła w 2011 r. w stosunku do lat poprzednich spowodowane było m.in. wspomnianym już planowym ponadtygodniowym postojem serwisowym zespołu CHP na przełomie maja i czerwca 2011 r. oraz wspomnianym awaryjnym, czterodniowym postojem w lutym 2011 r. Średnie godzinowe obciążenie elektryczne i cieplne biogazowego zespołu CHP w układzie miesięcznym i średnie dla całego dotychczasowego okresu jego eksploatacji przedstawiono na rys. 5.

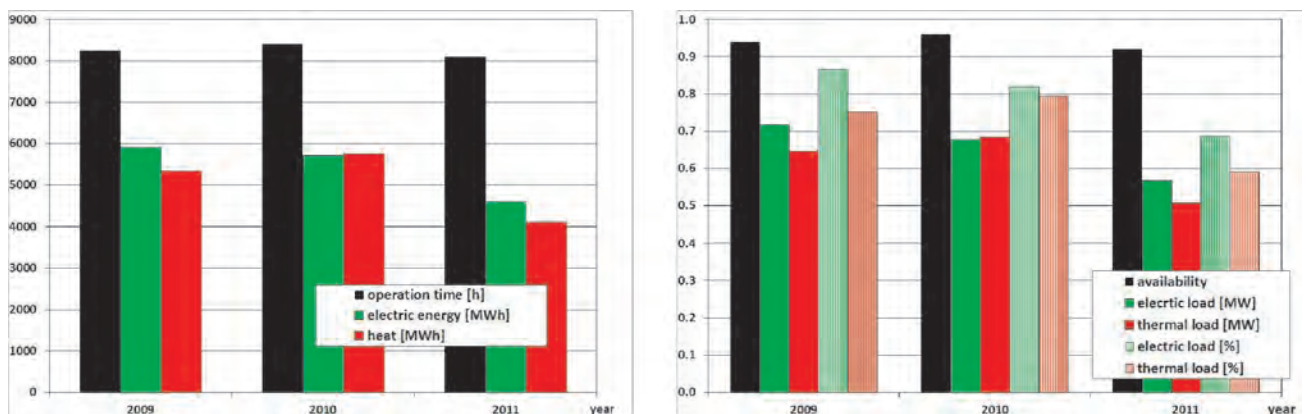


Fig. 4. The operation time of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Generation Set operated in WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa and the energy and heat generated by the Generation Set, the Generation Set's availability, degree of electric and thermal loading [MW] and relative degree of electric and thermal loading [% of the rated load] – on a yearly basis

Rys. 4. Czas pracy biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatowanym w OŚ WARTA S.A. w Częstochowie oraz energia elektryczna i ciepło wyprodukowane przez ten zespół, dyspozycyjność zespołu, stopień obciążenia elektrycznego i cieplnego zespołu [MW], stopień obciążenia elektrycznego i cieplnego zespołu [% obciążenia nominalnego] – w ujęciu rocznym

the generation of electric energy and heat, and the average electric and thermal loads (as expressed in MW and referred to the rated powers) and the availability of the Cogeneration Set, as broken down into individual years of operation, are illustrated in Fig. 4.

The visible in Fig. 4 decrease in electric energy and heat generation in 2011 compared to the preceding years was caused, among other things, by the already mentioned over week-long planned maintenance shutdown of the CHP Set at the turn of May and June 2011 and the previously mentioned four-day emergency outage in February 2011. The average hourly electric and thermal load of the CHP Biogas Set as represented on a monthly basis and for the entire previous period of its operation, respectively, is shown in Fig. 5.

The illustration of the monthly electric energy and heat generation and the degree of coverage of the WARTA S.A. STP's internal demands is provided by Fig. 6.

The data for the coverage of the Czestochowa WARTA S.A. STP's internal demands for electric energy and heat by its own production effected in the Cogeneration Set in successive years of its operation is summarized in Table 3 and illustrated in Fig. 7 and Fig. 8.

Figure 6 indicates that the Czestochowa WARTA S.A. STP's demand for electricity is practically constant during the year, and the electric energy generated by the Biogas Cogeneration Set in the Sewage Treatment Plant covers approx. 50 % of its demand, in spite of the fact that the STP's production

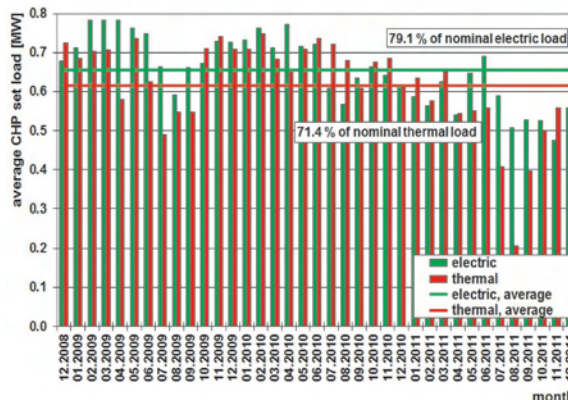


Fig. 5. The average hourly electric and thermal load of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set operated in the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa

Rys. 5. Średnie godzinowe obciążenie elektryczne i ciepłne biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatowanego w OŚ WARTA S.A. w Czestochowie

Miesięczną produkcję energii elektrycznej i ciepła oraz stopień pokrycia potrzeb własnych OŚ WARTA S.A. tą produkcją przedstawiono na rys. 6.

Dane odnośnie do pokrycia potrzeb własnych OŚ WARTA S.A. w Czestochowie w zakresie energii elektrycznej i ciepła produkcją własną w biogazowym zespole kogeneracyjnym w kolejnych latach jego eksploatacji podano w tabeli 3 i zobrazowano graficznie na rys. 7 i 8.

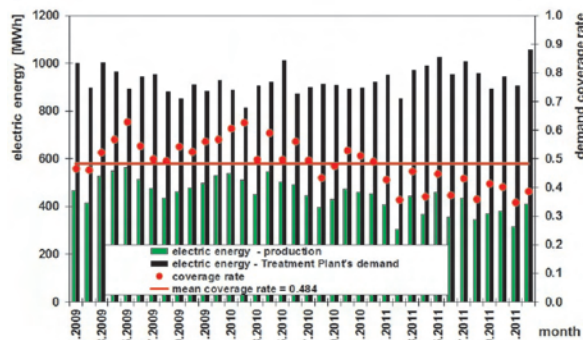


Fig. 6. The electric energy and heat balance of the WARTA S.A. STP (electric energy/heat generated by the Biogas Cogeneration Set, the STP's demand for electric energy/heat and degree of coverage of its demand by its own production)

Rys. 6. Bilans energii elektrycznej i ciepła OŚ WARTA S.A. w Czestochowie (energia elektryczna/ciepło wyprodukowane przez biogazowy zespół kogeneracyjny, zapotrzebowanie oczyszczalni na energię elektryczną/ciepło oraz stopień pokrycia zapotrzebowania produkcją własną)

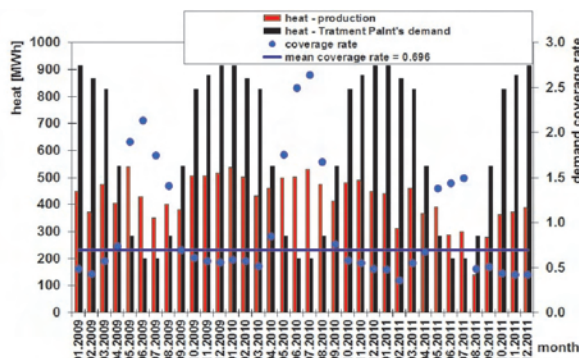


Table 3. The coverage of the Czestochowa WARTA S.A. STP's demand for electric energy and heat by its own production in the years 2009-2011 – the authors' elaboration based on [11]

Tabela 3. Pokrycie zapotrzebowania OŚ WARTA S.A. w Czestochowie na energię elektryczną i ciepło w latach 2009-2011 produkcją własną – opracowanie na podstawie [11]

Year/rok	Demand coverage by own production/pokrycie zapotrzebowania przez produkcją własną [%]	
	Electricity/prąd elektryczny	Heat/ciepło
2009	53.23	73.28
2010	52.58	79.24
2011	39.93	56.37
2009-2011	48.44	69.63

covered by approx. 20 % less its internal demands in 2011 compared to the two previous years (Fig. 7). The reduction in the output of electricity and heat in 2011 was due to the repair of one of the closed fermentation chamber, which was directly reflected in a lower biogas generation.

The characteristic feature of the Sewage Treatment Plant is a very variable heat demand during the year (Fig. 6). In the winter season, due to the large demand for the process heat necessary for, e.g., heating up of the sewage sludge in closed

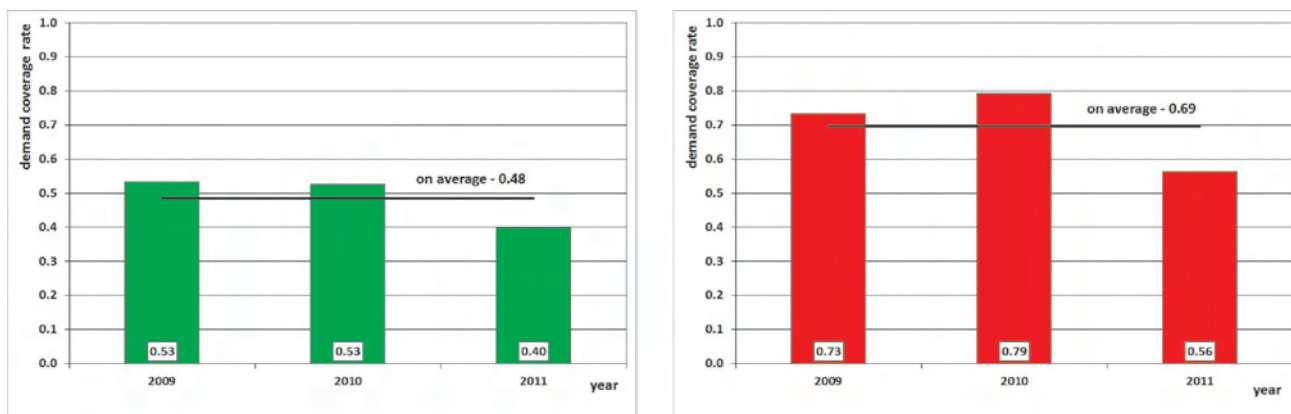


Fig. 7. The degree of coverage of the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant's demand for electrical energy and heat in the years 2009-2011 by its own production in the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set – on an annual basis

Rys. 7. Stopień pokrycia zapotrzebowania OŚ WARTA S.A. w Częstochowie na energię elektryczną i ciepło w latach 2009-2011 produkcją własną w biogazowym zespole kogeneracyjnym z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC – w ujęciu rocznym

digestion chambers, the generation of heat in the Biogas Set only covers this demand to a small extent (approx. 50 %), with the missing part of the heat necessary to cover the STP's internal demands being recovered from the sewage sludge thermal drying process.

In the summer season, the situation is reverse, with a considerable, twofold surplus of generated heat occurring as against the Sewage Treatment Plant's heat demand, and therefore the heat is dissipated in an external table fan cooler installed on the Thermal-Electric Power Station building's roof. During the operation of the Biogas Cogeneration Set so far, the WARTA S.A. STP has been able to utilize approx. 70 % of the heat generated (recovered) in the CHP Set.

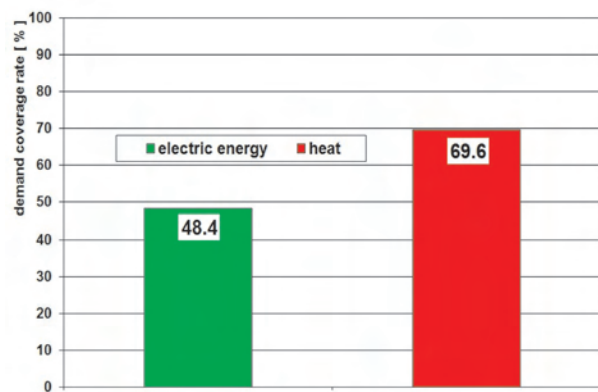


Fig. 8. The average degree of coverage of the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant's demand for electrical energy and heat in the years 2009-2011 by its own production in the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set

Rys. 8. Średni stopień pokrycia zapotrzebowania OŚ WARTA S.A. w Częstochowie na energię elektryczną i ciepło w latach 2009-2011 produkcją własną w biogazowym zespole kogeneracyjnym z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC

The average unit biogas consumption by the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Cogeneration Set in the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa

Z analizy rys. 6 wynika, że zapotrzebowanie OŚ WARTA S.A. w Częstochowie na energię elektryczną jest w ciągu roku prawie stałe i energią elektryczną wyprodukowaną w biogazowym zespole kogeneracyjnym oczyszczalnia pokrywa ok. 50 % swojego zapotrzebowania, pomimo tego iż w 2011 r. produkcją własną pokryto o ok. 20 % mniej potrzeb własnych, w porównaniu do dwóch poprzednich lat (rys. 7). Zmniejszenie produkcji energii elektrycznej i ciepła w 2011 r. spowodowane było remontem jednej z komór fermentacyjnych, co miało bezpośrednie wpływ na mniejszą produkcję biogazu. Specyficzne dla oczyszczalni ścieków jest bardzo zmienne w ciągu roku zapotrzebowanie na ciepło (rys. 6).

W okresie zimowym, ze względu na duże zapotrzebowanie na ciepło technologiczne niezbędne m.in. do podgrzewania osadu w zamkniętych komorach fermentacyjnych, produkcja ciepła w biogazowym zespole pokrywa to zapotrzebowanie jedynie w niewielkim stopniu (ok. 50 %), a brakująca część ciepła niezbędna do pokrycia potrzeb własnych oczyszczalni odzyskiwana jest z procesu termicznego suszenia osadu ściekowego. W okresie letnim sytuacja jest odwrotna i występuje znacząca, bo ok. dwukrotna nadwyżka wyprodukowanego ciepła w stosunku do jego zapotrzebowania przez oczyszczalnię i ciepło to jest rozpraszane w zewnętrznej stołowej chłodnicy wentylatorowej zainstalowanej na dachu budynku elektrociepłowni. Podczas dotychczasowej eksploatacji biogazowego zespołu kogeneracyjnego OŚ WARTA S.A. była w stanie zagospodarować ok. 70 % ciepła w nim wyprodukowanego (odzyskanego).

Średnie jednostkowe zużycie biogazu przez zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC w OŚ WARTA S.A. (rys. 9) policzone dla całego dotychczasowego okresu eksploatacji kształtuje się na dość niskim poziomie i wynosi 0,364 m³/kWh (238,187 m³/h), zaś odniesione do 1 kWh łącznie energii elektrycznej i ciepła – jedynie 0,188 m³/kWh (123,020 m³/h). Analizując to zużycie w poszczególnych latach eksploatacji, można zauważyć niewielką tendencję wzrostową, czego przy-

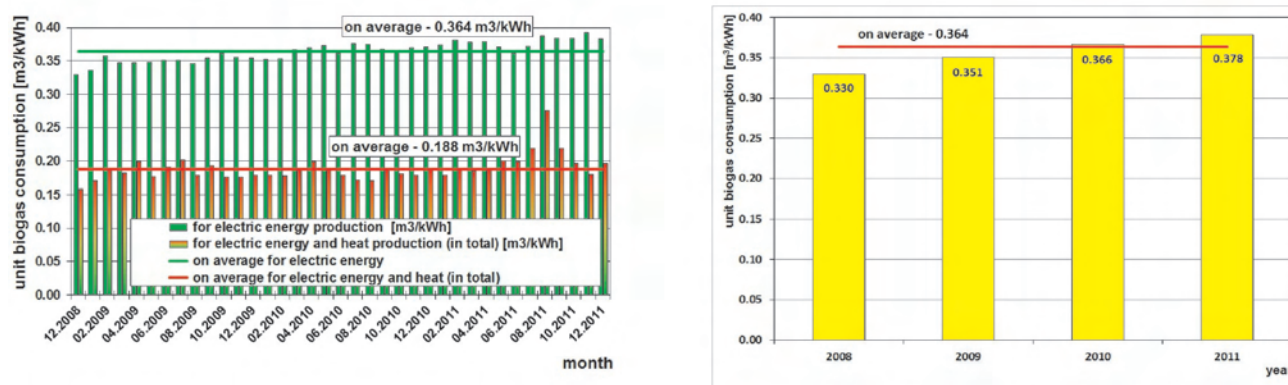


Fig. 9. Unit biogas consumption by the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Cogeneration Set in the WARTA S.A. STP of Czestochowa on a monthly and an annual basis, respectively

Rys. 9. Jednostkowe zużycie biogazu przez zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC w OŚ WARTA S.A. w Częstochowie – w ujęciu miesięcznym i rocznym

(Fig. 9), as calculated for the entire period of operation so far, is at a fairly low level of 0.364 m³/kWh (238.187 m³/h), while as related to 1 kWh of total electricity and heat, it amounts to 0.188 m³/kWh (123.020 m³/h). By analyzing this consumption in particular years of operation, a slight growth trend can be noticed, which is due to the apparent poorer contents of organic components of sewage and the smaller number of hour run by the engine.

4. Service work

In their Maintenance Plan set out in [12], the Manufacturer of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine obliges the Operator to perform all necessary service activities. The Plan covers 60 000 hours of Cogeneration Set operation (Fig. 10).

During the recent three-year very intensive operation of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set, the Operator timely carried out all servicing operations, as required in [12].

The maintenance activities after the initial start-up and then according to the Maintenance Schedule, i.e. every 2000 hrs, have been carried out. The scope of all 2000 h operation inspections carried out so far included: checking and adjustment of valve clearances, checks of the ignition system, and the inspection of the of the gas path (biogas pressure regulation), the mixer adjustment linkage, the external table cooler, the electric generator, and venting control of the gas engine's crankcase.

The 10 000 h inspection has been additionally extended to cover the refurbishment of the turbocompressor, the exchange of engine cooling water pump, checking of the starter, and the maintenance of the gas mixer.

The last largest of the planned engine inspections – after running 20 000 hrs by the engine – took place in the period from 31 May 2011 to 8 June 2011 and included also: engine cooling water pump replacement, mixture bypass valve and switch cabinet checking.

So far, the Cogeneration Set Operator has essentially encountered two major technical problems.

czyną jest mniejsza zawartość składników organicznych w ściekach oraz mniejsza liczba godzin przepracowanych przez silnik.

4. Prace serwisowe

Producent silnika GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC w planie konserwacji zamieszczonym w publikacji [12] narzuca eksploatatorowi wszystkie konieczne do wykonania czynności obsługowe. Plan obejmuje 60 000 godzin pracy zespołu kogeneracyjnego (rys. 10).

Podczas dotychczasowej – trzyletniej – bardzo intensywnej eksploatacji biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatator wykonywał terminowo wszystkie wymagane w dokumentacji [12] czynności serwisowe.

Wykonano konserwację po pierwszym uruchomieniu oraz według harmonogramu konserwacji, tj. co 2000 h. Zakres wszystkich dotychczasowych wykonywanych przeglądów co 2000 h pracy obejmował: sprawdzenie i regulację luzów zaworowych, sprawdzenie instalacji zapłonowej, kontrolę: ścieżki gazowej (regulacji ciśnienia biogazu), mechanizmu dźwigniowego regulacji mieszalnika, zewnętrznej chłodnicy stołowej, generatora elektrycznego i kontrolę odpowietrzenia skrzyni korbowej silnika gazowego.

Przeгляд po 10 000 h rozszerzono dodatkowo o regenerację turbosprężarki, wymianę pompy wody chłodzącej silnik, sprawdzenie rozrusznika oraz konserwację mieszacza gazu.

Ostatni największy z planowych przeglądów silnika – po przepracowaniu przez silnik 20 000 godzin – nastąpił w okresie od 31.05.2011 r. do 08.06.2011 r. i obejmował ponadto: wymianę pompy wody chłodzącej silnik, kontrolę zaworu obejściowego mieszanki oraz szaf rozdzielczych.

Dotychczas eksploatator biogazowego zespołu kogeneracyjnego zetknął się zasadniczo z dwoma poważniejszymi problemami technicznymi. Pierwszy wynikał z zakłóceń w zewnętrznej sieci elektrycznej (sygnalizacja asymetrii obciążeń faz), drugi – związany był bezpośrednio z uszkodzeniem regulatora cos φ. Usterka ta była trudna do zdiagnozowania.

Table 4. A summary of lube oil exchanges done so far in the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine – the authors' elaboration based on [11]

Tabela 4. Zestawienie dotychczasowych wymian oleju smarującego w silniku GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC – opracowanie na podstawie [11]

No.	Oil exchange date/data wymiany oleju	Operation time/czas pracy [h]	Operation time since the last exchange/czas pracy od poprzedniej wymiany oleju [h]
1	12/03/2009	1603	1603
2	22/05/2009	3274	1671
3	05/08/2009	5010	1736
4	29/10/2009	6992	1982
5	21/01/2010	8950	1958
6	21/04/2010	10 958	2008
7	30/06/2010	12 582	1624
8	24/09/2010	14 588	2006
9	23/12/2010	16 671	2083
10	31/03/2011	18 809	2138
11	01/06/2011	20 198	1389
12	25/08/2011	22 009	1811
13	21/11/2011	24 021	2012
Average time between oil exchanges/średni czas między wymianami oleju [h]			1848

Therefore, in accordance with the GE JENBACHER recommendations [12] the Operator regularly (every 500 hrs of engine operation) takes lube oil samples and outsources their quality testing to the Manufacturer-recommended EXXON MOBIL – certified laboratory. During the operation to date, covering 24 986 hours of engine operation (as per 31 Dec. 2011), the lube oil has been exchanged three times (each time, in the amount of 300 dm³) (Tab. 4).

When analyzing the above table it can be stated that the average engine operation time between successive oil exchanges reflects well both on the engine quality and on the technology of preparation of the biogas supplying the engine.

This is confirmed by the actual operational unit consumption of lube oil by the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine that has amounted to 0.164 g/kWh (0.131 dm³/h) in the entire past CHP Set operation period covering 24 986 hours.

In his Instruction IW 0309M0 [12] concerning sparking plug voltage inspection, the engine Manufacturer recommends, for the GE JENBACHER P7.1V6 sparking plugs on which the WARTA S.A. STP Biogas Cogeneration Set is operated, an inter-electrode gap of 0.35 mm and an ignition voltage in the range of (12–32) kV. Should these values be exceeded, the adjustment of the sparking plugs or their replacement to new ones will be necessary. One of the methods of reducing the Biogas Cogeneration Set operational cost, especially when the installation is operated without a constant supervision, is to adjust and periodically replace always with the whole (spare) set of 16 sparking plugs, instead of individual sparking plugs. This allows a quick replacement to be made for a set of sparking plugs that have been prior checked (for voltage) and adjusted (for the inter-electrode gap). The Operator regularly performs sparking plug ignition voltage measurements using a FLUKE 123 [22] scopometer and assures that the voltage values on individual sparking plugs will not exceed the value of 25 kV, and should higher

Podczas dotychczasowej eksploatacji obejmującej 24 986 godzin (stan 31.12.2011 r.) pracy silnika olej smarujący (w ilości po 300 dm³) wymieniono trzynastokrotnie (tab. 4).

Analizując powyższą tabelę, należy uznać, iż stosunkowo długi średni czas pracy silnika pomiędzy kolejnymi wymianami oleju dobrze świadczy zarówno o jakości silnika, jak i o technologii przygotowania biogazu zasilającego ten silnik. Potwierdzeniem tego jest eksploatacyjne, jednostkowe zużycie oleju smarującego przez silnik GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC, które w całym dotychczasowym okresie eksploatacji zespołu CHP obejmującym 24 986 h pracy wyniosło 0,164 g/kWh (0,131 dm³/h).

Producent silnika w Instrukcji IW 0309M0 zawartej w [12] dotyczącej kontroli napięcia świec zapłonowych zaleca dla świec GE JENBACHER P7.1V6, na których eksploatowany jest biogazowy zespół kogeneracyjny w OŚ WARTA S.A. odstęp międzyelektrodowy 0,35 mm i napięcie zapłonu zawarte w przedziale (12–32) kV. W razie jego przekroczenia konieczne jest ich czyszczenie, regulacja lub ich wymiana na nowe. Jednym ze sposobów zmniejszenia kosztu eksploatacji biogazowego zespołu kogeneracyjnego, zwłaszcza w sytuacji eksploatacji instalacji bez stałego nadzoru, jest regulacja i okresowa wymiana zawsze całego kompletu (zapasowego) świec zapłonowych (16 szt.), a nie poszczególnych świec. Pozwala to na szybką wymianę kompletu, wcześniej sprawdzonych (napięcie) i wyregulowanych (odstęp międzyelektrodowy) świec zapłonowych. Eksploatator regularnie dokonuje pomiarów ich napięcia zapłonu skopometrem FLUKE 123 [22] i przestrzega, aby napięcia na poszczególnych świecach zapłonowych nie przekraczały wartości 25 kV, a w razie stwierdzenia napięć wyższych następuje zatrzymanie silnika jedynie na minimalny czas niezbędny do wymiany kompletu świec zapłonowych na zapasowe. Okres między wymianami świec zapłonowych (do ich czyszczenia i regulacji) w warunkach częstochowskiej

voltages be found, the engine will be shut down only for a minimum period of time as necessary for the set of sparking plugs to be exchanged for a spare one. The time interval between the successive replacements of sparking plugs (to be cleaned and adjusted) under the conditions of the Czestochowa Sewage Treatment Plant does not exceed 3 weeks. The Manufacturer estimates the life of the GE JENBACHER P7.1V6 sparking plugs at about 8 000 hours of operation. The sparking plug operation life is determined by the biogas quality and the Operator's care of the cleanliness of the electrodes and their periodical adjustment. Over the 36-month period of Cogeneration Set operation, three sparking plug sets have been consumed. The Operator's care of sparking plugs is necessary and understandable, considering the fact that the cost of a single sparking plug is going for around 1700 PLN, and failure-free sparking plug operation is a prerequisite for the trouble-free work of the entire Cogeneration Set and generation of significant profits from its operation.

5. The economic effectiveness of biogas CHP set operation

The WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa orders electric power totalling 1.5 MW from two independent sources, and additionally a so called safety power of 0.4 MW (should a possible evacuation of the staff and shutting down the technology be necessary) from a third source.

Since the 5th of March, 2009, a billing system for electrical energy generated by the Biogas Cogeneration Set and used wholly for the Sewage Treatment Plant's own purposes has been in use in the WARTA S.A. STP using ZMD405CT standard commercial electric energy meters [24]. The specific feature of this billing system is that generated electric energy is not sold to an external purchaser at a price lower than the price for which the Sewage Treatment Plant would have to purchase to cover its own needs. Thus, considerable charges for electric energy transmission have been avoided. So, the Plant's profit is largely composed of the cost of the considerably more expensive electric energy that has not been purchased from an external supplier. In the billing system, also unidirectional meters are installed, whose purpose is to record any possible energy transferred from the Sewage Treatment Plant to the external power network and to account for it according to the contract concluded with the ZE (Electricity Board), which takes place occasionally.

In March 2009 the WARTA S.A. STP of Czestochowa implemented also a procedure for the confirmation of generated "green energy" and obtaining "Certificates of Origin" from the Energy Regulation Authority for RES-generated electric energy, which can be profitably sold by the Sewage Treatment Plant at Towarowa Gielda Energii S.A. (Energy Commodity Exchange) [18, 19] to enterprises which, in the framework of the Property Rights Market [18] that has been active in Poland since the 28th of December, 2005, have to fulfil the duty imposed on them under the "Energy Law" to obtain "Certificates of Origin" from cogeneration and submit them to the President of the Energy Regulation Authority (URE) to be remitted. In the period from 05/03/2009 to

oczyszczalni ścieków nie przekracza 3 tygodni. Producent szacuje trwałość świec zapłonowych GE JENBACHER P7.1V6 na ok. 8 000 h pracy. Na ich żywotność wpływa jakość biogazu oraz dbałość eksploatatora o czystość elektrod i ich okresowa regulacja. W okresie 36 miesięcy eksploatacji zespołu kogeneracyjnego zużyto trzy komplety świec zapłonowych. Dbłość eksploatatora o świece zapłonowe jest konieczna i zrozumiała, gdyż koszt pojedynczej świecy zapłonowej wynosi ok. 1700 zł, a ich bezawaryjna praca jest gwarancją bezawaryjnej pracy całego zespołu kogeneracyjnego i generacji znaczących zysków z jego eksploatacji.

5. Efektywność ekonomiczna eksploatacji biogazowego zespołu CHP

Oczyszczalnia Ścieków WARTA S.A. w Czestochowie zamawia z dwóch niezależnych źródeł moc elektryczną na poziomie 1,5 MW i dodatkowo z trzeciego źródła 0,4 MW tzw. mocy bezpieczeństwa (na wypadek konieczności ewentualnej ewakuacji załogi i wyłączenia technologii).

Od 5 marca 2009 r. działa w OŚ WARTA S.A. system rozliczania energii elektrycznej wyprodukowanej w biogazowym zespole kogeneracyjnym i wykorzystywanej w całości na potrzeby własne oczyszczalni ścieków z wykorzystaniem przemysłowych liczników energii elektrycznej standardu ZMD405CT [24]. Specyfiką tego systemu rozliczeń jest to, iż wyprodukowana energia elektryczna nie jest sprzedawana odbiorcy zewnętrznemu po cenie niższej od tej, po której oczyszczalnia musiałaby taką energię zakupić na pokrycie potrzeb własnych. Uniknięto w ten sposób m.in. znaczących opłat za przesył energii elektrycznej. Tak więc zysk oczyszczalni to w znaczącej części koszt niezakupionej od dostawcy zewnętrznego znacznie droższej energii elektrycznej. W układzie rozliczeń zainstalowane są także liczniki jednokierunkowe, których zadaniem jest rejestracja energii przekazywanej z oczyszczalni do zewnętrznej sieci elektrycznej i jej rozliczanie zgodnie z zawartą umową z ZE, co występuje incydentalnie.

W marcu 2009 r. wdrożono w OŚ WARTA S.A. w Czestochowie procedurę potwierdzania wyprodukowanej „energii zielonej” i uzyskiwania w Urzędzie Regulacji Energetyki „Świadectw pochodzenia” za energię elektryczną wyprodukowaną z OZE. Świadectwa te mogą być korzystnie sprzedawane przez oczyszczalnię na Towarowej Gieldzie Energii S.A. [18, 19], w ramach działającego w Polsce od 28.12.2005 r. Rynku Praw Majątkowych [18], przedsiębiorstwom, które muszą wypełnić narzucony im „Prawem energetycznym” obowiązek uzyskania i przedstawienia do umorzenia Prezesowi URE „Świadectw pochodzenia” z kogeneracji.

Oczyszczalnia Ścieków WARTA S.A. w okresie od 5.03.2009 r. do 31.12.2011 r. uzyskała 34 świadectwa pochodzenia, na 15 200 MWh wytworzonej ilości energii elektrycznej, co stanowiło 100 % energii elektrycznej wyprodukowanej w tym okresie. Część uzyskanych świadectw pochodzenia została odsprzedana przez oczyszczalnię na TGE S.A., jednak ich liczba oraz zysk są informacjami poufnymi i stanowią tajemnicę handlową firmy.

31/12/2011, the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa obtained 34 Certificates of Origin for a total amount of 15 200 MWh generated electric energy, which made up 100 % of electric energy produced during that period. Part of the obtained Certificates of Origin were resold by the Sewage Treatment Plant at Towarowa Giełda Energii S.A. (Energy Commodity Exchange); however their exact number and profit are not disclosed, as they constitute the Company's confidential information.

In the period from 05/03/2009 to 31/12/2011, 15 179.97 MWh of electric energy produced in the Biogas Cogeneration Set were allocated for the Plant's own purposes, which accounted for 99.41 % of the Cogeneration Set's production.

This way, during this period, the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa covered averagely 48.4 % (a maximum of 63 % in May 2009, and a minimum of 34.9 % in November 2011) of its demands for electric energy by its own production.

From the analysis of the effectiveness of the investment of installing the GE JENBACHER JMS 316 GS-B engine Biogas Cogeneration Set in the WARTA S.A. Sewage Treatment Plant of Czestochowa, whose total cost has amounted to 3.7 million PLN [27], it can be found that the value of the electric energy alone generated in the Cogeneration Set over the three-year operation period to date has already surpassed the investment cost. A more detailed analysis of the economic gains from the CHP Set operation should also consider the value of the CHP Set-generated heat used for the Plant's internal purposes and the Plant's gain from the Certificates of Origin for the CHP Set-generated electric energy, which have been sold at the TGE S.A. (Polish Power Exchange) to enterprises who have to fulfil the duty, imposed on them under the "Energy Law", to obtain "Cogeneration Certificates of Origin" and submit them to the President of the URE (Energy Regulatory Office) to be remitted. This means that the investment under discussion has paid for itself to the Investor in a period much shorter than 3 years, which should be considered a result worth recognition and an example to be followed by other enterprises, especially sewage treatment plants having "free" biogas at their disposal. Such a short investment return period is unique to sewage treatment plants, because a sewage treatment plant has biogas at its disposal, which is a gaseous fuel of practically zero recovery cost, as it is a by-product of anaerobic sewage sludge fermentation and. In addition, the sewage treatment plant is able to utilize a significant part of its generated heat for its own purposes, alongside the electric energy generation (as the heat is recovered), practically not incurring any additional costs of transferring the heat.

6. Summary

- The average availability rate of the Biogas Cogeneration Set for its three-year period of operation so far is 94.3 %, which means a very intensive and failure-free operation of the Cogeneration Set.
- The Cogeneration Set had run for 24 986 hours until 31/12/2011, generating 16 338.9 MWh of electric energy and 15 344.3 MWh of heat during that time, with the coverage of the Sewage Treatment Plant's demand for electric

W okresie od 05.03.2009 r. do 31.12.2011 r. przekazano na potrzeby własne oczyszczalni ścieków 15 179,97 MWh energii elektrycznej wyprodukowanej w biogazowym zespole kogeneracyjnym, co stanowiło aż 99,41 % jego produkcji i pokrywało własną produkcją średnio 48,4 % (maks. w maju 2009 r. – 63 %, zaś min. w listopadzie 2011 – 34,9 %) swojego zapotrzebowania.

Analizując efektywność inwestycji polegającej na zainstalowaniu w OŚ WARTA S.A. w Czestochowie biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B., której całkowity koszt wyniósł 3,7 mln zł [27], można stwierdzić, iż wartość samej tylko energii elektrycznej wyprodukowanej przez ten zespół w okresie dotychczasowej trzyletniej eksploatacji przekroczyła już koszt inwestycji. Analizując bardziej szczegółowo zyski ekonomiczne z eksploatacji zespołu CHP, należałoby uwzględnić jeszcze wartość ciepła w nim wyprodukowanego i zużytego na potrzeby własne oczyszczalni oraz zysk ze sprzedaży przez oczyszczalnię na TGE S.A. świadectw pochodzenia za energię elektryczną w nim wyprodukowaną przedsiębiorstwom, które muszą wypełnić narzucony „Prawem energetycznym” obowiązek uzyskania i przedstawienia do umorzenia pre-sowi URE „Świadectw pochodzenia z kogeneracji”. Wynika z tego, iż inwestycja ta zwróciła się inwestorowi w okresie znacznie krótszym niż 3 lata, co należy uznać za wynik godny uznania i powinno to być przykładem i zachętą dla innych przedsiębiorstw, a szczególnie oczyszczalni ścieków dysponujących „darmowym” biogazem. Tak szybki okres zwrotu inwestycji jest specyficzny dla oczyszczalni ścieków, gdyż oczyszczalnia ścieków dysponuje paliwem gazowym – biogazem – o prawie zerowym koszcie pozyskania, ponieważ jest on produktem ubocznym beztlenowej fermentacji osadu ściekowego, a ponadto oczyszczalnia ścieków jest w stanie – praktycznie nie ponosząc dodatkowych kosztów jego przesyłu – zagospodarować na potrzeby własne znaczącą ilość wyprodukowanego w nim, niejako przy okazji produkcji energii elektrycznej (bo odzyskanego), ciepła.

6. Podsumowanie

- Średnia dyspozycyjność biogazowego zespołu kogeneracyjnego w okresie dotychczasowej trzyletniej jego eksploatacji wynosi 94,3 %, co świadczy o bardzo intensywnej i bezawaryjnej jego eksploatacji.
- Zespół kogeneracyjny przepracował do 31.12.2011 r. 24 986 godzin, produkując w tym czasie 16 338,9 MWh energii elektrycznej i 15 344,3 MWh ciepła, a pokrycie zapotrzebowania oczyszczalni na energię elektryczną i ciepło własną produkcją wyniosło w tym czasie odpowiednio ok. 48,4 % i 69,6 %.
- Średnie obciążenie elektryczne zespołu kogeneracyjnego podczas dotychczasowej eksploatacji wyniosło 0,655 MW, co stanowiło 79,1 % jego obciążenia nominalnego, zaś średnie obciążenie cieplne – odpowiednio: 0,615 MW i 71,4 % jego obciążenia nominalnego.
- Średnia produkcja biogazu w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w analizowanym okresie kształtowała się na poziomie 255,644 m³/h, zaś zużycie biogazu przez zespół kogeneracyjny – 238,187 m³/h (0,365 m³/kWh).

- energy and heat by its own production attaining approx. 48.4 % and 69.6 %, respectively, in this period.
- The average monthly loading of the Cogeneration Set during the last period of operation was 0.655 MW, which accounted for 79.1 % of its rated loading, while the average thermal loading was, respectively, 0.615 MW and 71.4 %, of its rated loading.
 - The average WARTA S.A. Sewage Treatment Plant's biogas output in the period under analysis was at a level of 255.644 m³/h, while the Cogeneration Set biogas consumption rate was 238.187 m³/h (0.365 m³/kWh).
 - The average unit biogas consumption in the operation period under examination amounted to 0.368 m³/kWh of electric energy and 0.188 m³/kWh of electric energy and heat (as taken jointly).
 - The unit consumption of lube oil by the biogas engine (oil topping up without exchanging – during 24 986 hrs of engine operation, 3267.78 dm³ of oil were consumed) is estimated at a level of 0.164 g/kWh (0.131 dm³/h), while the figure declared by the Supplier in his offer being 0.3 g/kWh (up to the first major repair).
 - The operation of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine Biogas Cogeneration Set brings about measurable energy, economic and ecological benefits to the Czestochowa WARTA S.A. STP, by reducing the atmospheric emission of methane-containing biogas (at the source of its generation) practically to zero. This has improved the energy management at the Czestochowa WARTA S.A. STP in terms of both electric energy and heat, as well as the Plant's energy safety, since the Biogas Cogeneration Set is able to operate on an insular basis as a reserve supply source for the most important equipment of the Plant, while maintaining the parameters of the technology.
 - As a result of the operation of the Biogas Cogeneration Set, the Czestochowa WARTA S.A. STP's current operational costs have been considerably reduced thanks to: reducing the purchase of electric energy from external suppliers by approx. 50 %; the STP becoming totally independent from external heat suppliers; utilizing heat generated in cogeneration for its internal purposes; giving up the purchase of 40 t/year of Boiler House fuel oil; obtaining the entry in the "green energy" producer list and regularly obtaining from the URE (Energy Regulatory Office) of "Certificates of Origin" for RES-generated electric energy (estimated by the Operator at over 5 000 kWh per year), which has a material value at TGE S.A. (Polish Power Exchange). Investment cost has already paid for itself over a very short time, that is during the last three-year operation period, with the real economic benefits gained being measurably reflected in the final price of treating of 1m³ sewage [15].
 - The presented Biogas Cogeneration Set installation, which has been functioning in the Czestochowa WARTA S.A. Sewage Treatment Plant virtually trouble-free for more three years and bringing about measurable benefits to the Company, can make an example to be followed by future investors, especially other sewage treatment plants that recover "cost-free" engine fuel in the form of biogas.
- Średnie jednostkowe zużycie biogazu w analizowanym okresie eksploatacji wyniosło 0,368 m³/kWh energii elektrycznej i 0,188 m³/kWh energii elektrycznej i ciepła (łącznie).
 - Dotychczasowe eksploatacyjne jednostkowe zużycie oleju smarującego silnik biogazowy (uzupełnienia oleju bez wymian – podczas 24 986 h pracy silnika zużyto 3267,78 dm³ oleju) kształtuje się na poziomie 0,164 g/kWh (0,131 dm³/h), zaś deklarowane przez dostawcę – 0,3 g/kWh (do pierwszej naprawy głównej)
 - Eksploatacja biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC przynosi OŚ WARTA S.A. w Częstochowie wymierne korzyści energetyczne, ekonomiczne i ekologiczne, redukując prawie do zera (u źródła jego wytwarzania) emisję do atmosfery biogazu zawierającego w swym składzie metan. Poprawiła ona gospodarkę energetyczną OŚ WARTA S.A. zarówno w zakresie energii elektrycznej, jak i ciepła, a także bezpieczeństwo energetyczne oczyszczalni, ponieważ biogazowy zespół kogeneracyjny może pracować „wyspowo”, jako rezerwowe źródło zasilania najistotniejszych urządzeń oczyszczalni z zachowaniem parametrów technologii.
 - W wyniku eksploatacji biogazowego zespołu kogeneracyjnego zmniejszono znacząco bieżące koszty eksploatacji OŚ WARTA S.A. w Częstochowie dzięki: ograniczeniu o ok. 50 % zakupu energii elektrycznej od dostawców zewnętrznych, całkowitemu uniezależnieniu się od zewnętrznych dostawców ciepła, zagospodarowywaniu na potrzeby własne całego ciepła wyprodukowanego w kogeneracji, zrezygnowaniu z zakupu oleju opałowego do kotłowni w ilości ok. 40 t/rok, uzyskaniu wpisu na listę producentów „zielonej energii” i regularnemu pozyskiwaniu w URE „Świadectw pochodzenia” energii elektrycznej wyprodukowanej z OZE (szacowanej rocznie przez eksploatatora na ponad 5 000 MWh), mających wartość materiałną na TGE S.A. Koszt inwestycji zwrócił się już podczas dotychczasowej bardzo krótkiej, bo dopiero trzyletniej eksploatacji, a uzyskiwane realne korzyści ekonomiczne znajdują wymierne odzwierciedlenie w końcowej cenie oczyszczenia 1 m³ ścieków [15].
 - Zaprezentowana instalacja z biogazowym zespołem kogeneracyjnym funkcjonująca prawie bezawaryjnie od ponad trzech lat w OŚ WARTA S.A. w Częstochowie i przynosząca firmie wymierne korzyści ekonomiczne stanowić może dla przyszłych inwestorów przykład do naśladowania, szczególnie dla innych oczyszczalni ścieków pozyskujących „bezkosztowo” paliwo silnikowe w postaci biogazu.
- This publication was carried out within a project financed from the funds of the National Science Centre, Kraków, Poland.*
- Publikacja została wykonana w ramach projektu badawczego finansowanego przez Narodowe Centrum Nauki w Krakowie.*

Abbreviations/Skróty i oznaczenia

CHP	Combined Heat and Power/ <i>energetyka skojarzona</i>	STP/OŚ	Sewage Treatment Plant/ <i>oczyszczania ścieków</i>
RES/OZE	Renewable Energy Sources/ <i>odnawialne źródła energii</i>	TGE S.A.	Polish Power Exchange/ <i>Towarowa Giełda Energii S.A.</i>
SCADA	Supervisory Control And Data Acquisition System/ <i>nadrzędny system akwizycji i kontroli danych</i>	URE	Energy Regulatory Office/ <i>Urząd Regulacji Energii</i>
		ZE	Electricity Board/ <i>Zakład Energetyczny</i>

Bibliography/Literatura

- [1] Cupiał K., Dużyński A.: Dorobek Instytutu Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej w dziedzinie konstrukcji, badań i eksploatacji silników gazowych. Silniki Gazowe – wybrane zagadnienia. Monografia pod red. Dużyńskiego A. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2010.
- [2] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: A summary of the eight years of operation of the biogas heat and power-generating set in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa. *Combustion Engines* 1/2006 (124).
- [3] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J., Bawor W.: Podsumowanie sześciomiesięcznej eksploatacji nowego biogazowego zespołu kogeneracyjnego w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. Współczesne problemy energetyki gazowej i gazownictwa. Monografia pod red. Kaliny J., Kotowicza J., Skorka J., Walewskiego A. *Energetyka Gazowa* 2009. Wyd. Instytutu Techniki Ciepłej, Gliwice 2009.
- [4] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J., Mendera K.: Biogazowy zespół prądowłóczy o mocy elektrycznej 600 kW z użyciem ciepła. *Journal of KONES – Internal Combustion Engines – Warszawa–Zakopane* 1999, vol. 6, nr 3–4, Scientific Publication of Permanent Committee of KONES, Kraków 1999.
- [5] Dużyński A.: Analiza rzeczywistych parametrów techniczno-eksploatacyjnych gazowych zespołów kogeneracyjnych. Politechnika Częstochowska, seria Monografie nr 142. Częstochowa 2008.
- [6] Dużyński A.: Technological and economic aspects of two year's operation of the biogas cogeneration set at the WARTA S.A. waste treatment plant in Czestochowa, Poland, s. 25-35. *Power Engineer. Journal of the IDGTE*. Vol. 16, Issue 1, The Institution of Diesel and Gas Turbine Engineers, Bedford, UK, 2012. ISSN-1367-191x.
- [7] Dużyński A., Bawor W.: A Summary of the twelve month's operation of the new biogas cogeneration set in the WARTA S.A. Waste Treatment Plan in Częstochowa. *Combustion Engines* 2/2010 (141).
- [8] Dużyński A., Bawor W.: Experience from two years' operation of the Biogas Cogeneration Set at the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa. *Combustion Engines* 3/2011(146).
- [9] Elsenbruch T.: GE ENERGY Jenbacher gas engine technology – preventive maintenance by means of highly sophisticated control systems. *Combustion Engines* 2/2006 (125).
- [10] Kalmbach S., Schmölling J.: Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft. TA Luft mit Erläuterungen. Erich Schmidt Verlag GmbH & Co., Berlin 2004.
- [11] Dziennik eksploatacyjny biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC za okres 12.2008-31.12.2011. Materiały wewnętrzne Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie.
- [12] GE JENBACHER Documentation JMS 316 GS-B/LC – wersja 2004.01.
- [13] Instrukcja techniczna nr 1000-0300. Jakość gazu pędnego. GE JENBACHER Documentation. 08.2005.
- [14] Jenbacher gas engines. Technical Specification. JMS 316 GS-B.L. GE JENBACHER GmbH & Co. OHG, www.cogeneration.com.ua/img/zstored/J316V21_en.pdf – 09.2011.
- [15] Jurajski Produkt Roku. Regionalna Izba Przemysłowo-Handlowa w Częstochowie. Częstochowa 2010. www.blachownia.pl/2011/207-jurajski/jpr2010.pdf – 09.2011.
- [16] Modernizacja gospodarki energetycznej i ciepłej z zastosowaniem odnawialnych źródeł energii na centralnej oczyszczalni ścieków eksploatowanej przez Oczyszczalnię Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. Zespół prądowłóczy. Projekt wykonawczy. II. Część technologiczna. BIPROWOD-Warszawa Sp. z o.o. Warszawa, luty 2008 r.
- [17] Oczyszczanie gazu absorberami węgla aktywnego – JENBACHER Energie.
- [18] Rynek Praw Majątkowych, www.tge.pl; www.polpx.pl, 05.2012.
- [19] www.cire.pl/GE 05.2012.
- [20] www.ekonaf.com.pl/mobil_last/przemyslowe-mobil/n06_do_silnikow_gazowych/full-mobil-pega-sus610.htm, 06.2009.
- [21] www.nergia.rzeszow.pl/index.php?option=com_content&view=article&id=94:systemy-scada-w-sterowaniu-procesami-technologicznymi&catid=45:potencja-c-net, 10.2012.
- [22] www.fluke.com/fluke/plpl/Portable-Oscilloscopes/Fluke-120.htm?PID=55999, 10.2012.
- [23] www.fresenius-ut.com/download/DB_BIOGASv2.pdf, 10.2012.
- [24] www.landis.com, 09.2012.
- [25] www.plcs.net.pl/index.php/nawosci-ze-swiata-automatyki/praktyczne-rozwiazania-automatyki/systemy-scada-wstep.html, 10.2012.
- [26] www.tauron-dystrybucja.pl/r/res/taryfa/Taryfa_TAURON_Dystrybucja_2012.pdf, 05.2012.
- [27] www.wartasa.eu, 01.2012.

Adam Dużyński, DEng – Assistant Professor at the Faculty Mechanical Engineering and Computer Science at the Czestochowa University of Technology, Poland.

Dr inż. Adam Dużyński – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.

e-mail: duzynski@imc.pcz.czest.pl



Optical single cylinder engines in engine research and development

We report on essential design elements of optically accessed research engines and describe selected examples of their applications in engine development. Whereas research topics most often address specific generic topics and are focused on comprehensive analysis of selected engine phenomena, the priority in using optical engines for engine development tasks is in providing data relevant for the operation of a normal multicylinder engine. In this latter case, optical engines are only used if their results have such high value that they justify the efforts required to achieve the outcome. Both, research and development applications, benefit from each other as they promote progress in optical engine technology as well as in application of new analysis techniques.

Key words: combustion engine, optical research, combustion process, air-fuel mixture formation

Jednocylindrowy silnik optyczny w badaniach i rozwoju silników spalinowych

W artykule omówiono podstawowe elementy konstrukcyjne silnika badawczego z dostępem optycznym i opisano wybrane przykłady ich zastosowania w pracach rozwojowych dotyczących silników spalinowych. Wprawdzie tematy badawcze najczęściej odnoszą się do specyficznych szczegółowych zagadnień badawczych i są skupione na wszechstronnej analizie wybranych zjawisk silnikowych, jednak pierwszeństwo w wykorzystaniu silników optycznych do silnikowych zadań rozwojowych polega na zapewnieniu właściwych warunków pracy normalnego silnika wielocylindrowego. W odniesieniu do silników wielocylindrowych silniki optyczne są używane tylko wówczas, gdy uzyskane z nich wyniki mają tak istotną wartość, że usprawiedliwiają poniesione w tym celu nakłady. Zastosowania badawcze i rozwojowe uzupełniają się, wspomagając rozwój postępu w technologii silników optycznych oraz w wykorzystaniu nowych technik analizy procesów i zjawisk.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, badania optyczne, proces spalania, tworzenie mieszaniny paliwowo-powietrznej

1. Introduction

The use of “thermodynamic” single cylinder engines (TSCE) in engine R&D becomes ever more important as such engines provide a versatile environment for the test of basic modules and processes related to engine operation. Diagnostic instrumentation of a TSCE is less complex as compared to a multicylinder engine (MCE) and the simpler mechanical structure provides more flexibility in applying refined diagnostic access. For specific optical flow and combustion analysis, it has become common practice to use an extended crankcase design with a “Bowditch” piston configuration. The aim of this paper is in addressing questions as to the use of TSCEs versus MCEs, and in particular to focus on topics related to “optical” single cylinder engines (OSCE).

It is common practice to use TSCEs or OSCEs to work on fundamental engine research topics. Their application to support engine development projects, however, has taken a long time, as considerable efforts and cost must be offset by the benefits achieved with single cylinder results. With growing complexity of engine and combustion system development, it is now more economical to perform well defined development and test procedures in a TSCE rather than in a normal MCE configuration. A typical example of such development applications is the base calibration of GDI fuel injection systems.

SCE systems and their peripheral equipment have in some detail been described recently [1]. This paper gives an overview of OSCE configurations and their use in GDI engine development.

1. Wprowadzenie

Zastosowanie jednocylindrowego silnika “termodynamicznego” (TSCE) w badaniach silnikowych i pracach rozwojowych staje się coraz ważniejsze i stwarza szerokie możliwości prowadzenia testów podstawowych układów silnikowych i procesów związanych z pracą silnika. Oprzyrządowanie diagnostyczne silnika TSCE jest mniej złożone w porównaniu do silnika wielocylindrowego (MCE), a jego prostsza struktura mechaniczna zapewnia większą swobodę w zastosowaniu wyspecjalizowanego dostępu diagnostycznego. Dla specjalistycznej optycznej analizy przepływu i spalania powszechną praktyką stało się stosowanie zmodyfikowanej konstrukcji kadłuba silnika i owalnie wyciętego tłoka. Celem tej publikacji jest sformułowanie pytań dotyczących zastosowania jednocylindrowego silnika termodynamicznego w stosunku do silnika wielocylindrowego, a w szczególności zwrócenie uwagi na zagadnienia odnoszące się do optycznych silników jednocylindrowych (OSCE).

Obecnie powszechną praktyką jest stosowanie jednocylindrowego silnika „termodynamicznego” (TSCE) lub jednocylindrowego silnika optycznego do badań silnikowych typu podstawowego. Ich wykorzystanie do wspomagania silnikowych projektów rozwojowych wymaga jednak długiego czasu, a przewidywany wysiłek i koszty muszą być kompensowane zyskami osiągniętymi dzięki wynikom uzyskanym z silnika jednocylindrowego. Wraz ze wzrastającą złożonością rozwoju silnika i systemu spalania nie jest obecnie ekonomicznie uzasadnione prowadzenie dobrze

2. MCE – TSCE – OSCE

Research applications of TSCEs are clearly defined by respective research topics, the engine’s main purpose is to provide well defined and relevant engine conditions and to enable diagnostic access. The focus in using a TSCE for engine development is in duplicating engine conditions which are specific to the actual MCE, such as airflow or fuel injection in case of mixture formation development. The benefit in using a TSCE might be faster availability of hardware variants or the access for imaging techniques in an OSCE. Table 1 gives a comparison of engine features and shows benefits of either variant with respect to engine operation or diagnostic access. The benefit of TSCEs or OSCEs is seen in applicability of diagnostic instrumentation. This is especially relevant in the development of clean and efficient DI combustion systems. Development for transient engine operation, however, and refinement of thermal behavior is a specific task reserved to MCE testing. MCE is benchmark on performance related topics, TSCE has benefit of one cylinder only in stationary combustion and emissions related development, OSCE provides best sensor and optical access, but has limits due to heat transfer features.

zdefiniowanych procedur rozwojowych i badawczych w silnikach 1-cylindrowych „termodynamicznych”, zamiast w normalnych silnikach wielocylindrowych. Typowym przykładem takich zastosowań badawczych jest podstawowa kalibracja systemów bezpośredniego wtrysku paliwa typu GDI.

Silniki jednocylindrowe i ich wyposażenie pomiarowe zostały ostatnio opisane w odniesieniu do wybranych szczegółów konstrukcyjnych w pracy [1]. To opracowanie zawiera przegląd jednocylindrowych silników „optycznych” (OSCE) i ich wykorzystania w rozwoju silnika typu GDI.

2. Silnik wielocylindrowy – „termodynamiczny” silnik jednocylindrowy – jednocylindrowy silnik optyczny

Badawcze zastosowania jednocylindrowego silnika „termodynamicznego” są wyraźnie zdefiniowane przez odpowiednie cele badawcze; głównym zadaniem takiego silnika jest zapewnienie dobrze zdefiniowanych i odpowiednich parametrów silnikowych i umożliwienie dostępu diagnostycznego. Istotą zastosowania silnika „termodynamicznego” do prac rozwojowych jest odtworzenie warunków silnikowych właściwych dla odpowiedniego silnika wielocylindrowego, takich jak przepływ powietrza lub wtrysk paliwa w odniesie-

Table 1. Multi- and single cylinder engine comparison
Tabela 1. Porównanie silników wielo- (MCE) i jednocylindrowego

Engine feature/cecha silnika	MCE	TSCE	OSCE
Speed range/zakres prędkości obrotowej	+++	+++	+
Load range/zakres obciążenia	+++	+++	+
Thermal environment/środowisko cieplne	+++	++	+
Gas exchange/wymiana ładunku	+++	++	+
Dynamic response/transient operation/dynamika reakcji/praca niestabilna	+++	+	No
Stationary operation/praca ustalona	+++	+++	+
Sensor access/dostęp dla czujników pom.	+	++	+++
Optical access/dostęp optyczny	+	+	+++
Emissions/emisja			
Measurement/pomiary	+++	+++	+
Understand root cause/zrozumiała przyczynowość	+	++	+++
Mixture formation/tworzenie mieszanki	+	+	+++
Modularity for components test/modułowość dla badań elementów konstrukcyjnych	+	+++	+++

3. Optical access: endoscopes versus large windows in OSCE

Why should we use large windows in an OSCE when small window bores or fiber optic sensors may also provide access into the combustion chamber of an MCE or TSCE? The main benefit of large windows in an OSCE is the large optical throughput (or aperture) when combined with an optical imaging or radiation measurement system and the large field of view inside the combustion chamber. Combination of glass liner with a window in the piston or head, further extends the applicability of diagnostic systems.

niu do rozwoju powstawania mieszanki. Zaletą stosowania jednocylindrowego silnika „termodynamicznego” może być szybsza dostępność wariantów konstrukcyjnych lub dostęp optyczny dla technik filmowania w jednocylindrowym silniku optycznym. W tabeli 1 przedstawiono porównanie właściwości silników i ukazano korzyści każdej wersji silnikowej w odniesieniu do pracy silnika i dostępu diagnostycznego. Zalety silnika „termodynamicznego” lub „optycznego” są widoczne w stosowności oprzyrządowania diagnostycznego. To jest szczególnie istotne w rozwoju niskoemisyjnych i wydajnych systemów spalania. Jednak badania rozwojowe

Endoscope access is applied to MSCE or TSCE analysis with the benefit of unrestricted engine operation, but at the disadvantage of small optical throughput and limited flexibility in the application of complex optical analysis systems.

The following chapters describe basic design elements of an OSCE, their modes of operation and give examples of in-cylinder analysis results.

4. The extended crankcase design of an OSCE

The basic design elements of an OSCE are given in the schematic of Fig. 1 together with the elongated piston modules and a photograph of an optical GDI engine. This extended crankcase design serves two purposes:

1. The separation of the lube oil in the base engine from the “dry” area of the combustion chamber.
2. The ability to use a piston window together with a 45° mirror for a bottom view into the combustion chamber.

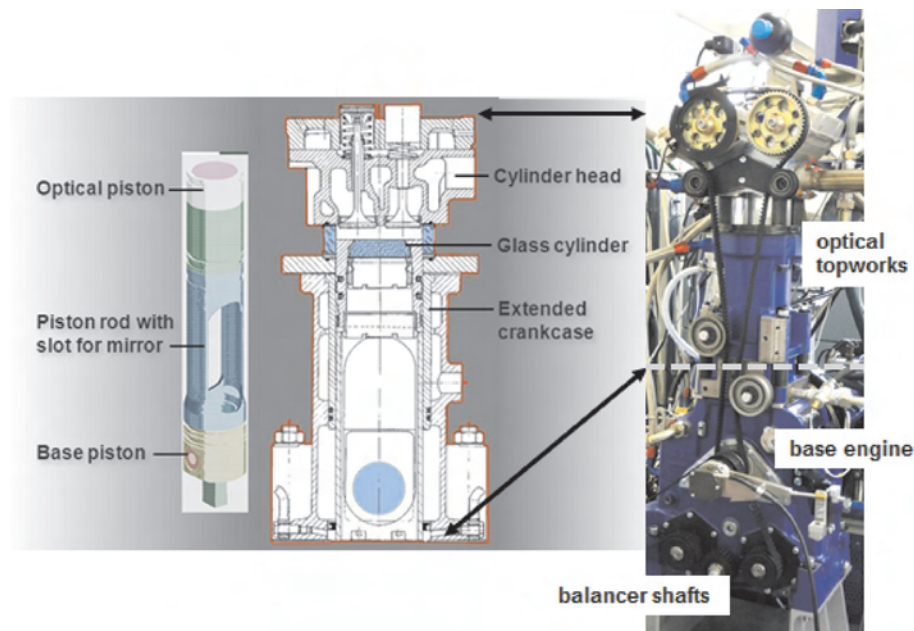


Fig. 1. Specific modules and complete assembly of an OSCE

Rys. 1. Poszczególne elementy i kompletny silnik typu OSCE

In order to provide high flexibility in assembling and operating such engines, many peripheral modules such as heat exchangers, lube oil and coolant pumps, or high pressure fuel supply systems are separated from the engine.

Operating limits of an OSCE arise from piston inertia forces acting upon conrod and related bearings and from thermal piston expansion in response to heat input from piston ring friction, compressed air and combustion. An optical piston has significantly higher mass than a normal piston. The oscillating mass forces introduced into the engine structure are balanced with first order counter rotating shafts; in specific applications second order shafts may further reduce engine vibrations.

The main limitation in operating an OSCE arises from thermal piston expansion. Piston cooling in an OSCE is achieved with heat transfer to the air on the bottom of the

w odniesieniu do nieustalonych warunków pracy silnika i doskonalenie warunków cieplnych są specjalnym zadaniem zarezerwowanym dla badań silników wielocylindrowych (MCE). MCE jest podstawą zagadnień odnoszących się do osiągow, TSCE wykazuje zaletę jednego cylindra tylko w ustalonych warunkach spalania i w pracach rozwojowych dotyczących zmniejszenia emisji. OSCE zapewnia najlepszy dostęp pomiarowy i optyczny, ale wykazuje ograniczenia ze względu na właściwości przewodzenia ciepła.

3. Dostęp optyczny: endoskopy w porównaniu do dużych wzierników w silnikach OSCE

Dlaczego powinniśmy używać dużych wzierników w silnikach optycznych (OSCE), jeżeli małe otwory wziernikowe lub czujniki światłowodowe mogą także zapewnić dostęp optyczny do komory spalania silnika wielocylindrowego (MCE) lub silnika „termodynamicznego” (TSCE)?

Główną korzyścią stosowania dużych wzierników w silnikach optycznych (OSCE) jest duża optyczna przepuszczalność, gdy są stosowane w połączeniu z optycznym filmowaniem lub systemem pomiaru promieniowania i dużym polem obserwacji komory spalania. Połączenie szklanego cylindra z oknem w tłoku lub głowicy zwiększa możliwości stosowania systemu diagnostycznego.

Dostęp endoskopowy jest stosowany w analizie silników wielocylindrowych lub „termodynamicznych” (TSCE), nie ograniczając warunków pracy silnika, ale jest związany z niedogodnością małej optycznej przepuszczalności i ograniczonej elastyczności w zastosowaniu złożonych systemów analizy optycznej. Kolejne rozdziały opisują podstawowe elementy

konstrukcyjne jednocylindrowego silnika optycznego (OSCE), rodzaje ich pracy i podają przykłady wyników analizy procesów wewnątrzcyldrowych.

4. Konstrukcja wydłużonego bloku cylindrowego jednocylindrowego silnika optycznego

Podstawowe elementy konstrukcyjne silnika optycznego (OSCE) przedstawiono na rys. 1 razem z przedłużonym tłokiem i zdjęciem silnika optycznego typu GDI. Taka konstrukcja wydłużonego bloku cylindrowego służy dwóm celom:

1. Oddzielenia oleju smarującego w silniku bazowym od „czystej” przestrzeni komory spalania.
2. Umożliwienia zastosowania okna w tłoku razem z lustrem 45° dla obserwacji komory spalania od dołu.

optical piston. This can be enhanced with an air jet cooling nozzle, but the resultant heat transfer is still inferior to the oil jet cooling of a normal piston. Consequently, engine operation must be adjusted to these thermal limitations. This imposes limits to maximum engine speed, and, specifically to the number of consecutively fired cycles. Even so, as is shown in Fig. 2, with precise control and automatic safeguard of engine operation, boosted high load operation for a GDI engine configuration is achievable.

A further consequence of these thermal features is the risk of self ignition events in a spark ignition (SI) OSCE. The risk of endgas self ignition (i.e. knock) is controlled with retarded spark timing. Pre-ignition events are detected with a real time pressure analyzer in order to cut fuel supply in consecutive cycles.

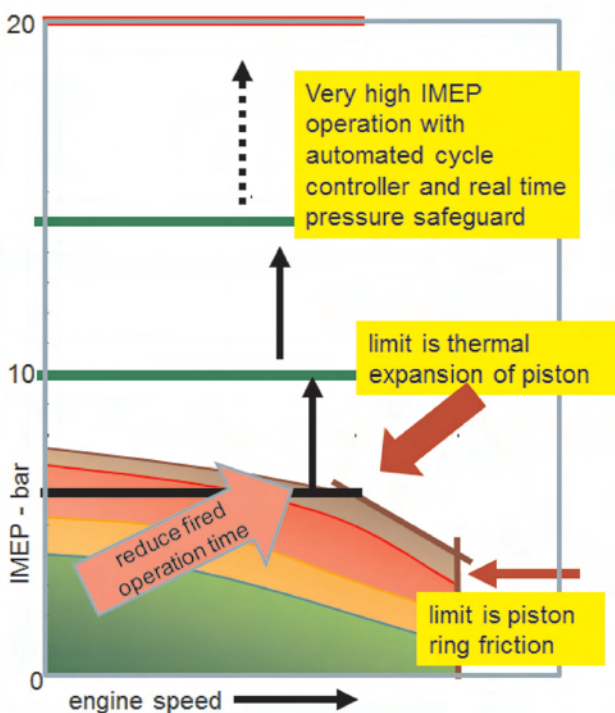


Fig. 2. Limits to the operation of a fired, stoichiometric SI engine
Rys. 2. Ograniczenia warunków pracy silnika o ZI pracującego na mieszance stechiometrycznej

5. Optical piston design parameters

The schematic of an optical piston in Fig. 1 shows base piston, piston rod and piston crown with a flat window insert. The requirements for such piston include:

- high mechanical stiffness of piston rod,
- piston guide rings to minimize/avoid lateral piston motion,
- oil drain on base piston,
- gasket ring on piston crown has contact to metal liner part only,
- piston to liner clearance must account for thermal piston expansion.

The components of such piston are shown in Fig. 3 with piston crown variants for GDI applications. In case that

W celu zapewnienia dużej swobody w kompletowaniu takich silników i ich pracy, wiele urządzeń pomocniczych, jak wymienniki ciepła, pompy oleju smarującego i cieczy chłodzącej, wysokociśnieniowe systemy zasilania paliwem, oddziela się od silnika.

Ograniczenia operacyjne silnika typu OSCE powstają w wyniku działania sił bezwładności poprzez korbowód i odpowiednie łożyska, i w wyniku cieplnej rozszerzalności tłoka wynikającej z dopływu ciepła od tarcia pierścieni tłokowych, sprężanego powietrza i spalania. Tłok silnika optycznego ma znacznie większą masę niż tłok konwencjonalny. Siły pochodzące od drgających mas wprowadzonych do silnika są wyrównoważone dzięki wałkom wyrównowującym siły 1. rzędu; w specjalnych zastosowaniach wałki wyrównowujące siły 2. rzędu mogą redukować drgania silnika.

Główne ograniczenia pracy silnika optycznego (OSCE) wynikają z cieplnej rozszerzalności tłoka. Chłodzenie tłoka w silniku OSCE uzyskuje się przez przekazanie ciepła do powietrza w dolnej części tłoka optycznego. Może ono być wzmocnione przez zastosowanie dyszy nadmuchu powietrza, ale wynikająca z niego wymiana ciepła jest nadal gorsza od chłodzenia konwencjonalnego tłoka przez natrysk oleju. W rezultacie praca silnika musi być dostosowana do tych obciążeń cieplnych. To nakłada ograniczenia na maksymalną prędkość obrotową silnika, a szczególnie na liczbę kolejnych cykli spalania. Ale nawet wówczas, tak jak pokazano na rys. 2, stosując precyzyjne sterowanie i automatyczne zabezpieczenie pracy silnika, możliwa jest do osiągnięcia praca doładowanego silnika typu GDI przy dużych obciążeniach.

Dalszą konsekwencją tych właściwości cieplnych jest niebezpieczeństwo wystąpienia samozapłonu w silniku typu OSCE o zapłonie iskrowym. Ryzyko samozapłonu reszty spalin (tzn. spalania stukowego) jest ograniczane przez opóźnienie zapłonu. Przedwczesny zapłon jest wykrywany przez analizator ciśnienia w cylindrze działający w czasie rzeczywistym i powoduje odcięcie dawki paliwa w następnych cyklach.

5. Parametry konstrukcyjne tłoków optycznych

Schemat tłoka optycznego na rys. 1 pokazuje tłok zasadniczy, przedłużony płaszcz tłoka i koronę tłoka z płaskim wziernikiem optycznym. Wymagania dotyczące takiego tłoka obejmują:

- dużą sztywność mechaniczną płaszcza tłoka,
- tłokowe pierścienie prowadzące dla likwidacji przemieszczenia bocznego,
- odprowadzenia oleju w tłoku zasadniczym,
- pierścień uszczelniający w koronie tłoka styka się tylko z metalową częścią tulei,
- luz pomiędzy tłokiem i tuleją cylindrową musi uwzględniać cieplną rozszerzalność tłoka.

Elementy składowe takiego tłoka przedstawiono na rys. 3 z różnymi wariantami korony dla silnika typu GDI. Gdy pierścienie uszczelniające nie mogą się stykać ze szklaną częścią tulei cylindrowej, wówczas są umieszczane w dolnym końcu korony tłoka i ślizgają się tylko po metalowej

gasket rings must not contact the glass liner, they are positioned on the lower end of the piston crown and glide on the metal liner part only. This implies a noticeable reduction of engine compression ratio.

6. Compression ratio considerations

Piston rings in an OSCE are most often on lower positions than in a normal piston. This low ring position together with a typical piston to liner clearance of 0.5 mm adds to the dead volume of the combustion chamber and reduces compression ratio between 1 and 3 units.

In an SI engine, such CR reduction is most often acceptable as the primary aim of an OSCE is the analysis of mixture formation during intake and compression stroke. In a Diesel OSCE, however, such CR reduction has noticeable influence on ignition delay and combustion. Here it is most advisable to compensate smaller CR with intake air heating and boosting to achieve relevant evaporation, ignition and combustion conditions.

7. A single cylinder test bed system

Operating an OSCE is best accomplished with a modular test bed platform system comprising modules as shown in the schematic of Fig. 4. The core parts of such system are the engine and dyno, but productive test operation most often requires a number of peripheral components for:

- engine conditioning,
- media supply and conditioning,
- control of dyno, engine and measurement modules,
- fuel injection system,
- safety actuators and control software,
- measurement modules,
- user interfaces to access all signals and actuators.

Organizing the complexity of such installations is best accomplished in a modular platform architecture with well defined interfaces between required system modules.

8. An OSCE measurement example

The screenshots in Fig. 5 give a typical example for operating an OSCE, here with a GDI head configuration. Crank angle resolved operating signals are recorded continuously together with image sequences of in-cylinder events. The total group of fired cycles together with motored cycles before and after fuel injection is available for analysis. Cycle specific engine operation data, camera control signals and also emissions signals are accessible. As the OSCE must only be fired for a limited number of cycles, engine operation, synchronization with actuators and measurement devices and control of operating limits is performed within the measurement control system.

9. OSCE data evaluation examples

9.1. GDI sprays and mixture formation

Understanding fuel injection and mixture formation processes in GDI engines is of central importance for the

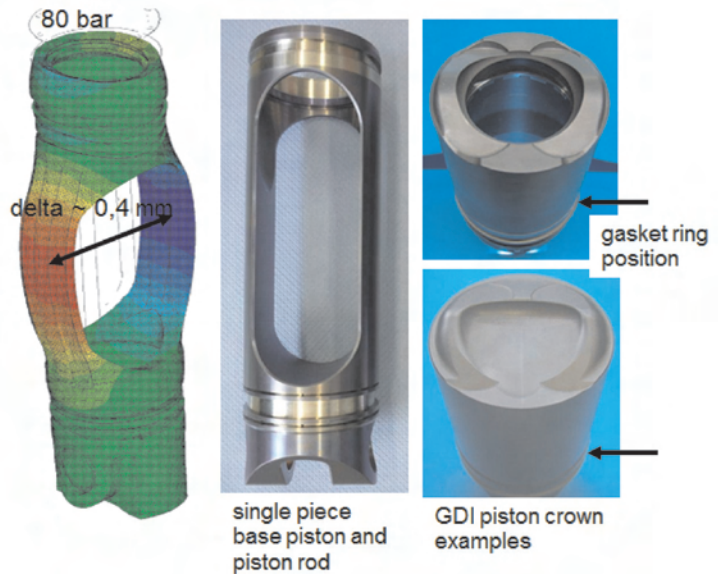


Fig. 3. Elongated piston for OSCE: load analysis for the piston rod (left) and piston components for a GDI application (right) – notice the low position of piston gasket ring

Rys. 3. Wydłużony tłok dla silnika typu OSCE: analiza obciążenia wydłużonego tłoka (z lewej) oraz elementy tłoka dla silnika typu GDI (z prawej) – zwraca uwagę niskie umiejscowienie tłokowych pierścieni uszczelniających

części tulei. To powoduje zauważalne zmniejszenie geometrycznego stopnia sprężania silnika.

6. Uwagi odnośnie do stopnia sprężania

Pierścienie tłokowe w silnikach OSCE są umieszczone niżej niż w tłokach konwencjonalnych. To niskie umieszczenie razem z typową wielkością luzu tłokowego 0,5 mm zwiększa objętość komory spalania i zmniejsza stopień sprężania o 1 do 3 jednostek.

W silniku o ZI takie zmniejszenie stopnia sprężania jest najczęściej akceptowalne, gdyż głównym celem stosowania silnika typu OSCE jest analiza tworzenia mieszanki podczas suwów dolotu i sprężania. Jednak w optycznym silniku o ZS takie zmniejszenie stopnia sprężania ma zauważalny wpływ na opóźnienie samozapłonu i spalanie. Najbardziej zalecane wtedy jest skompensowanie mniejszego stopnia sprężania przez podgrzewanie świeżego ładunku i doładowanie w celu osiągnięcia odpowiednich warunków dla odparowania paliwa, zapłonu i spalania.

7. System badawczy z silnikiem jednocylindrowym

Praca silnika typu OCE jest najlepiej realizowana na modułowym stanowisku badawczym obejmującym moduły konstrukcyjne (rys. 4). Głównymi elementami takiego systemu są silnik i hamulec, ale prowadzenie skutecznych badań zwykle wymaga wielu urządzeń dodatkowych dla:

- kondycjonowania silnika,
- dostarczania mediów i ich kondycjonowania,
- sterowania hamulcem, silnikiem i modułami pomiarowymi,
- systemu wtrysku paliwa,

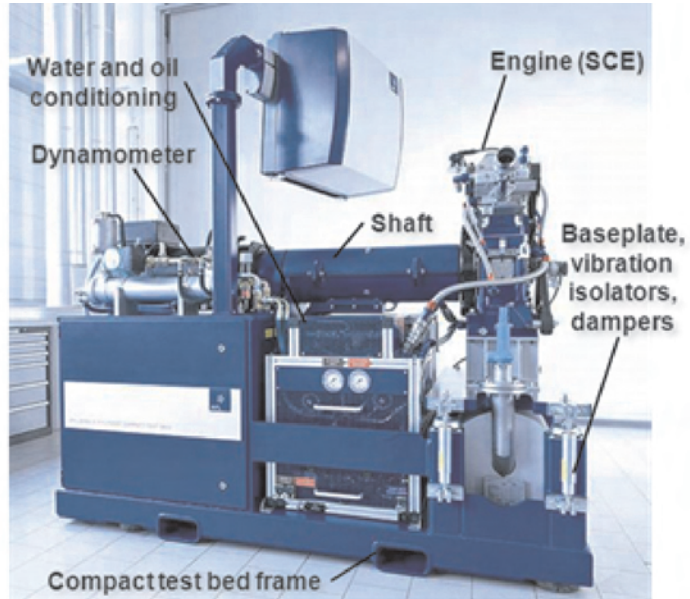
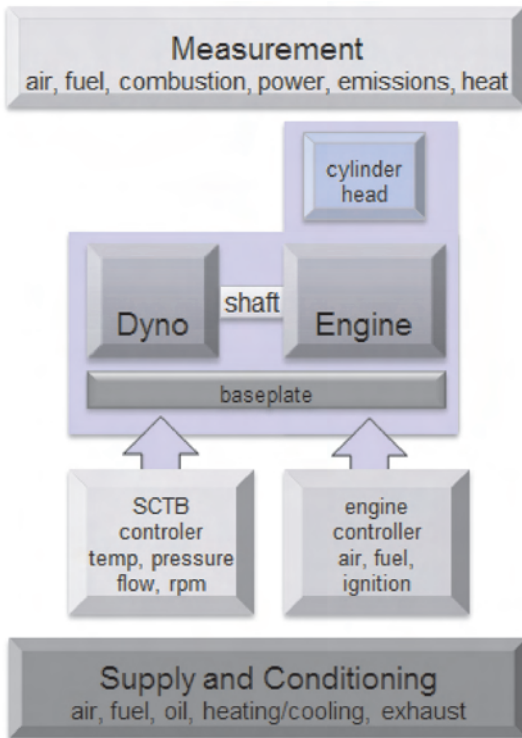


Fig. 4. Schematic of a test bed platform system, example of a “compact test bed” configuration dedicated to SCE operation.

Rys. 4. Schemat stanowiska badawczego, przykład stanowiska kompaktowego dedykowanego silnikowi jednocylindrowemu

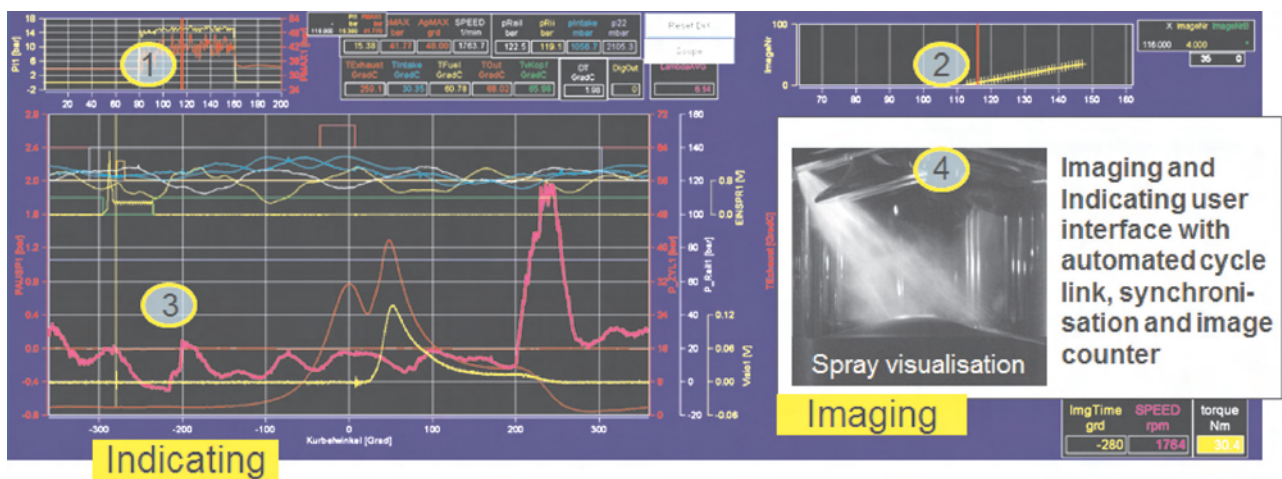
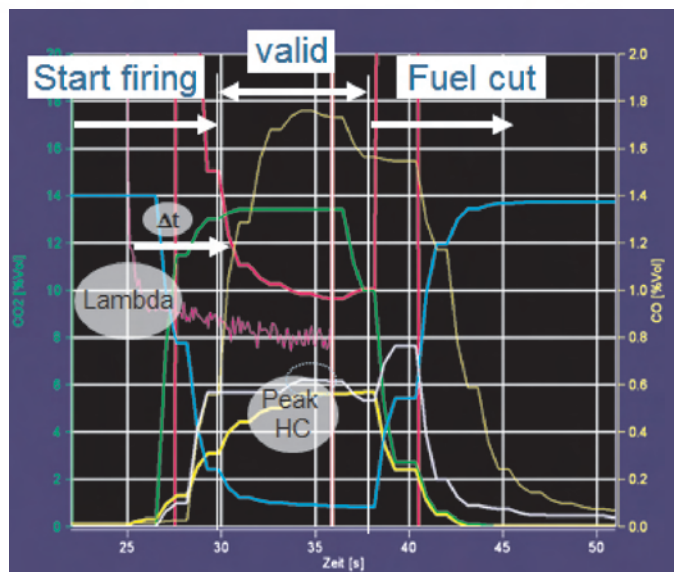


Fig. 5. OSCE operation for a group of fired cycles (1) with single shot snapshots recorded with a synchronized camera (2). Display shows crank angle resolved data (3) for the specific cycle with the spray snapshot (4). Exhaust gas emissions data are used to identify stationary combustion conditions and emissions trends

Rys. 5. Praca OSCE dla kolejnych cykli spalania (1) z pojedynczymi zrzutami ekranów pomiarowych zsynchronizowaną kamerą stroboskopową (2). Zdjęcia pokazują dane pomiarowe zsynchronizowane z kątem obrotu wału korbowego (3) dla określonego cyklu ze sfilmowaną strugą paliwa (4). Wyniki pomiarów emisji spalin wykorzystano do identyfikacji stacjonarnych warunków spalania i tendencji zmian emisji

development of reliable and clean combustion systems. Consequently, the analysis and optimization of such processes has become an important part of GDI system development. An OSCE provides the ideal environment to study GDI injection and mixture formation events.



The example of laser induced fluorescence imaging (LIF) of fuel sprays in Fig. 6 shows a single shot LIF image together with a method for statistical image analysis. Application of such statistic image diagnostics gives a reliable guideline for the selection of best suited injectors and their operating parameters [2].

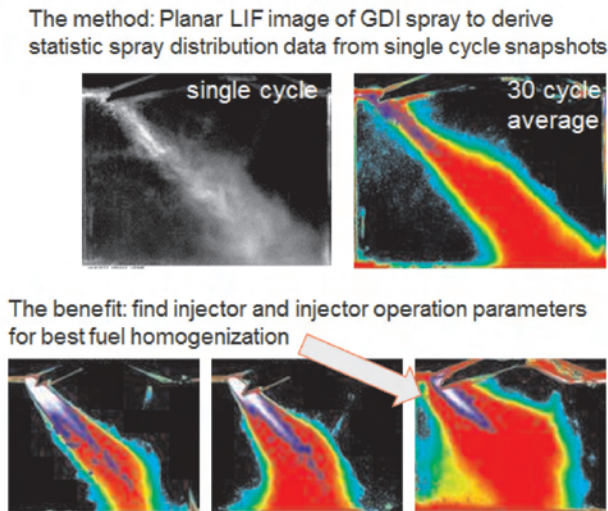


Fig. 6. LIF spray imaging in a GDI OSCE to support selection of injector variants

Rys. 6. Filmowanie strugi metodą LIF w jednocyndrowym silniku optycznym typu GDI dla wspomaganie wyboru rodzaju wtryskiwacza

9.2. Flame evaluation

Even if compression ratios in an OSCE configuration are smaller than in a normal engine, and even if spark timing may be retarded to avoid knock or riskfull combustion pressure, flame evaluation in GDI configurations was found to provide most useful information about premixed and diffusion flame combustion. As diffusion flames are sources for particle emissions, developing injection and airflow configurations for soot free combustion is mandatory in meeting forthcoming Euro 6 particle emissions limits [3].

In an OSCE, flame features are recorded with high speed or single shot cameras, yielding flame image information as shown Fig. 7. Premixed and diffusion flames are easily distinguished because of their specific radiation properties. Again, for engineering purposes, it is mandatory to use statistic image information in order to support decisions on best operating variants.

10. Summary

OSCEs offer specific chances for highly detailed diagnostics of engine phenomena. This has always been the driving motive for their application in research projects. The refinement of modern engine systems and their growing complexity to achieve fuel efficiency and emissions targets requires application of OSCEs even in the development of production engines. As an OSCE can only partially duplicate MCE behavior, care must be taken in deciding on the most effective use of an OSCE to support engine development.

- siłowników bezpieczeństwa i oprogramowania sterującego,
- modułów pomiarowych,
- interfejsów użytkownika dla dostępu do wszystkich sygnałów i siłowników.

Organizacja i złożoność takich instalacji są najlepiej realizowane z zastosowaniem budowy modułowej z dobrze zdefiniowanymi interfejsami łączącymi wymagane moduły systemowe.

8. Przykład pomiarów na optycznym silniku jednocyndrowym (OSCE)

Zaprezentowane na rys. 5 zdjęcia ekranów komputerowych pokazują typowy przykład pracy silnika OSCE (tutaj z głowicą typu GDI). W sposób ciągły rejestrowane są sygnały operacyjne silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego razem z sekwencją zdjęć procesów wewnątrzcyndrowych. Do analizy uzyskuje się sekwencję kolejnych cykli spalania razem z cyklami pracy silnika przed rozpoczęciem i po zakończeniu wtrysku paliwa. Dostępne są dane operacyjne silnika właściwe dla poszczególnych cykli roboczych, sygnały sterujące kamery oraz sygnały pomiarowe emisji związków szkodliwych. Ponieważ silnik typu OSCE może pracować ze spalaniem tylko przez ograniczoną liczbę cykli roboczych, praca silnika, synchronizacja siłowników wykonawczych i elementów pomiarowych oraz kontrola ograniczeń operacyjnych jest prowadzona przez system sterowania pomiarami.

9. Przykłady wyników z silnika OSCE

9.1. Struga paliwa i tworzenie mieszanki w silniku GDI

Zrozumienie procesów wtrysku paliwa i tworzenia mieszanki w silnikach typu GDI ma podstawowe znaczenie dla rozwoju niezawodnych i niskoemisyjnych systemów spalania. W rezultacie analiza i optymalizacja takich procesów stały się ważną częścią rozwoju systemów GDI. Jednocyndrowy silnik optyczny (OSCE) zapewnia idealne środowisko dla studiów nad procesami wtrysku i tworzenia mieszanki w silnikach GDI.

Przykład filmowania strugi paliwa z wykorzystaniem metody LIF (Laser Induced Fluorescence) – rys. 6 – pokazuje pojedyncze zdjęcie strugi razem z analizą statystyczną fotografii kolejnych cykli. Zastosowanie takiej statystycznej analizy fotograficznej pozwala uzyskać niezawodne wytyczne do wyboru najlepszego wtryskiwacza i jego parametrów operacyjnych [2].

9.2. Rozprzestrzenianie płomienia

Nawet wówczas, gdy stopień sprężania w silniku optycznym OSCE jest mniejszy niż w silniku konwencjonalnym, i nawet jeżeli chwila zapłonu musi być opóźniona dla uniknięcia spalania stukowego lub niebezpiecznie dużego ciśnienia spalania, to stwierdzona propagacja płomienia w silnikach typu GDI została uznana jako zapewniająca najbardziej użyteczną informację dotyczącą spalania kinetycznego i dyfuzyjnego. Jeżeli uzna się, że płomienie dyfuzyjne są źródłem emisji cząstek stałych, to rozwijając systemy wtrysku paliwa i przepływu powietrza dla bezdymnego spalania,

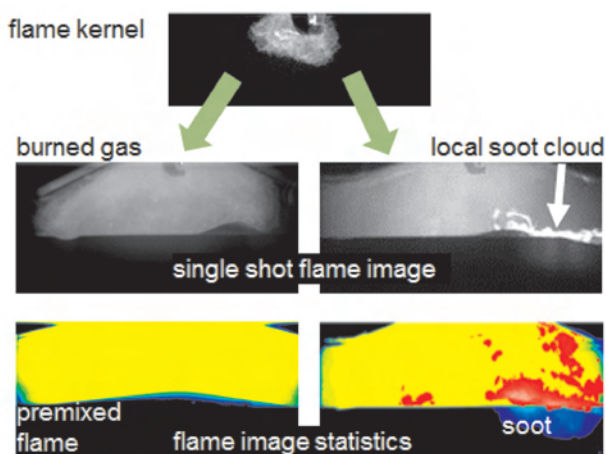


Fig. 7. Flame analysis shows premixed combustion situation (left hand) and appearance of soot clouds as a result of wall film combustion (right side). Imaging and data evaluation procedures provide statistic image evaluation

Rys. 7. Analiza płomienia pokazuje spalanie kinetyczne (lewa strona) i powstawanie chmury sadzy jako rezultat spalania warstwy naściennej (prawa strona). Procedury filmowania i przetwarzania danych zapewniają obróbkę statystyczną obrazów

This paper has given a comparison of MCE versus OSCE features and provided examples of OSCE applications in basic development phases of GDI engines.

OSCE measurement techniques may comprise of complex optical, thermodynamic or emissions diagnostic systems. In order to make efficient use of such systems, the complexity of these systems is handled within a combustion measurement platform providing for the modular adaptation and growth of the diagnostic techniques.

Operation of an OSCE together with peripheral equipment and engine safeguard modules is handled within a modular test bed platform.

można zapewnić spełnienie przyszłych norm emisji cząstek stałych wg Euro 6 [3].

W silnikach optycznych (OSCE) właściwości płomienne są filmowane z wykorzystaniem kamer do szybkiego filmowania lub do filmowania stroboskopowego, co pozwala uzyskać obrazy płomienia takie, jakie pokazano na rys. 7. Płomienie kinetyczne i dyfuzyjne są łatwo rozróżnialne ze względu na ich specyficzne właściwości radiacyjne. Także tutaj, dla celów silnikowych, jest konieczne zastosowanie statystycznej obróbki zdjęć w celu wspomaganie decyzji wyboru najlepszych wariantów operacyjnych.

10. Podsumowanie

Jednocylindrowe silniki optyczne (OSCE) umożliwiają specyficzne modyfikacje dla szczegółowej diagnostyki zjawisk silnikowych. Jest to zwykle podstawą ich zastosowania w projektach badawczych. Ulepszenie systemów składowych nowoczesnych silników spalinowych i ich zwiększająca się złożoność dla osiągnięcia oszczędności paliwa i celów emisyjnych wymaga stosowania silników OSCE także w rozwoju silników seryjnych. Ponieważ silnik OSCE może tylko częściowo odtworzyć działanie silnika wielocylindrowego, należy zwrócić szczególną uwagę na jak najefektywniejsze wykorzystanie silników OSCE do wspomaganie prac rozwojowych. To opracowanie wskazuje porównanie właściwości silnika wielocylindrowego MCE w stosunku do silnika OSCE i przedstawia przykłady zastosowania silnika OSCE do elementarnego rozwoju silników GDI.

Techniki pomiarowe w silniku OSCE mogą obejmować złożone systemy diagnostyczne: optyczne, termodynamiczne i emisyjne. W celu zapewnienia wydajnego zastosowania takich systemów, ich złożoność jest zapewniana na stanowisku pomiarów spalania zapewniającym przystosowanie modułowe i rozbudowę technik diagnostycznych.

Wykorzystanie silnika optycznego OSCE razem z wyposażeniem towarzyszącym i systemami bezpieczeństwa jest umożliwiające w modułowym stanowisku badawczym.

Bibliography/Literatura

- [1] Hopfner W., Loecker A., Winklhofer E.: Single cylinder engines – the test environment for combustion R&D, Car Romania 2011.
- [2] Fuchs H., Hopfner W., Kapus P., Winklhofer E.: Methods and criteria for fuel injector integration in boosted gasoline direct injection engines, IMECHE conference on “Injection systems for IC engines” 13 – 14 May 2009, London.
- [3] Fraidl G., Winklhofer E.: Developing clean GDI systems to meet Euro 6 targets, 10th International Symposium on Combustion Diagnostics, 22/23 May Baden-Baden, Germany 2012.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

- GDI – Gasoline Direct Injection/silnik benzynowy o wtrysku bezpośrednim
 OSCE – Optical Single Cylinder Engine/jednocylindrowy silnik optyczny
 MCE – Multi-Cylinder Engine/silnik wielocylindrowy
 TSCE – Thermodynamic Single Cylinder Engine/jednocylindrowy silnik termodynamiczny

Ernst Winklhofer, DEng. – skill team leader for optical technologies at AVL List GmbH, Austria.

Dr inż. Ernst Winklhofer – kierownik zespołu technologii optycznych AVL List GmbH, Austria.

e-mail: ernst.winklhofer@avl.com



Wolfgang Hopfner, Eng. – Group Product Manager Single Cylinder Research Engines and Peripheral Equipment at AVL List GmbH, Graz, Austria.

Inż. Wolfgang Hopfner – kierownik zespołu badawczych silników jednocylindrowych i urządzeń peryferyjnych w AVL List GmbH, Graz, Austria.

e-mail: wolfgang.hopfner@avl.com



The influence of bio-depolymer fuel components on the exhaust emissions from diesel engines

The authors present the results of own research on the application of biofuels and depolymers and their mixtures with diesel fuel and the influence of this type of fueling on the exhaust emissions against standard fuel.

The authors have observed that the application of bio-depolymer fuel (BIO+DEP)/20 does not deteriorate the engine operating parameters particularly in medium engine loads and speeds. The reduction of the PM emission generated by the diesel engines caused by the investigated bio-components and fuel depolymers occurs due to a reduction of the share of the INSOL fraction in the total mass of the emitted PM. The change in the combustion process when fueled with (BIO+DEP)/20 (caused by the compensative influence of the viscosity, density and an increase in CN in particular) also results in a reduction of the exhaust emissions of the outstanding exhaust components.

Key words: diesel engine, exhaust emissions, bio-depolymer fuels

Wpływ bio-depolimerowych komponentów paliwowych na emisję substancji toksycznych z silnika o zapłonie samoczynnym

Przedstawiono wyniki własnych badań silnikowych nad zastosowaniem biopaliwa i depolimeru oraz ich mieszanin z olejem napędowym jako paliwa do silnika o ZS, a także wpływ tego typu zasilania na emisję substancji toksycznych w porównaniu do emisji przy zasilaniu paliwem standardowym.

Stwierdzono, że zastosowanie paliwa bio-depolimerowego (BIO+DEP)/20 nie pogarsza parametrów eksploatacyjnych silnika, zwłaszcza w zakresie średnich obciążeń i prędkości obrotowych. Ograniczenie poziomu emisji cząstek stałych w spalinach silnika o ZS przez badane biokomponenty i depolimery paliwowe odbywa się prawdopodobnie głównie dzięki redukcji udziału frakcji nierozpuszczalnej INSOL w całkowitej masie emitowanych cząstek stałych. Zmiana procesu spalania przy zasilaniu paliwem (BIO+DEP)/20 (przez kompensacyjny wpływ lepkości i gęstości a zwłaszcza wzrost LC) powoduje również ograniczenie emisji pozostałych, toksycznych składników spalin.

Słowa kluczowe: silnik ZS, emisja spalin, paliwo bio-depolimerowe

1. Introduction

In recent years actions have been taken to implement fuels other than diesel fuel for diesel engine applications. These fuels come from renewable sources and their main advantage is lower toxicity of their combustion products.

Unconventional fuels may be applied for diesel engines in a liquid (most frequently vegetable oil esters [1, 8, 9, 11, 12]) and gaseous forms (propane-butane, natural gas and biogas [3]).

An unconventional fuel gaining much recognition is the oil fraction that comes from the depolymerization of waste plastic. The use of depolymers as fuel gains in importance as it is not only the question of fueling but also disposal of unwanted waste material.

Waste plastics due to their high resistance to natural biodegradability are becoming one of the fundamental ecological problems of the modern world. Attempts are made to resolve the issue by a destructive processing of such waste into hydrocarbon fraction of wide boiling temperature range with the aim to use it as biocomponent of diesel fuel [2, 4, 6]. Most of the methods consist in recovering of the energy from the polymer waste by its decomposition into compounds of low molecular mass through catalytic cracking or pyrolysis [2, 4 – 7, 10]. Thermal or catalytic processes,

1. Wprowadzenie

W ostatnich latach podjęto szerokie działania nad wprowadzeniem do praktycznego zastosowania w silnikach o ZS paliw innych niż oleje napędowe. Paliwa te pochodzą ze źródeł odnawialnych, a ich główną zaletą jest mniejsza szkodliwość produktów ich spalania w silniku dla środowiska naturalnego.

Jako paliwa niekonwencjonalne do silników o ZS mogą być stosowane produkty ciekłe, najczęściej estry olejów roślinnych [1, 8, 9, 11, 12], a także gazy: propan-butan, gaz ziemny i biogaz [3].

Paliwem niekonwencjonalnym, zdobywającym coraz większe uznanie jest frakcja olejowa pochodząca z depolimeryzacji odpadowych tworzyw sztucznych. Zastosowanie depolimerów jako paliwa nabiera dużego znaczenia, ponieważ oprócz tego, że mogą być źródłem energii – rozwiązują również problem utylizacji uciążliwych dla środowiska odpadów.

Odpady z tworzyw sztucznych ze względu na dużą odporność na naturalną degradację stają się jednym z podstawowych problemów ekologicznych współczesnego środowiska. Próbuje się rozwiązać problem przez destrukcyjne przetwarzanie takich odpadów we frakcję węglowodorową o szerokim zakresie temperatury wrzenia z możliwością zastosowania jako komponentu paliw silnikowych i opałowych [2, 4, 6]. Większość metod polega na odzyskiwaniu energii

as a result of a decomposition of multi particle polymers, generate compounds of lower molecular mass. The most advantageous seems processing of the olefin plastics (not containing heteroatoms), which provides the possibility of obtaining hydrocarbon fractions of similar properties as those obtained from the processing of crude oil [2]. One of the important advantages of this type of depolymers is that they are not contaminated with compounds whose combustion has an adverse effect on the natural environment (sulfur, chlorine and nitrogen compounds).

2. Methodology of research

The authors have conducted their own experimental research consisting in determination of the influence of the composed fuels on the emission of PM, nitric oxides, carbon monoxide and unburned hydrocarbons in diesel exhaust gas.

As the source of the PM the authors used a diesel engine AD3.152 on an engine test bed as shown in Fig. 1, whose exhaust system was fitted with an exhaust sample uptake system (for PM separator and nitric oxides analyzer) and the hydrocarbons and carbon monoxide analyzer probe. For the tests the authors chose an engine of an older generation, as there exists a common opinion [11] that the best effects in the reduction of the exhaust emissions when fueled with RME are obtained in this type of engines.

The measurement of the PM was carried out (based on separated, gravimetrically determined mass of PM) according to programmable, 13-phase tests ECE R-49 through a PM PTP-2000 separator with a dilution micro tunnel (by Pierburg).

For the measurement of nitric oxides the authors used chemoluminescent analyzer (CLD-2000 by Pierburg) utiliz-

z odpadów polimerowych poprzez ich rozkład do związków o niskiej masie cząsteczkowej na drodze krakingu katalitycznego lub pirolizy [2, 4 – 7, 10]. Procesy termiczne lub katalityczne na skutek rozpadu wielkocząsteczkowych polimerów generują związki o mniejszej masie cząsteczkowej. Najbardziej korzystne wydaje się przetwarzanie olefinowych tworzyw sztucznych (niezawierających heteroatomów), dzięki czemu można otrzymywać frakcje węglowodorowe o podobnych właściwościach jak frakcje uzyskiwane z przerobu ropy naftowej [2]. Jedną z istotnych zalet tego typu depolimerów jest to, że pozbawione są zanieczyszczeń związkami, których spalanie niekorzystnie wpływa na środowisko naturalne (związki siarki, chloru, azotu).

2. Metodyka badań

Przeprowadzono własne badania eksperymentalne polegające na określeniu wpływu komponowanych paliw na poziom emisji cząstek stałych PM, tlenków azotu, tlenku węgla i niespalonych węglowodorów z silnika o ZS.

Jako źródła emisji cząstek stałych użyto silnika o zapłonie samoczynnym AD3.152 pracującego w układzie hamownianym prezentowanym na rys. 1, którego układ wylotowy wyposażono w układy poboru próbek spalin (do separatora cząstek stałych i analizatora tlenków azotu) oraz sondę analizatora węglowodorów i tlenku węgla. Do badań wybrano silnik o starszej konstrukcji, ponieważ istnieje opinia [11], że największe efekty w ograniczeniu emisji toksycznych składników spalin przy zasilaniu RME uzyskuje się w tego typu silnikach.

Pomiaru emisji cząstek stałych dokonywano (na podstawie separowanej masy cząstek określanej metodą grawimetryczną) zgodnie z programowanymi, 13-fazowymi testami badawczymi ECE R-49 za pomocą separatora cząstek stałych PTP-2000 z mikrotunelem rozcieńczającym (firmy Pierburg).

Do pomiarów tlenków azotu użyto analizatora chemiluminescencyjnego CLD-2000 (firmy Pierburg), wykorzystującego zjawisko emisji promieniowania elektromagnetycznego towarzyszące reakcji tlenku azotu z ozonem.

Do pomiarów stężeń węglowodorów i tlenku węgla w spalinach wykorzystano analizator typu FTIR, model Gastester MHD-218 (firmy Hermann). Niepewność prezentowanych w artykule wyników była następująca: PM i $\text{NO}_x < 1\%$, HC i CO $< 3\%$.

Do badań użyto komponentów paliw o charakterystycznych cechach podanych w tabeli 1. Przyjęto nomenklaturę w opisie wyników badań w postaci np. B20 (oznaczającą 20-procentowy objętościowy udział biokomponentu – estru metylowego – w mieszaninie z olejem napędowym), DEP20 (20-procentowy objętościowy udział depolimeru w mieszaninie z olejem napędowym) itd.

3. Paliwa z dodatkiem biokomponentu (RME)

Na rysunku 2 przedstawiono wyniki badań zmiany emisji toksycznych składników spalin w teście 13-fazowym, powodowane różnym udziałem procentowym biokomponentu (RME) w mieszaninie z olejem napędowym. Dla porównania naniesiono poziomy emisji uzyskane dla czystego oleju napędowego (linie przerywane).

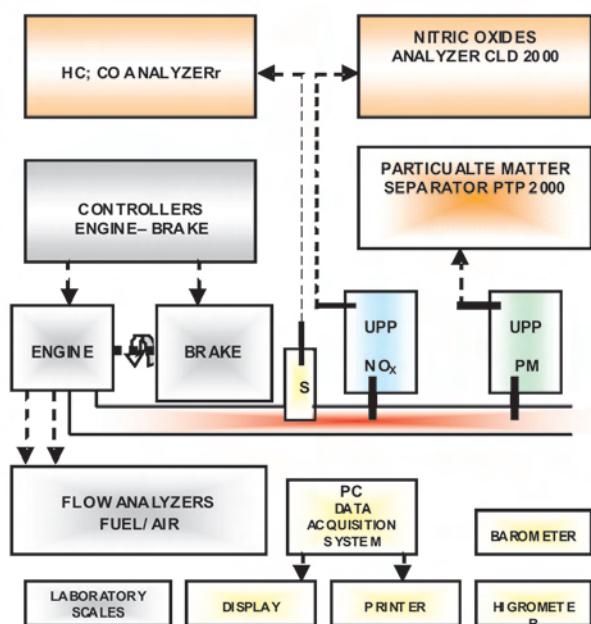


Fig. 1. Layout of the test stand, where: S – HC and CO analyzer probe, UPP – NO_x and PM sample uptake system

Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego, gdzie: S – sonda analizatora HC i CO, UPP – układy poboru próbek NO_x i PM

ing the emission of electromagnetic radiation accompanying the chemical reaction of nitrogen oxide with ozone.

For the measurement of hydrocarbons and carbon monoxide FTIR analyzer (Gastester MHD-218 by Hermann) was used. The uncertainty of the results presented in the paper was as follows: PM and $\text{NO}_x < 1\%$, HC and CO $< 3\%$.

For the tests the authors used fuel components of characteristic features given in table 1. The following research description nomenclature has been adopted: B20 (20% volumetric share of a biocomponent-methyl ester – mixed with diesel fuel), DEP20 (20% volumetric share of depolymer mixed with diesel fuel) etc.

3. Fuels containing biocomponents (RME)

Figure 2 presents the results of the tests on the change of the exhaust emissions in the 13-phase tests caused by different percentage share of the biocomponent (RME) in the mixture with diesel fuel. For comparison, the levels of emissions obtained for pure diesel fuel were overlain (dotted lines).

The obtained results hint the following conclusions:

- the least advantageous for the emission of PM and CO turn out to be B5 to B15 fuels (5% to 15% of the volumetric share of the biocomponents in the fuel). In this range the emission of PM and CO is growing - for B5 the maximum growth in the emission of PM reached 13% and for B15 the maximum growth in the emission of CO reached 10%,
- the B5 to B15 fuels are at the same time the most advantageous in terms of the emission of NO_x – exclusively for this range (change in the percentage share of the biocomponent in the fuel) a reduction in the emissions of nitric oxides was recorded – for B10 the maximum reduction was 9%,
- the emission of HC lowers as the volumetric share of the biocomponent in the fuel grows and for the mixture above B20 the reduction is proportional to the volumetric share of the biocomponent in the fuel. The lowest HC emission was observed for B100 – emission reduction by 39%,
- the greatest reduction of the emission of HC (39%), CO (24%) and PM (19%) was obtained for B100 that was also responsible for a growth in the emission of NO_x by 9%.

From the operational point of view the most advantageous seems the B20 fuel for which lower levels of emission of all exhaust components were observed as compared to those obtained for diesel fuel at negligible changes of the engine operating parameters (M, N, g_e – Fig. 3).

The B50 fuel also seems characteristic as the growth in excess of 50% of the volumetric share of the biocomponent in the fuel leads to a weakening of the trend of emission reduction of PM, HC and CO and also slight increments of the emission of nitric oxides.

For fuels higher than B30 the nature of the NO_x emission changes radically. The fuel atomization ($B > 30$) is realized in a different way than it is realized for diesel fuel (due to differences in the viscosity of both fuels - for $B > 30$ the

Table 1. Selected parameters of the fuel components

Tabela 1. Wybrane parametry paliw użytych do komponentów paliwowych

Item	Parameters/ parametry	ON PN-EN 590	B100 RME	DEP100 DEPOLYMER
1	Cetane number/liczba cetanowa	51.4	51.8	77.1
2	Density in the temperature of/gęstość w temp. 15 °C g/cm ³	835.4	882	807
3	Viscosity in the temperature of/lepkość w temp. 40 °C mm ² /s	2.64	5.2	3.5
4	Sulfur content/zwartość siarki mg/kg	59	0.01	0.01
5	Calorific value/wartość opałowa MJ/kg	42.8	38.5	41.3

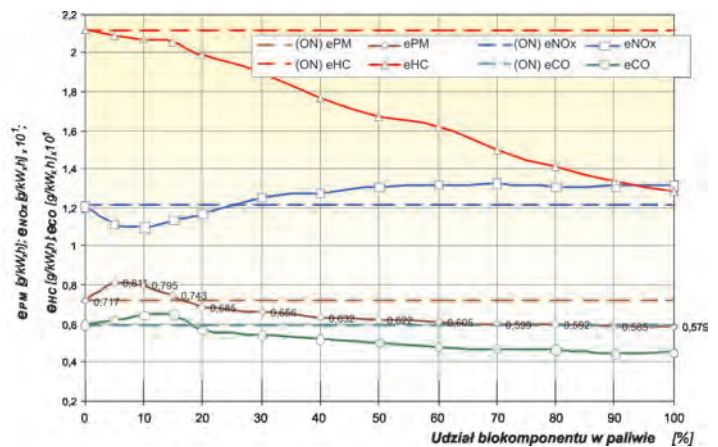


Fig. 2. Changes in the engine emissions (13-phase) caused by different shares of the biocomponent in the mixture with diesel fuel

Rys. 2. Zmiany emisji silnika (test 13-fazowy) spowodowane różnym udziałem biokomponentu w mieszaninie z olejem napędowym

Uzyskane wyniki nasuwają następujące spostrzeżenia:

- najmniej korzystnym dla emisji PM i CO okazują się paliwa B5 do B15 (5% do 15% objętościowego udziału biokomponentu w paliwie), bowiem w tym zakresie emisje PM i CO wykazują tendencję wzrostową, dla B5 wystąpił maksymalny wzrost emisji PM o 13%, a dla B15 maksymalny wzrost emisji CO o 10%,
- paliwa B5 do B15 są jednocześnie najbardziej korzystne pod względem emisji NO_x – jedynie dla tego zakresu (zmian udziału procentowego biokomponentu w oleju napędowym) zanotowano redukcję emisji tlenków azotu – dla B10 maksymalna redukcja o 9%,
- emisja HC zmniejsza się ze wzrostem objętościowego udziału procentowego biokomponentu w paliwie, a dla mieszanek powyżej B20 zmniejszenie jest proporcjonalne do objętościowego udziału procentowego biokomponentu w paliwie, najmniejszą emisję HC zaobserwowano dla B100 – zmniejszenie emisji o 39%,
- największe redukcje emisji HC (39%), CO (24%) i PM (19%) uzyskano dla paliwa B100, przy użyciu którego zanotowano również największy wzrost emisji NO_x o 9%. Z eksploatacyjnego punktu widzenia najkorzystniejsze

share of the fuel of double viscosity grows significantly) and it leads to a growth of the local combustion temperatures and facilitates the emission of nitric oxides (Fig. 2). Most likely, higher combustion temperature (increase in the exhaust gas temperature was observed) results in the primary soot being burned in the combustion chamber, which, at a simultaneous release of HC from the particulate matter (increase in the emission), results that the physical adsorption on the surface – secondary soot – is significantly limited. This is a quantitative (a lower amount of adsorber – secondary soot – and the adsorbed substances) and a qualitative limitation (limitation of the cyclization of the polyacetylene compounds that after dehydrogenization take a form of polycyclic aromatic hydrocarbons and heavy hydrocarbons. Most likely, higher cycle temperatures prevent the liquid phase from solidifying and release the gaseous phase of the PM earlier while active oxygen has the ability to oxidize hydrocarbons not only in the mass of the exhaust gas but also in the PM alone.

Table 2 presents the percentage changes in the emission (as compared to diesel fuel, where: „+” denotes an increase, and „-”, a decrease in the emission) for selected biocomponent fuels.

From the data (selected fuels) presented on the engine operating characteristics (Fig. 3) it results that for B20 (as compared to ON) the increase in the specific fuel consumption and the drop in the engine power output and torque are miniscule (several per cent). The engine parameters significantly deteriorate for B50 – the drop in the engine power output and torque reaches 8 % to 10 % at a 15 % increase in g_c . For pure biocomponent (B100) the decrease in the power output and torque reaches 12 % (maximum 14 %) at a simultaneous

Table 2. Changes in the emission from the engine fueled with biocomponent fuels

Tabela 2. Zmiany emisji silnika zasilanego paliwami biokomponentowymi

	PM	HC	CO	NO _x
ON	0.717 g/kW·h	2.119 g/kW·h	5.92 g/kW·h	12.08 g/kW·h
B20	-4 %	-6 %	-4 %	-3 %
B50	-13 %	-21 %	-15 %	+ 8 %
B100	-19 %	-39 %	-24 %	+ 9 %

increase of g_c to 22 % (23 %), whose main reason is a lower calorific value of B100 as compared to diesel fuel.

For the tested engine the range of medium engine speed on the operating characteristics is conspicuous – below this speed – we have a reduction (as compared to ON) and above – an increase in the NO_x emission (the lowest for B20). Above this engine speed a small increase in the concentration of HC and CO in the exhaust gas was observed for B50. For the rest a clear reduction of the concentration of HC and CO was observed for the entire range of engine loads and speeds.

4. Fuels containing depolymer

Diesel fuel depolymer mixtures have an influence on the engine operating parameters (Fig. 4) similar to that of biocomponent mixtures.

wyduje się paliwo B20, dla którego zaobserwowano mniejsze poziomy emisji wszystkich toksycznych składników spalin, w porównaniu do emisji uzyskanych dla oleju napędowego, przy niewielkich zmianach parametrów pracy silnika (M , N , g_c – rys. 3).

Charakterystyczne wydaje się także paliwo B50, ponieważ wzrost powyżej 50% objętościowego udziału biokomponentu w paliwie powoduje osłabienie tendencji redukcji emisji PM, HC i CO, a także praktycznie – znikome przyrosty emisji tlenków azotu.

Dla paliw powyżej B30 radykalnie zmienia się charakter emisji NO_x. Ponieważ rozpylenie paliwa ($B > 30$) przebiega inaczej niż oleju napędowego (ze względu na różnice w lepkości obu paliw, dla $B > 30$ znacząco rośnie udział paliwa o dwukrotnie większej lepkości), więc powoduje to wzrost lokalnych temperatur spalania i sprzyja zwiększeniu emisji tlenków azotu (rys. 2). Prawdopodobnie wyższe temperatury spalania (obserwowany wzrost temperatur spalin) powodują, że sadza pierwotna zostaje w znacznym stopniu spalona w komorze spalania, co przy jednoczesnym uwolnieniu HC z cząstek stałych (wzrost emisji) powoduje, że adsorpcja fizyczna na powierzchni – już sadzy wtórnej – jest znacznie ograniczona. Ograniczenie to jest natury ilościowej, mniejsza ilość adsorbenta (sadzy wtórnej) i substancji adsorbowanych, a także jakościowej – choćby z racji ograniczenia cyklizacji związków poliacyetylenowych, które po odwodornieniu, przyjmują postacie wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych i ciężkich węglowodorów. Prawdopodobnie wyższe temperatury obiegu uniemożliwiają krzepnięcie fazy ciekłej i wcześniej uwalniają fazę gazową cząstek stałych PM, a aktywny tlen ma właściwości umożliwiające utlenianie węglowodorów nie tylko w masie spalin, ale także w masie samych cząstek stałych.

W tabeli 2 podano procentowe zmiany emisji (w odniesieniu do oleju napędowego, gdzie: „+” oznacza wzrost, a „-”, – zmniejszenie emisji) dla wybranych paliw biokomponentowych.

Z danych (dla wybranych paliw) przedstawionych na charakterystyce eksploatacyjnej silnika (rys. 3) wynika, że dla B20 (w porównaniu do ON) wzrost jednostkowego zużycia paliwa oraz zmniejszenie mocy i momentu rozwijanego przez silnik są niewielkie (rzędu kilku procent). Zdecydowanie pogarszają się parametry pracy silnika dla B50, spadek mocy i momentu o około 8 % do 10 % przy 15 % wzroście g_c . Dla czystego biokomponentu (B100) zmniejszenie mocy i momentu dochodzi do 12 % (maksymalnie 14 %) przy jednoczesnym wzroście g_c do 22 % (23 %), czego główną przyczyną jest przede wszystkim mniejsza wartość opałowa (B100) w porównaniu do oleju napędowego.

Dla badanego silnika znamienny jest zakres średniej prędkości obrotowej na charakterystyce eksploatacyjnej – poniżej tej prędkości – zmniejszenie (w porównaniu do ON), powyżej – wzrost stężeń NO_x (najmniejszy dla B20). Powyżej tej prędkości obrotowej obserwowano również dla B50 niewielkie wzrosty stężeń HC i CO w spalinach. Dla pozostałych przypadków rejestrowano wyraźną obniżkę

Based on the conducted engine tests we can confirm that the DEP20 fuel (Fig. 4) has the best parameters for which no drop in the engine power output, torque and overall efficiency were observed for low and medium loads. For engine loads and speeds greater than the engine speed of the maximum torque a slight deterioration of the engine parameters was observed with a maximum 5 % drop in the engine load and speed of the maximum engine power.

A volumetric share of the depolymer in the mixture with diesel oil greater than 50 % clearly results in a deterioration of the engine performance (decrease in the power output and torque reaching 15 % including a drop in the engine efficiency) particularly under highest loads if the engine is fueled with pure depolymer (DEP100). The main reason for the observed phenomenon is lower density of the DEP100 depolymer fuel and its greater viscosity a compared to the density and viscosity of diesel fuel.

Additional cumulative effect is a much higher cetane number of the depolymer (77,1) that significantly reduces the self-ignition delay [13] of a poorly atomized fuel mixture (greater viscosity) and causes a change in the nature of the ignition (particularly in the beginning of combustion) from kinetic to diffusive. The greater the load (greater fuel dose) the greater part of the combustion process continues in the non-homogenous mixture with a high share of the diffusion processes (simultaneous mixing of the fuel with air while the fuel injection lasts). The change of the course of the combustion process by

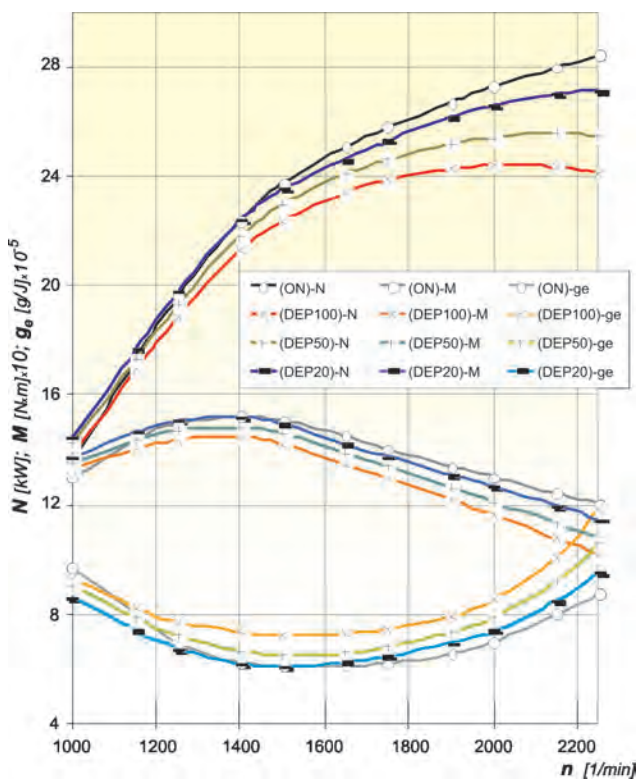


Fig. 4. External characteristics of the tested engine fueled with diesel fuel (ON) and depolymer fuels (DEP100, DEP50, DEP20)

Rys. 4. Charakterystyka zewnętrzna badanego silnika zasilanego olejem napędowym (ON) i paliwami depolimerowymi (DEP100, DEP50, DEP20)

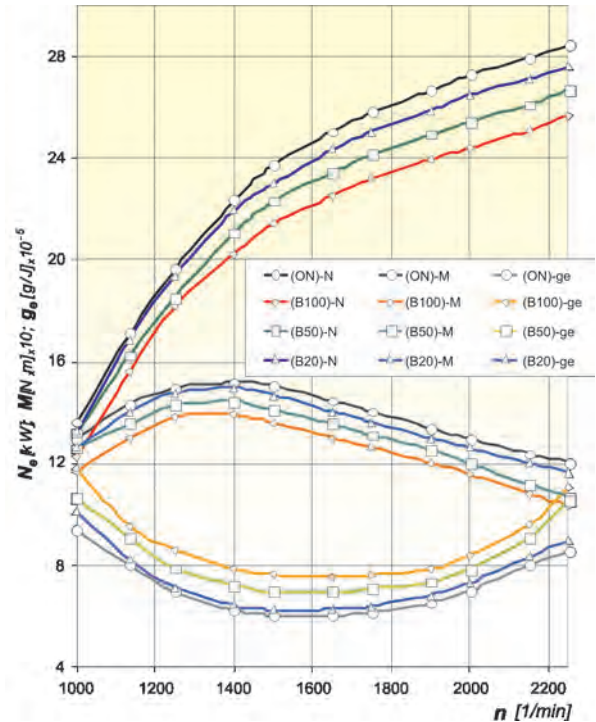


Fig. 3. External characteristics of the tested engine fueled with diesel fuel (ON) and biofuels (B100, B50, B20)

Rys. 3. Charakterystyka zewnętrzna badanego silnika zasilanego olejem napędowym (ON) i biopaliwami (B100, B50, B20)

poziomów stężeń HC i CO dla całego zakresu obciążeń i prędkości obrotowych silnika.

4. Paliwa z dodatkiem depolimeru

Mieszanki depolimerowe z olejem napędowym mają podobny wpływ na parametry eksploatacyjne silnika (rys. 4) jak mieszanki biokomponentowe.

Na podstawie przeprowadzonych badań silnikowych można stwierdzić, że najlepsze parametry eksploatacyjne wykazuje paliwo DEP20 (rys. 4), dla którego nie obserwowano spadku mocy i momentu oraz sprawności ogólnej silnika w zakresie małych i średnich obciążeń. Dla obciążeń i prędkości obrotowych wyższych od prędkości obrotowej maksymalnego momentu obserwowano nieznaczne pogorszenie parametrów pracy silnika, z maksymalnym 5-procentowym spadkiem w zakresie obciążeń i prędkości obrotowej maksymalnej mocy silnika.

Większy niż 50-procentowy objętościowy udział depolimeru w mieszaninie z olejem napędowym powoduje wyraźne pogorszenie osiągnięć silnika (spadek mocy i momentu dochodzący do 15 % i spadek sprawności), zwłaszcza w zakresie najwyższych obciążeń, przy zasilaniu silnika czystym depolimerem (DEP100). Główną przyczyną obserwowanego zjawiska jest mniejsza gęstość paliwa depolimerowego DEP100 i jego większa lepkość w porównaniu do gęstości i lepkości stosowanego oleju napędowego.

Dodatkowy efekt kumulacyjny to znacznie większa liczba cetanowa depolimeru (77,1), która powoduje wyraźne zmniejszenie opóźnienia samozapłonu [13] gorzej rozpylonej mieszaniny paliwowej (większa lepkość) i zmianę

a clear limitation of the chemical part responsible for the self ignition delay (particularly cool and blue flame) [13] and a lower density of the DEP100 fuel results in a deterioration of the engine operating conditions and a significant drop in its efficiency.

Figure 5 presents a comparison of the emission of PM of an engine fueled with diesel fuel and fuels of different composition of diesel fuel, depolymer and pure depolymer (100%). From the presented research material it results that in terms of the emission of PM the greatest 15% effect in limiting of this emission can be obtained for fuel mixtures containing 30 – 40% of the depolymer.

Most likely the major reason for a lower emission of PM is the elimination of its sulfate part of the insoluble fraction (thus a reduction in the total PM mass) as depolymer fuel (similarly to biofuel) does not contain sulfur. This takes place thanks to a greater content of sulfurless fuel in the PM formation process within the stage of secondary soot formation that most often originates from primary soot, in a time window that starts before the opening of the exhaust valve and lasts until the exhaust gas is fully evacuated. Under the conditions of rapidly reducing temperature resulting from the decompression and chilling of the exhaust gas, soot crystallites join in

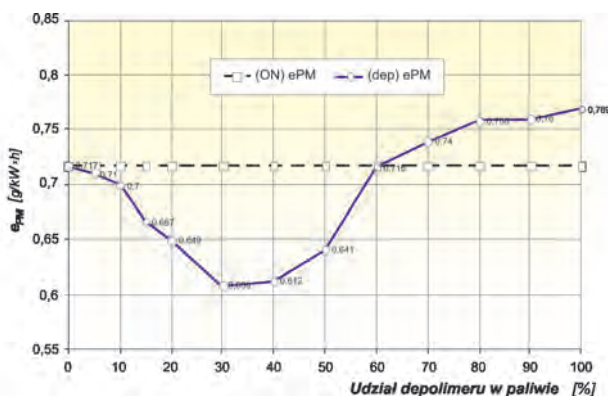


Fig. 5. Changes in the emission of PM triggered by different volumetric share of the depolymer in the fuel mixture

Rys. 5. Zmiany emisji cząstek stałych wywołane różnym objętościowym udziałem procentowym depolimeru w mieszaninie paliwowej z olejem napędowym

aggregate and agglomerate structures and, additionally, these conditions facilitate low-temperature cyclization of polyacetylene compounds, that upon dehydrogenization assume forms of polycyclic aromatic hydrocarbons and heavy hydrocarbons. A drop in the temperature of the exhaust gas also facilitates freezing of the transient chemical structures in the stage of their partial oxidation or unfinished decomposition. These hydrocarbons in the gaseous or condensed state are adsorbed by the surface of aggregates and agglomerates of soot. Under these conditions a continuous restructuring of heavy hydrocarbons takes place along with a change of their state of concentration. Locally, hydrocarbons in the gaseous phase can condense and deposit on the surface of soot and other

charakteru (zwłaszcza początku spalania) z kinetycznego na dyfuzyjny. Im większe obciążenie (większa dawka paliwa), tym większa część procesu spalania przebiega w mieszaninie niejednorodnej, z dużym udziałem procesów dyfuzji (jednoczesne mieszanie paliwa z powietrzem, częściowo podczas trwającego jeszcze wtrysku paliwa). Zmiana przebiegu procesu spalania przez wyraźne ograniczenie chemicznej części opóźnienia samozapłonu (zwłaszcza tzw. chłodnego i błękitnego płomienia) [13] i mniejsza gęstość paliwa DEP100 powodują w efekcie pogorszenie warunków pracy silnika i znaczny spadek jego sprawności.

Na rysunku 5 przedstawiono porównanie emisji cząstek stałych PM silnika zasilanego olejem napędowym i paliwami o różnym składzie komponentowym oleju napędowego i depolimeru oraz czystym (100%) depolimerem. Z prezentowanego materiału badawczego wynika, że ze względu na emisję cząstek stałych największe 15-procentowe efekty w ograniczeniu tej emisji można uzyskać dla mieszanek paliwowych zawierających 30 – 40% depolimeru.

Prawdopodobnie główną przyczyną mniejszej emisji PM jest eliminacja siarczanowej części nierozpuszczalnej frakcji INSOL cząstek stałych (a tym samym redukcja całkowitej ilości masy cząstek), ponieważ paliwo depolimerowe (podobnie jak biopaliwo) nie zawiera w swoim składzie pierwiastkowym siarki. Odbywa się to dzięki większemu udziałowi beziarczkowego paliwa w procesie formowania cząstek na etapie tworzenia sadzy wtórnej, która powstaje najczęściej z sadzy pierwotnej, w okresie który rozpoczyna się jeszcze przed otwarciem zaworu wylotowego i trwa aż do wydalenia spalin poza układ wylotowy. W warunkach szybko obniżającej się temperatury, wynikającej z rozprężania i ochładzania spalin, kryształity sadzy łączą się w struktury agregatowe i aglomeratowe, a dodatkowo warunki te sprzyjają niskotemperaturowej cyklizacji związków poliacetylenowych, które po odwodnieniu przyjmują postacie wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych i ciężkich węglowodorów. Spadek temperatury spalin sprzyja także zamrażaniu przejściowych struktur chemicznych na etapie częściowego utlenienia lub niedokończonego ich rozpadu. Węglowodory te w stanie gazowym lub skondensowanym są adsorbowane przez powierzchnie agregatów i aglomeratów sadzy. W tych warunkach występuje ciągła przebudowa struktury ciężkich węglowodorów i zmiana ich stanu skupienia. Lokalnie węglowodory w fazie gazowej mogą kondensować i osiadać na powierzchniach sadzy i innych cząstek (np. siarczany i azotany) lub odwrotnie – parować i oddzielać się od tych cząstek.

W składzie strukturalnym cząstek stałych (przy zasilaniu olejem napędowym) dominuje forma siarczanowa. Siarka zawarta w paliwie prawie całkowicie utlenia się w procesie spalania do SO_2 i w większości w takiej formie jest usuwana ze spalinami; pozostała część podlega konwersji do SO_3 , tym większej, im wyższe są temperatura i stężenie tlenu w spalinach. Trójtlenek siarki przez wysokie powinowactwo do wody (w reakcji egzotermicznej tworzy się kwas siarkowy) tworzy siarczany adsorbowane przez sadzę silnikową, powodując przyrost nierozpuszczalnej frakcji INSOL cząstki stałej.

particles (sulfates and nitrates) or vice versa – get in pairs and separate from these particles.

In the structural composition of particulate matter (when fueled with diesel fuel) the sulfate form is the dominant one. The sulfur contained in the fuel almost entirely oxidizes to SO_2 in the combustion process and mostly in this form is eliminated with the exhaust gas; the outstanding part is converted to SO_3 , more intensely if the temperature and oxygen concentration in the exhaust gas are higher. SO_3 through its high affinity to water (in an exothermal reaction sulfuric acid forms) form sulfates adsorbed by the engine soot leading to an increment of the insoluble fraction (INSOL) of the particulate matter.

As a result of the conducted microscopic research (Fig. 6) clear differences in the structure of the PM coming from

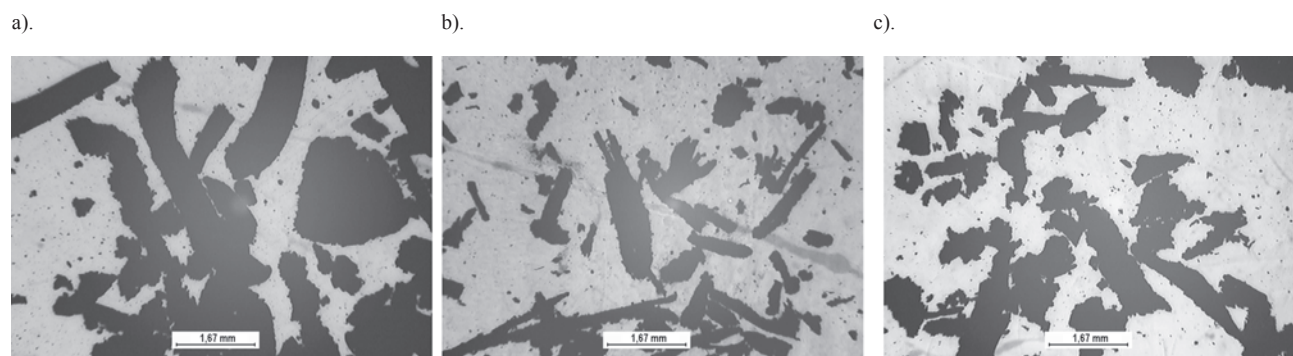


Fig. 6. Macrostructures of PM, – comparison – (microscopic) for fuels: a) B100), c) depolymer diesel fuel (ON), b) biocomponent RME (D100)

Rys. 6. Makrostruktury cząstek stałych – porównanie – (optyczny mikroskop pomiarowy) dla paliw: a) olej napędowy (ON), b) biokomponent RME (B100), c) depolimer (D100)

the combustion of ON, B100, D100 and their mixtures have been observed.

Particulate matter generated by the combustion of pure biofuel and pure depolymer is several times smaller than that generated in the combustion of diesel fuel. Most likely the main reason for its smaller size is the elimination of the sulfate INSOL fraction of particulate matter as biofuel and the depolymer did not contain any sulfur.

The conducted research has shown that a share of the depolymer in the fuel greater than 60 % results in a growth of the PM emission (Fig. 5) reaching a 7 % increase for pure depolymer (DEP100). The most likely reason for this growth is the growing share of the fuel of lower density in the combustion process - a share that outruns the advantageous influence of lack of sulfur in the fuel (eliminating the INSOL fraction of particulate matter) that limits the emission of PM as compared to diesel fuel.

Table 3 presents percentage changes of the emissions (as compared to diesel fuel) for selected depolymer fuels and Fig. 7 presents a comparison of the emission from the engine fueled with selected components of diesel fuel and the depolymer.

5. Mixtures of bio-depolymer fuels

Figure 8 presents a comparison of the emissions from an engine fueled with diesel fuel and mixtures of diesel fuel and selected contents of biofuel and the depolymer

W wyniku przeprowadzonych badań mikroskopowych (rys. 6) stwierdzono wyraźne różnice w strukturze cząstek stałych pochodzących ze spalania paliw ON, B100, D100 i ich mieszanin.

Cząstki stałe PM pochodzące ze spalania czystego biopaliwa i czystego depolimeru są kilka do kilkanaście razy mniejsze od cząstek pochodzących z oleju napędowego. Prawdopodobnie główną przyczyną ich mniejszych wymiarów jest eliminacja siarczanowej części frakcji INSOL cząstek, ponieważ biopaliwo i depolimer nie zawierały w swoim składzie pierwiastkowym siarki.

Przeprowadzone badania wykazały, że większy niż 60 % udział depolimeru w paliwie powoduje wzrost emisji cząstek stałych (rys. 5), osiągając 7-procentowy wzrost emisji dla czystego depolimeru (DEP100). Prawdopodobną przyczyną

tego wzrostu emisji jest rosnący udział w procesie spalania większej ilości paliwa o mniejszej gęstości, przewyższający korzystny wpływ braku siarki w paliwie (eliminującego frakcję INSOL cząstek stałych), ograniczający emisję cząstek w porównaniu do oleju napędowego.

W tabeli 3 podano procentowe zmiany emisji (w odniesieniu do oleju napędowego) dla wybranych paliw depolimerowych, a na rys. 7 przedstawiono porównanie emisji silnika zasilanego wybranymi komponentami oleju napędowego i depolimeru.

5. Mieszanki paliw bio-depolimerowych

Na rysunku 8 przedstawiono porównanie emisji silnika zasilanego olejem napędowym i mieszankami o wybranej zawartości biopaliwa i depolimeru, a na rys. 9 – porównanie emisji cząstek stałych silnika zasilanego paliwem o pełnym spektrum badanych komponentów biopaliwa i depolimeru.

Na rysunku 10 przedstawiono wyniki badań parametrów eksploatacyjnych silnika zasilanego komponentem paliwowym będącym mieszaniną (50/50) paliwa B20 i DEP20.

O wyborze składu komponentowego mieszaniny zdecydowały następujące względy:

- dla B20, dla którego zaobserwowano mniejsze poziomy emisji wszystkich toksycznych składników spalin w porównaniu do emisji uzyskanych dla oleju napędowego, przy niewielkich zmianach parametrów pracy silnika (M, Ne, g_c),

Table 3. Changes in the emissions of an engine fueled with selected depolymer fuels

Tabela 3. Zmiany emisji silnika zasilanego wybranymi paliwami depolimerowymi

	PM	HC	CO	NO _x
ON	0.717 g/kW·h	2.119 g/kW·h	5.92 g/kW·h	12.08 g/kW·h
DEP20	-9 %	+3 %	+7 %	+13 %
DEP50	-11 %	+2 %	+17 %	+1 %
DEP100	-7 %	+6 %	+34 %	-9 %

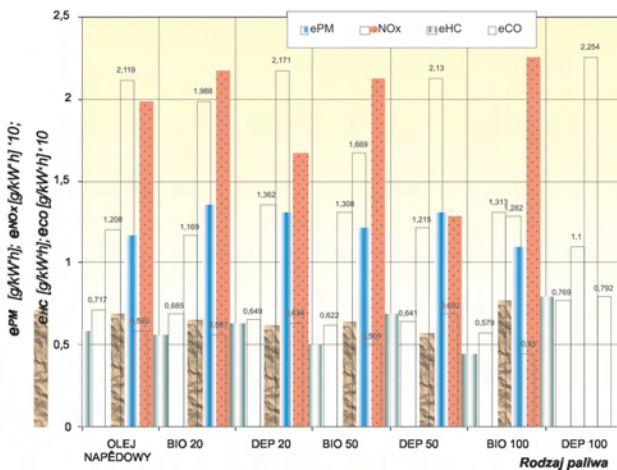


Fig. 8. Comparison of the emissions from an engine fueled with diesel fuel, biofuel and the depolymer

Rys. 8. Porównanie emisji silnika zasilanego olejem napędowym, biopaliwem i depolimerem

while Fig. 9 – a comparison of the emissions of PM from an engine fueled with a full spectrum of the tested biofuels and depolymers.

Figure 10 presents the results of the tests of the operating parameters of an engine fueled with a fuel mixture of B20 and DEP20 (50/50).

The mixture composition was selected because:

- in the case of B20, a lower emission of all exhaust components was observed as compared to the emissions obtained for diesel fuel, at negligible changes of the engine operating parameters (M, Ne, g_c),
- in the case of DEP20 – a lower impact on the PM emission reduction was observed against DEP30, but DEP20 showed better operating parameters.

From the presented research material it results that the application of (BIO+DEP)/20 does not deteriorate the operating parameters of the engine particularly in medium engine loads and speeds. The most likely reason for this phenomenon is the compensative influence of the significantly lower density of DEP20 that compensates the much greater density and viscosity of B20, which makes both these parameters close to those of diesel fuel. Important is the increase in the cetane number of the mixture thanks to which the changing of the nature of the combustion process positively influences its effects and results in a reduction of the exhaust emissions

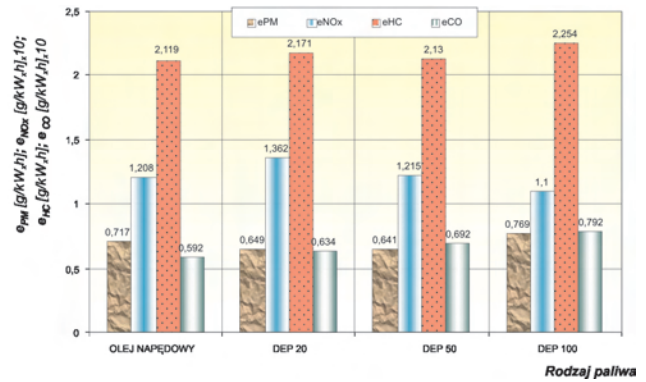


Fig. 7. Changes in the engine emissions caused by different share of the depolymer in the fuel mixture

Rys. 7. Zmiany emisji silnika spowodowane różnym udziałem depolimeru w mieszaninie z olejem napędowym

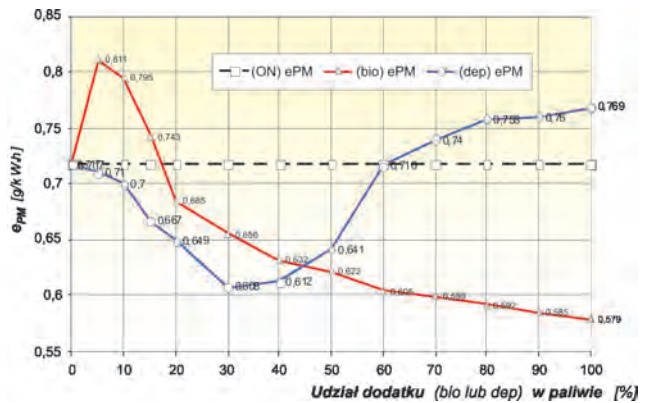


Fig. 9. Comparison of the emission of PM from an engine fueled with a fuel of different content of biofuel and the depolymer

Rys. 9. Porównanie emisji cząstek stałych silnika zasilanego paliwem o różnym składzie komponentowym biopaliwa i depolimeru

- dla DEP20 przyjęto komponent o mniejszym wpływie w ograniczeniu emisji cząstek stałych niż DEP30, ale wykazujące najlepsze parametry eksploatacyjne.

Z prezentowanego materiału badawczego wynika, że zastosowanie paliwa (BIO+DEP)/20 nie pogarsza parametrów eksploatacyjnych silnika, zwłaszcza w zakresie średnich obciążeń i prędkości obrotowych. Prawdopodobną przyczyną tego zjawiska jest kompensacyjny wpływ znacznie mniejszej gęstości DEP20 niwelujący znacznie większą gęstość i lepkość B20, przez co oba te parametry zbliżone są do wartości charakterystycznych dla oleju napędowego. Dominujące znaczenie ma prawdopodobnie wzrost liczby cetanowej mieszaniny, dzięki czemu zmiana charakteru procesu spalania pozytywnie oddziałuje na jego efekty i powoduje ograniczenie emisji toksycznych składników spalin (oprócz NO_x – na niezmiennym poziomie), które zaprezentowano w tabeli 4 i na rys. 11.

6. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań i ich analizy można sformułować następujące wnioski:

- Biokomponenty i depolimery paliwowe z racji swojej obecności w procesie spalania uczestniczą w procesie for-

(except NO_x , – which remains on the same level) as presented in Table 4 and Fig. 11.

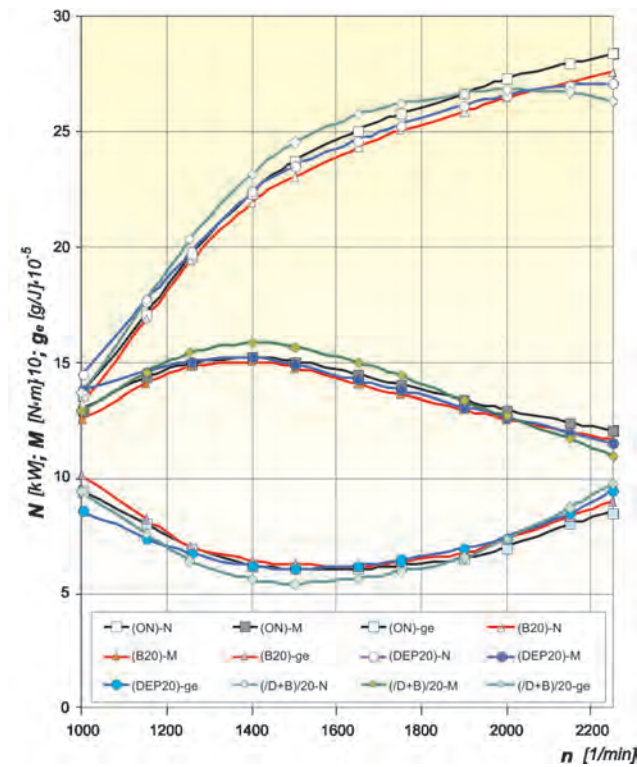


Fig. 10. Comparison of the characteristics of the tested engine fueled with diesel fuel (ON), biofuel B20, the DEP20 depolymer and their mixtures (BIO+ DEP)/20

Rys. 10. Porównanie charakterystyk badanego silnika zasilanego olejem napędowym (ON), biopaliwem B20, depolimerem DEP20 i ich mieszaniną (BIO+ DEP)/20

6. Conclusions

Based on the performed research and its analysis we can formulate the following conclusions:

- Fuel biocomponents and depolymers due to their role in the combustion process participate in the formation of primary soot as a final product of high temperature fuel decomposition and secondary soot formed under the conditions of rapidly dropping temperature in the final phase of oxidation in the combustion chamber. They have a varied influence on the structure of the particles caused by changing the shares of the soluble and insoluble parts of the particle, thus influencing the efficiency of the particle mass reduction.
- A reduction in the PM emission level in the exhaust gas of a diesel engine by the tested fuel biocomponents and depolymers is most likely caused by the reduction of the share of the insoluble fraction (INSOL) in the total mass of the emitted PM.
- Above 20 % of the share of the biocomponent or the depolymer in the mixture gives significant effects in the reduction of the PM emission. The best performance in this respect was obtained for pure rapeseed oil methyl ester.

Table 4. Changes in the emissions from an engine fueled with bio-depolymer fuels and their mixtures

Tabela 4. Zmiany emisji silnika zasilanego paliwami bio-depolimerowymi i ich mieszaniną

	PM	HC	CO	NO_x
ON	0.717 g/kW·h	2.119 g/kW·h	5.92 g/kW·h	12.08 g/kW·h
B20	-4 %	-6 %	-4 %	-3 %
DEP20	-9 %	+3 %	+7 %	+13 %
(B+DEP)/20	-15 %	-15 %	-7 %	0 %

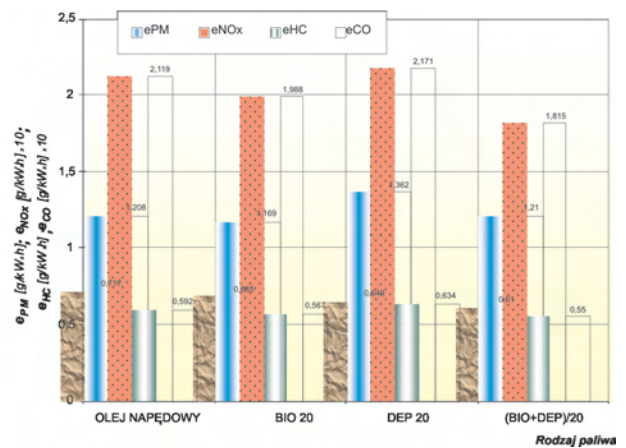


Fig. 11. Comparison of the emission from an engine fueled with diesel fuel, biofuel B20, the DEP20 depolymer and their mixtures (BIO+DEP)/20

Rys. 11. Porównanie emisji silnika zasilanego olejem napędowym, biopaliwem B20, depolimerem DEP20 i ich mieszaniną (BIO+DEP)/20

mowania tzw. sadzy pierwotnej jako finalnego produktu wysokotemperaturowego rozpadu paliwa i sadzy wtórnej powstającej w warunkach szybko obniżającej się temperatury w końcowej fazie procesu utleniania w komorze spalania. Wpływają one różnie na strukturę cząstek przez zmianę udziałów części rozpuszczalnej i nierozpuszczalnej cząstki, a więc w rezultacie na efektywność redukcji masy cząstek.

- Ograniczenie poziomu emisji cząstek stałych w spalinach silnika o ZS przez badane biokomponenty i depolimery paliwowe prawdopodobnie odbywa się głównie dzięki redukcji udziału frakcji nierozpuszczalnej INSOL w całkowitej masie emitowanych cząstek stałych.
- Powyżej 20 % udziału biokomponentu lub depolimeru w mieszaninie z olejem napędowym daje znaczące efekty w ograniczeniu emisji cząstek stałych. Największe efekty w tym względzie uzyskano dla czystego estru metylowego oleju rzepakowego.
- Dodatek 30 – 40 % depolimeru do oleju napędowego redukuje emisję PM na poziomie 15 %. Większy niż 60 % udział depolimeru w paliwie powoduje wzrost emisji, maksymalny dla czystego DEP100, w porównaniu do emisji przy spalaniu oleju napędowego.
- Cząstki stałe pochodzące ze spalania oleju napędowego mają strukturę aglomeratową z dużym udziałem krzepnącej fazy ciekłej, natomiast cząstki stałe pochodzące ze

- An addition of 30 – 40 % depolymer to the diesel fuel reduces the PM mass by 15 %. A share of the depolymer in the fuel greater than 60 % results in a growth of the PM emission, which is maximum for pure DEP100 as compared to the emission when fueled with diesel fuel.
 - PM generated in the combustion of diesel fuel has an agglomerate structure with a large share of the liquid phase while the PM generated in the combustion of the biocomponent and the depolymer has an aggregate structure with small additions of agglomerates (liquid phase not observed). The differences in the PM size are considerable. The PM from the combustion of diesel fuel is several times larger than the PM generated in the combustion of biocomponents or depolymers.
 - The application of (BIO+DEP)/20 does not deteriorate the engine operating parameters – particularly in the range of medium engine loads and speeds.
 - The change of the nature of the combustion process when fueled with (BIO+DEP)/20 (most likely caused by the compensative influence of viscosity and density and an increase in CN) results in a reduction of the exhaust emissions – 15 % PM and HC, 7 % CO, with NO_x remaining on the same level.
- spalania biokomponentu i depolimeru mają już strukturę agregatową z niewielkimi wtrąceniami aglomeratów, w której nie zaobserwowano wyraźnej fazy ciekłej. Różnice w wielkościach cząstek są znaczne. Cząstki PM ze spalania oleju napędowego są od kilku do kilkunastu razy większe od cząstek stałych, których źródłem są biokomponenty lub depolimery.
 - Zastosowanie paliwa (BIO+DEP)/20 nie pogarsza parametrów eksploatacyjnych silnika – zwłaszcza w zakresie średnich obciążeń i prędkości obrotowych.
 - Zmiana charakteru procesu spalania przy zasilaniu (BIO+DEP)/20 (prawdopodobnie przez kompensacyjny wpływ lepkości i gęstości, a zwłaszcza wzrost LC) powoduje również ograniczenie emisji toksycznych składników spalin – 15% PM i HC, 7% CO, przy NO_x – na niezmiennym poziomie.

Bibliography/Literatura

- [1] Baczewski K., Kołdoński T.: Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym. WKiŁ, Warszawa 2004.
- [2] Budzyńska-Józwiak A., Sosnowska-Maciukiewicz L., Szumacher S., Swat M.: Zastosowanie hydrorafinowanego destruktu z krakingu odpadowych tworzyw sztucznych jako bazy komponentów paliw ciekłych. Problemy Eksploatacji, 3/2009.
- [3] Chłopek Z.: Ocena emisji zanieczyszczeń z silników spalinyowych zasilanych paliwem biogazowym. Combustion Engines/Silniki Spalinowe 1/2012.
- [4] Darkowski A.: Katalityczny kraking odpadowych poliolefin na katalizatorach zeolitowych do paliw silnikowych. Materiały XIII Forum zeolitowego, Połańczyk 2006.
- [5] Darkowski A., Swat M.: Catalytic cracking of polyolefines waste to diesel oil and gasoline. Problemy Eksploatacji 4/2006.
- [6] Kodera Y., Ishihara Y.: Novel process for recycling waste plastics to fuel gas using a moving-bed reactor. Energy & Fuels 20/2006.
- [7] Łuksa A., Sobczak M., Gos M., Wojcieszak P., Krzemińska M., Stępień A., Dębek C.: Wykorzystanie ciekłych frakcji z termodestrukcji odpadów polimerowych jako komponentów paliw węglowodorowych. Przem. Chem. 87/2008.
- [8] Merkisz J., Kozak M., Pielecha J., Andrzejewski M.: Wpływ zastosowania mieszanin oleju napędowego i RME o różnym składzie na emisję cząstek stałych. Combustion Engines/Silniki Spalinowe 1/2012.
- [9] Niewczas A., Gil L., Ignaciuk P.: Wybrane aspekty stosowania biopaliw na przykładzie estrów metylowych oleju lnianki. Combustion Engines/Silniki Spalinowe 1/2012.
- [10] Sarbak Z.: Kataliza w ochronie środowiska. 2004.
- [11] Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [12] Tinaut V.F., Melgar A., Briceno Y., Horrillo A.: Performance of vegetable derived fuels in diesel engine vehicles. Combustion Engines/Silniki Spalinowe 2/2005.
- [13] Zabłocki M.: Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokoprężnych. WKiŁ, Warszawa 1976.
- [14] Polska Norma. Paliwa do pojazdów samochodowych, oleje napędowe, PN-EN 590.

Marek Swat, DEng. – Doctor in the Institute for Sustainable Technologies National Research Institute in Radom.

Dr inż. Marek Swat – adiunkt w Instytucie Technologii Eksploatacji – Państwowym Instytucie Badawczym w Radomiu

e-mail: marek.swat@itee.radom.pl



Krzysztof Madej, DEng. – Doctor in the Institute for Sustainable Technologies National Research Institute in Radom.

Dr inż. Krzysztof Madej – adiunkt w Instytucie Technologii Eksploatacji – Państwowym Instytucie Badawczym w Radomiu.

e-mail: krzysztof.madej@itee.radom.pl

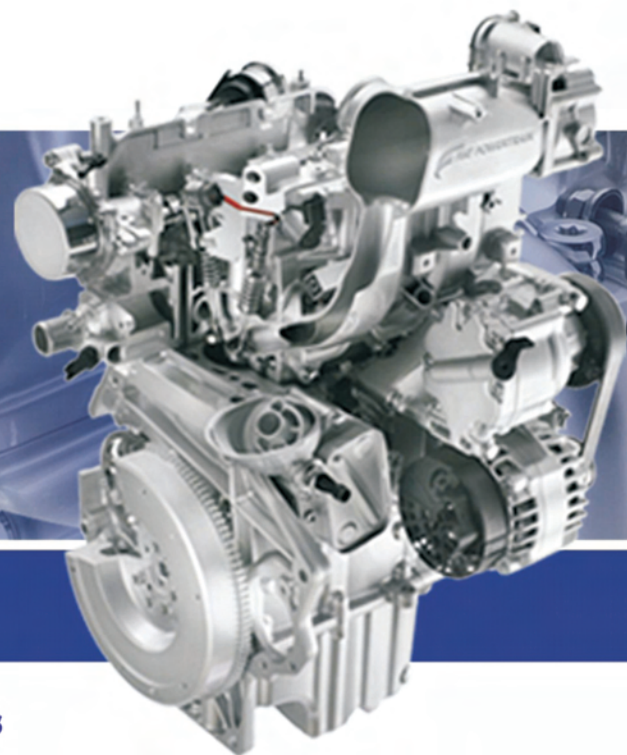




V INTERNATIONAL CONGRESS ON COMBUSTION ENGINES

POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES

24th-26th June 2013



WELCOME MESSAGE



Dear Colleagues, Ladies and Gentlemen,

On 24th-26th June 2013, the Polish Scientific Society of Internal Combustion Engines, in cooperation with the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science from Technical University of Bielsko-Biala, organizes the V International Congress on Combustion Engines. As it was in the past, we want the Congress will be a forum for the exchange of

experiences between experts representing science, research and industry. More often we observe that the research work involves interdisciplinary teams which represent different areas of science. We hope therefore for participation in the Congress not only specialists in internal combustion engines but also specialists from related fields. Please provide information about the Congress to your colleagues and others who are close to issues connected with internal combustion engines. On behalf of the PTNSS Board I cordially invite to attend the Congress.

See you in Bielsko-Biala in June 2013.
Sincerely

Prof. Jerzy Merkisz
President of the Board of PTNSS

CONGRESS WEBSITE

www.congress.ptnss.pl

Technical University of Bielsko-Biala
43-309 Bielsko-Biala, ul. Willowa 2, POLAND

BOSMAL AUTOMOTIVE RESEARCH AND DEVELOPMENT INSTITUTE LTD.
43-300 Bielsko-Biala, ul. Sarni Stok 93, POLAND

TOPICS

The Congress will constitute an opportunity to discuss the latest achievements in such fields as design, manufacture, research and the ecological impact of internal combustion engines and fuels. The main areas of interest are as follows:

- Fuel injection systems and mixture formation
- Combustion processes in SI and CI engines
- Combustion process control in engines
- Engine thermal loading and utilization of heat released
- Alternative fuels
- Emission measurements and aftertreatment
- Alternative sources of power
- Engine accessories and equipment
- Engine testing, durability, reliability and diagnostics
- Modelling and optimization of engine processes
- Global trends in engine production technology

At the Congress, in addition to papers presented at the plenary sessions, panels and posters, will be organized the exhibition of motor industry and automotive, test equipment associated on this topic and a industry session at the **Bosmal Automotive Research and Development Institute Ltd.**

CONGRESS VENUE

V International Congress on Combustion Engines will be held at the Technical University of Bielsko-Biala.



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

Zebrań Zarządu
Zebrań Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Zgłoszenia

Prenumerata

Zapowiedź

Skład osobowy

Bieżący numer

Koncepcja wyd.

Archiwum

Współpraca

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl