



3/2015 (162)



COMBUSTION ENGINES



**REAL DRIVING EMISSIONS (RDE) – EFFICIENT TESTING**

**AVL M.O.V.E iS – mobile measurement and testing solution for RDE**

The introduction of the EU6c legislation in 2017 will require compliance with emission limits also under real driving conditions. The AVL M.O.V.E iS system represents an accurate and reliable solution for RDE testing, specifically designed for mobile operation mounted on passenger cars.

- Execution and evaluation of RDE tests in compliance with legislative requirements
- Accurate and reliable acquisition of RDE data
- Quick and easy installation inside or outside of the car
- Robust design combined with lowest maintenance effort



## PTNSS Supporting Members Członkowie wspierający PTNSS

**BOSMAL Automotive Research and Development  
Institute Ltd**

Instytut Badań i Rozwoju  
Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o

**Motor Transport Institute**

Instytut Transportu Samochodowego

**The Institute for Sustainable Technologies**

Instytut Technologii Eksploatacji

**Institute of Aviation**

Instytut Lotnictwa

**Automotive Industry Institute**

Przemysłowy Instytut Motoryzacji

**The Rail Vehicles Institute TABOR**

Instytut Pojazdów Szynowych TABOR

**Institute of Mechanised**

**Construction and Rock Mining**

Instytut Mechanizacji Budownictwa  
i Górnictwa Skalnego

**Institute of Logistics and Warehousing**

Instytut Logistyki i Magazynowania

**Industrial Institute of Agricultural Engineering**

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

AVL List GmbH

Solaris Bus & Coach S.A.

**Air Force Institute of Technology**

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych



## COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

3/2015 (162)

Rok XLIV

PL ISSN 2300-9896

Editor/Wydawca:

**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

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

tel.: +48 33 8130402, fax: +48 33 8125038

E-mail: [sekretariat@ptnss.pl](mailto:sekretariat@ptnss.pl)

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

### Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wislocki – Chairman, Poland

Prof. Ewa Bardasz – USA

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. 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 Wyszniński – UK

### Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: +48 61 2244505, +48 61 2244502

E-mail: [silniki@ptnss.pl](mailto:silniki@ptnss.pl)

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

dr hab. inż. Mirosław Kozak (Editorial Secretary for Science/Sekretarz Naukowy Redakcji) – [papers@ptnss.pl](mailto: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

## Contents/Spis treści

*W. Mitianiec, K. Buczek*: Modification of four-stroke engine for operation in two-stroke cycle for automotive application/  
*Modyfikacja silnika czterosuwowego do obiegu dwusuwowego do zastosowań motoryzacyjnych (2015-301)*..... 3

*G. Labeckas, I. Kanapkienė*: Performance and emissions of a single cylinder diesel engine operating with rapeseed oil and JP-8 fuel blends (2015-302)..... 13

*R. Pyszczyk, C. Schmalhorst, A. Teodorczyk*: Numerical investigation on diesel combustion and emissions with a standard combustion model and detailed chemistry (2015-303)..... 19

*G. Koszałka, A. Suchecki*: Changes in performance and wear of small diesel engine during durability test/*Zmiany parametrów pracy oraz zużycie małego silnika o zapłonie samoczynnym podczas próby trwałościowej (2015-304)*..... 34

*B. Worsztynowicz, A. Uhryński*: The analysis of heating process of catalytic converter using thermo-vision/*Analiza procesu nagrzewania reaktora katalitycznego przy użyciu termowizji (2015-305)*..... 41

*P. Głowacki, B. Łukasik*: Aviation piston engines on-condition maintenance – proposal/*Eksplotacja lotniczych silników tłokowych według stanu technicznego – propozycja (2015-306)*..... 52

*J. Kaluźny, A. Iskra, M. Giersig, K. Kempa*: The application of carbon nanotubes for reducing the friction losses of internal combustion engine/*Zastosowanie nanorurek węglowych w celu ograniczenia strat tarcia tłokowego silnika spalinowego (2015-307)*..... 64

*F. Shokrollah Hassanbarough, A. Alqahtani, M.L. Wyszynski*: Thermodynamic simulation comparison of opposed two-stroke and conventional four-stroke engines (2015-308)..... 78

*M. Jacyna, M. Wasiak*: Costs of road transport depending on the type of vehicles (2015-309)..... 85

*S. Wierzbicki, M. Mikulski, M. Śmieja*: Effect of CO<sub>2</sub> content in CNG on the combustion process in a dual-fuel compression ignition engine/*Wpływ zawartości CO<sub>2</sub> w CNG na przebieg spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym (2015-310)*..... 91

Abstracts of papers available on the attached CD-ROM/  
*Streszczenia artykułów znajdujących się na płycie CD* ..... 102

Deklaracja wersji pierwotnej  
Wersją pierwotną czasopisma *Combustion Engines* jest wersja drukowana.

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku  
***Combustion Engines***  
otrzymują **7 punktów**  
zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki  
i Szkolnictwa Wyższego z dnia 31 grudnia 2014 r.

### Editor/Wydawca

#### Polish Scientific Society of Combustion Engines

43-300 Bielsko-Biala, Sarni Stok 93 Street, Poland  
tel.: +48 33 8130402, fax: +48 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 reproduktowany; 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: 700 egz.**

**Printing and binding/Druk i oprawa**  
Print Group Szczecin, ul. Mieszka 1 63/64

Wydawnictwo rejestrowane  
w bazie danych o zawartości  
polskich czasopism technicznych  
– **BAZTECH** [www.baztech.icm.edu.pl](http://www.baztech.icm.edu.pl)



Czasopismo indeksowane  
w międzynarodowej bazie  
**IC Journal Master List**



– **Index Copernicus** [www.indexcopernicus.com](http://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 – Maserati Ghibli engine ( *fot. caricom.com*), background  
(Blue Water Scenery – *Ima.net*)

IV – BMW M4 MotoGP Safety Car engine  
( *fot. www.motoroids.com*)

## Modification of four-stroke engine for operation in two-stroke cycle for automotive application

The main disadvantages of two-stroke engines such as a big fuel consumption and big emission of hydrocarbons or carbon monoxide can be reduced by new proposal of design of two stroke engine based on four stroke engines. The paper describes the operation of high supercharged spark ignition overhead poppet valve two-stroke engine, which enables to achieve higher total efficiency and exhaust gas emission comparable to four-stroke engines. The work of such engines is possible by proper choice of valve timings, geometrical parameters of inlet and outlet ducts and charge pressure. The engine has to be equipped with direct fuel injection system enabling lower emission of pollutants. The work is based on theoretical considerations and engine parameters are determined on the simulation process by use GT-Power program and CFD program for different engine configurations. The initial results included in the paper show influence of valve timing on engine work parameters and predicted exhaust gas emission. The simulation results show that the nitrogen oxides are considerably reduced in comparison to four-stroke engines because of higher internal exhaust gas recirculation. The innovation of this proposal is applying of variable valve timing with turbocharging system in the two-stroke engine and obtaining a significant downsizing effect. The conclusions shows the possibilities of applying two-stroke poppet valve engine as a power unit for transportation means with higher total efficiency than traditional engines with possible change of engine operation in two modes: two- and four stroke cycles.

Key words: transport, engine development, two-stroke engine, boosting

## Modyfikacja silnika czterosuwowego do obiegu dwusuwowego do zastosowań motoryzacyjnych

Główne wady silników dwusuwowych, takie jak duże zużycie paliwa i duża emisja węglowodorów oraz tlenku węgla mogą być wyeliminowane przez propozycję nowej konstrukcji silnika 2-suwowego opartego na silniku 4-suwowym. W artykule przedstawiono pracę wysoko doladowanego górnozaworowego silnika 2-suwowego, który umożliwia uzyskanie większej sprawności niż silnika 4-suwowego przy utrzymaniu emisji szkodliwych składników spalin na poziomie silników 4-suwowych. Silnik jest wyposażony w bezpośredni wtrysk paliwa umożliwiający mniejszą emisję szkodliwych składników spalin. Przedstawiono osiągi silnika, które określono na podstawie symulacji w programie GT-Power oraz przy użyciu programu CFD. Silnik został zmodyfikowany przez zmianę systemu zaworowego i faz rozrządu dla pracy w cyklu 2-suwowym. Zaprezentowano zmiany zachodzące w parametrach termodynamicznych cylindra w czasie wymiany ładunku dla wersji 2- i 4-suwowej. Proces spalania był modelowany za pomocą prostych reakcji kinetycznych dla węglowodorów i tlenków azotu oraz reakcji dysocjacji. Wyniki symulacji wskazują, że emisja tlenków azotu jest znacznie mniejsza w porównaniu z silnikiem 4-suwowym z powodu dużej wewnętrznej recyrkulacji spalin. Innowacją w proponowanym silniku dwusuwowym jest zmienność faz rozrządu z doladowaniem turbosprężarkowym i uzyskanie znacznego zmniejszenia gabarytów silnika (downsizing). Podano także możliwość zastosowania górnozaworowego silnika 2-suwowego jako jednostki napędowej dla środków transportu o większej sprawności niż tradycyjne silniki, z możliwością pracy zarówno w cyklu 2-suwowym, jak i 4-suwowym.

Słowa kluczowe: transport, silniki spalinowe, doladowanie, spalanie, sprawność silnika

### 1. Innovation technology in two-stroke engines

The two-stroke engines are still competitive in operation parameters and production costs in comparison to four-stroke engines, particularly in transport means. Nevertheless, they seem to be completely forgotten as a power unit for passenger cars. Despite of their numerous advantages as low production cost, low weight and simple structure, they have disadvantages that caused the above mentioned situation. The most important factor is short interval between maintenance and high emission of hydrocarbons. Because four-stroke engines haven't got such problems, they are almost totally squeezed out their competitors.

In spite of this situation, main disadvantages of two-stroke engines can be reduced by new proposal of design of two stroke engine based on four stroke engines structure, provid-

### 1. Innowacyjna technologia silników dwusuwowych

Silniki dwusuwowe w odniesieniu do parametrów roboczych i kosztów wytwarzania są ciągle konkurencyjne w stosunku do silników czterosuwowych, szczególnie w małych środkach transportowych. Jednak wydaje się, że są całkowicie pominięte jako jednostki zasilania dla samochodów osobowych. Mimo ich licznych zalet, jak niskie koszty produkcji, mała masa i prosta konstrukcja, mają wady, które spowodowały powyższą sytuację. Najważniejszymi wadami są: krótki okres międzynaprawczy, duża emisja węglowodorów oraz duże zużycie paliwa. Ponieważ silniki czterosuwowe nie mają takich problemów, są one niemal całkowicie bezkonkurencyjne. Jednak główne wady silników dwusuwowych mogą być zredukowane dzięki nowym propo-

ing additional benefits of this kind of engine development as increased engine efficiency. Four-stroke internal combustion engines have been highly modernized and improved during last years. Despite of their numerous disadvantages, it owes the market success to perfect combination of manufacturing cost, performance and ecological properties. Recently many researchers and scientists proposed two-stroke engine with valve timing for automotive application as for example Nakano [9] and Ricardo [10] and also numerical calculations were carried out for example by Das and Dent [3].

Last years the authors of this paper published their investigations with poppet valve two-stroke engine applied for automotive sector [6–8]. Especially, recent increase of mechanical efficiency by downsizing kept the four-stroke engine development at a high level. Nevertheless, it seems that we are achieving the limit of four-stroke engine performance nowadays. High thermal and mechanical load or risk of engine knock presents the threshold in contemporary high efficient four-stroke engines. Further reduction of brake specific fuel consumption (BSFC) of this type of engine is hardly possible without any innovative design changes.

One of innovation approach to achieve this goal is a reducing two idle strokes: intake and exhaust in order to obtain significant reduction in mechanical losses. It simply means the return of two-stroke engine as a common power source with direct fuel injection. The new two-stroke engine will not produce high amount of hydrocarbons and obtain long time between overhauls thus disposes of the most important disadvantages of the predecessor. This can be achieved by application of common four-stroke engine structure with its intake and exhaust poppet valves and crankcase intended for lubricating purposes to the engine working in a two-stroke mode. Nowadays variable valve timing systems are commonly applied in modern four-stroke engines. However, the most promised is electro-hydraulic system enabling flexible control of valve timing and is suitable for poppet valve two-stroke engine. This enables the engine work both in two- and four-stroke operation dependently on engine loads and speeds. Such system was developed by Ricardo

zycjom rozwiązań konstrukcyjnych silników dwusuwowych, opierających się na strukturze silników czterosuwowych, zapewniając dodatkowe korzyści z tego rodzaju silników, jak zwiększona sprawność pracy silnika. Czterosuwowe silniki spalinowe bardzo zmodernizowano i ulepszono w ciągu ostatnich lat. Mimo swoich licznych wad, silniki te zawdzięczają „sukces rynkowy” doskonałemu połączeniu niskich kosztów produkcji, wysokich osiągnięć i dobrych właściwości ekologicznych. W ostatnich latach wielu badaczy i naukowców zaproponowało dwusuwowy silnik z rozrządem zaworowym na potrzeby motoryzacji, np. Nakano [9] i firma Ricardo [10]. Także przeprowadzono wiele numerycznych obliczeń, na przykład przez Dasa i Denta [3].

W poprzednich latach autorzy niniejszej pracy opublikowali wyniki swoich badań silnika dwusuwowego z zaworem grzybkowym do zastosowania w sektorze motoryzacyjnym [6, 7, 8]. Szczególnie preferowany jest ostatnio wzrost sprawności mechanicznej przez zmniejszenie wymiarów czterosuwowego silnika o dużych parametrach roboczych. Jednak wydaje się, że obecnie jest kres uzyskiwania dużych osiągnięć czterosuwowego silnika. Wysokie obciążenia termiczne i mechaniczne lub ryzyko spalania stukowego w silniku powodują powstanie granicy możliwości efektywnej pracy współczesnych silników czterosuwowych. Dalsze zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa ( $g_e$ ) tego typu silnika jest prawie niemożliwe bez innowacyjnych zmian konstrukcyjnych. Jedną z innowacji do osiągnięcia tego celu jest zmniejszenie dwóch jałowych suwów: ssania i wylotu, aby uzyskać znaczące zmniejszenie strat mechanicznych. Oznacza to powrót do idei silnika dwusuwowego, jako wspólnego źródła mocy z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Nowy silnik dwusuwowy nie wydziela dużych ilości węglowodorów, uzyskuje długi czas między naprawczy i w ten sposób pozbywa się najważniejszych wad swego poprzednika. Można to osiągnąć dzięki zastosowaniu wspólnego systemu z czterosuwowego silnika z jego zaworowym rozrządem wlotu i wylotu oraz skrzynią korbową przeznaczoną tylko do celów smarowania w silniku pracującym w trybie dwusuwowym. Obecnie systemy zmiennych faz rozrządu są powszechnie stosowane w nowoczesnych silnikach czterosuwowych. Jednak najbardziej korzystny jest układ elektrohydrauliczny umożliwiający elastyczne sterowanie fazami rozrządu. Jest on odpowiedni do zaworowego silnika dwusuwowego, pozwala na pracę silnika zarówno w trybie dwu-, jak i czterosuwowym, zależnie od obciążenia silnika i prędkości obrotowej. System ten został opracowany przez Ricardo [10], a charakterystykę takiego silnika dla dwóch trybów pracy przedstawiono na rys. 1.

Cykl dwusuwowy pozwala zmniejszyć wymiary ze względu na to, że suw pracy występuje dwukrotnie częściej niż w silniku czterosuwowym. Oznacza to, że ta sama wielkość silnika dwusuwowego z takim samym średnim ciśnieniem efektywnym  $p_e$  (BMEP) wytwarza około dwa razy większą moc niż silnik czterosuwowy, co może być wyrażone zależnością (1),

gdzie:  $N_e$  – moc efektywna, BMEP – średnie ciśnienie efektywne,  $V_{ss}$  – objętość skokowa silnika,  $n$  – prędkość obrotowa

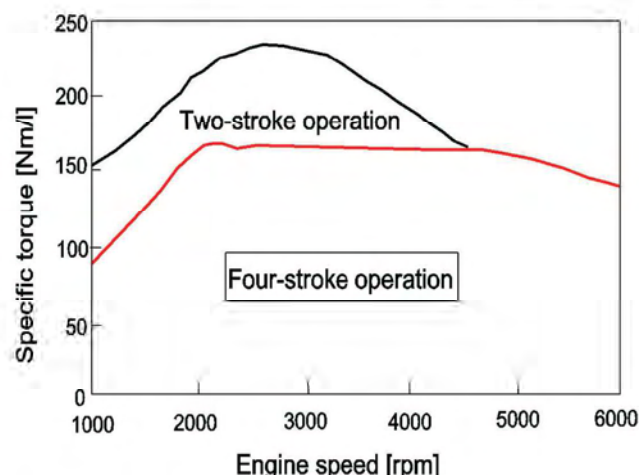


Fig. 1. 2/4-stroke engine operating strategy [10]

Rys. 1. Strategia pracy silnika w trybie 2/4-suwowym [10]

[10] and engine performance for two mode operations is presented in Fig. 1.

Two-stroke cycle enables to obtain a significant downsizing effect because of fact, that power strokes occur twice as frequent as in the four-stroke engine. This means that the same size of the two-stroke engine working with comparable BMEP produce ca. twice as much power as the four-stroke engine, what can be expressed by relation:

$$N_e = \frac{\text{BMEP} \cdot V_{ss} \cdot n}{k} \quad (1)$$

where:  $N_e$  – brake power, BMEP – brake mean effective pressure,  $V_{ss}$  – engine displacement,  $n$  – engine speed,  $k$  – engine cycle factor ( $k = 2$  for four-stroke engine and  $k = 1$  for two-stroke one).

## 2. Designing of automotive two-stroke engine

From an engineering point of view it is known that remaining of the same power is possible by decreasing of the engine displacement in two-stroke engine application. This modification reduces engine friction losses in two ways. Firstly, it decreases mean piston speed by decreasing piston stroke. It seems that it would be feasible by applying four-stroke engine structure to build a two-stroke engine. The most important modification is to change camshaft drive, which has to rotate at the same speed as crankshaft. Remaining the crankcase space for lubricating purposes guarantees long time between overhauls but forces to apply either long piston skirt with scraper ring and porting control of gas exchange into cylinder or poppet valves in the cylinder head.

The first solution reduces the durability of engine in comparison with the second one, especially because of damage effect of the piston fire ring collaborating with engine liner port, so it has to be rejected. In this connection, poppet valves seems to be the proper choice, but they cause problems with gas flow because of less flow area-time characteristic compared with ports placed in cylinder liner. As turbocharger becomes a standard equipment of internal combustion engines, what should occur in near future, it would be possible to scavenge the cylinder using both intake and exhaust poppet valves.

Of course the additional charger have to be implemented in order to exchange the cylinder gases properly in a transient states, but twin charger four-stroke engines have been already produced so it shouldn't increase the overall cost of two-stroke engine in comparison with the four-stroke. Above mentioned conception forces to use well controlled air-charge system to ensure proper scavenge in all engine steady and transient operating states. Probably the most feasible layout of this system is shown in Fig. 2.

The increased blow-down angle (IVO-EVO) in comparison with piston ported two-stroke engine (TO-EO) enables a decrease of cylinder

silnika.  $k$  – współczynnik trybu pracy ( $k = 2$  dla silnika czterosuwowego i  $k = 1$  dla silnika dwusuwowego).

## 2. Konstrukcja samochodowego silnika dwusuwowego

Z inżynierskiego punktu widzenia wiadomo, że uzyskanie tej samej mocy jest możliwe przez zmniejszenie objętości skokowej w silniku dwusuwowym. Taka modyfikacja zmniejsza straty tarcia w silniku przez zmniejszenie średniej prędkości tłoka oraz przez zmniejszenie skoku tłoka. Wydaje się możliwe wykorzystanie konstrukcji silnika czterosuwowego do budowy silnika dwusuwowego. Najważniejszą modyfikacją jest zmiana napędu wałka rozrządu, który musi obracać się z taką samą prędkością obrotową jak wał korbowy. Pozostawienie przestrzeni skrzyni korbowej tylko do celów smarowania zapewnia długi okres użytkowania, lecz wymusza zastosowanie długiego płaszcza tłoka z pierścieniem zgarniającym oleju oraz sterowanie wymiany gazu w cylindrze za pomocą zaworów grzybkowych w głowicy silnika.

Pierwsze rozwiązanie zmniejsza żywotność silnika w porównaniu z drugim rozwiązaniem, ponieważ uszkodzenie pierścienia tłokowego współpracującego z okienkami cylindra jest wyeliminowane. W takim zestawieniu zawory grzybkowe wydają się właściwym wyborem, lecz wywołują problem przepływu gazu z powodu mniejszego czasoprzekroju przepływu gazu w porównaniu z okienkami umieszczonymi w tulei cylindrowej. Zespół turbosprężarki staje się standardowym wyposażeniem w silnikach spalinowych i możliwe jest przepłukanie przy zastosowaniu zarówno grzybkowego zaworu dolotowego, jak i wylotowego. Oczywiście dodatkowy układ doładowujący powinien być zastosowany w celu właściwej wymiany ładunku w stanach nieustalonych, lecz podwójny układ doładowania jest już produkowany tak, że nie powinno to wpływać na ogólny koszt silnika dwusuwowego w porównaniu z silnikiem czterosuwowym. Podana koncepcja wymusza zastosowanie dobrego systemu sterowania doładowaniem powietrza w celu zapewnienia właściwego przepłukania podczas wszystkich ustalonych i nieustalonych stanów pracy. Prawdopodobnie najbardziej realny układ takiego systemu przedstawiono na rys. 2.

Powiększony kąt wypływu gazów (IVO-EVO), w porównaniu z dwusuwowym silnikiem z rozrządem tłokowo-szczelinowym (TO-EO), zmniejsza ciśnienie w cylindrze w chwili otwarcia zaworu dolotowego i w ten

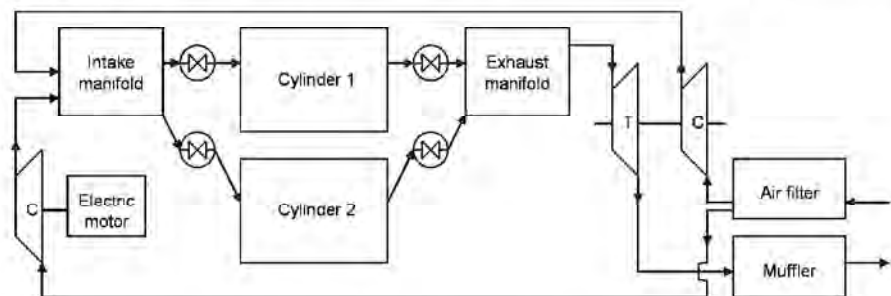


Fig. 2. Flow diagram of new type two-stroke engine with poppet valves

Rys. 2. Schemat przepływowy nowego typu silnika dwusuwowego z zaworami grzybkowymi

pressure at opening of intake valve and thus prevents fresh air of excessive backflow. The late valve closing gives opportunity to retain a sufficient scavenge angle and additionally change ratio between compression and expansion angle, what leads to better conversion of internal energy of burned gasses to piston work.

By using variable valve timing system two-stroke engine can work with non-symmetrical scavenge process, which enables better cylinder filling by fresh air (Fig. 2). Typical valve timing in piston engines is realized by applying of camshaft where the cams have constant position relative to the shaft. The best realization of valve opening and closing for the proposed engine is shown in Fig. 3.

### 3. Work parameters of two- and four-stroke engines

In order to investigate the feasibility of proper scavenging and obtain main engine characteristics, several analyses have been performed. All of them have been carried out in GT-Power software [4] as one-dimensional simulations for engine Lombardini LGA 340. The results of this type of simulations are preliminary and have to be supplemented with proper 3D analysis in order to obtain reliable model response.

Decreasing of engine fuel consumption reduces vehicle carbon dioxides emission, thus low BSFC should be a target in a modern two-stroke engine design. In order to obtain proper comparison data, two engines were simulated in GT-Power software: four- and two-stroke. Both of them were developed of the same base four-stroke engine. The only difference occurred in valve timing, where left diagram of Fig. 3 was applied in the two-stroke version.

The pressure variation of four-stroke engine and two-stroke engine is shown in Fig. 4. For the same maximum pressure the two-stroke engine indicates two-times higher power than four-stroke engine with the same bore and stroke. However in real conditions, because of worse scavenge process, the two-stroke engine IMEP will be lower than in four stroke engine. Because of fact, that turbo charging wasn't a target of performed analysis, only a pressure difference between intake and exhaust ducts was considered for modeling of the scavenging process.

It was assumed, that intake overpressure was produced completely by turbocharger, and thus no additional mechanical energy losses were to be included. The adjusting of engine load can be performed by intake pressure (VTG, waste gate etc.) without throttle application in entire range of engine operating conditions. In this type of adjustment, the additional compressor has to be applied in order to provide a sufficient amount of fresh air during engine acceleration (transient states) and start.

The benefits of two-stroke engine application instead of four-stroke one may be even better because comparison

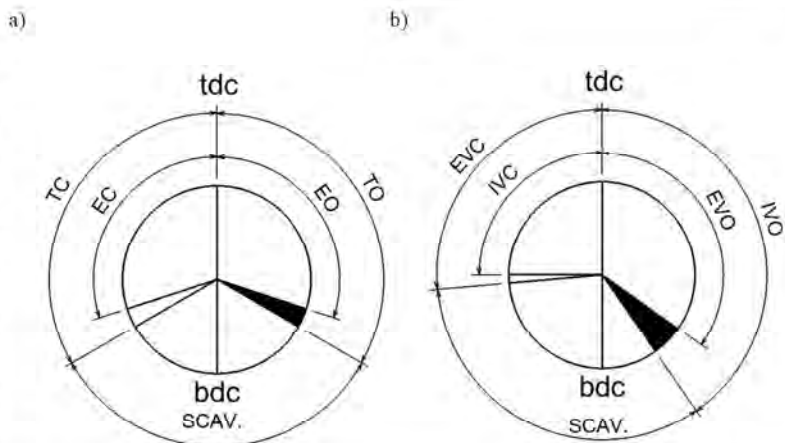


Fig. 3. Port timing of typical piston ported two stroke engine (a), and valve timing of poppet valve two-stroke engine (b)

Rys. 3. Fazy rozrządu typowego silnika dwusuwowego sterowanego tłokiem (a) i fazy rozrządu zaworowego silnika dwusuwowego (b)

sposób zapobiega znacznemu cofaniu świeżego powietrza. Późniejsze zamknięcie zaworu daje możliwość zachowania wystarczającego kąta przepłukania i dodatkowo zmienia stosunek kątów sprężania i rozprężania, co prowadzi do lepszej konwersji energii wewnętrznej gazów spalinowych na pracę tłoka.

Przy zastosowaniu systemu rozrządu o zmiennych fazach silnik dwusuwowy może pracować z niesymetrycznym systemem przepłukania, który daje lepsze napełnienie cylindra świeżym powietrzem (rys. 2). Typowy system rozrządu w silnikach tłokowych jest realizowany przez wałek krzywkowy, w którym krzywki utrzymują stałe położenie względem wałka. Najlepsza realizacja otwarcia i zamknięcia zaworów dla proponowanego silnika jest przedstawiona na rys. 3.

### 3. Parametry pracy silników dwu- i czterosuwowych

Do zbadania wykonalności odpowiedniego systemu przepłukania i uzyskania głównych parametrów silnika przeprowadzono wiele analiz. Wszystkie analizy były przeprowadzone za pomocą oprogramowania GT-Power i otrzymano rozwiązania z 1-wymiarowego modelu obliczeniowego dla silnika Lombardini LGA 340. Wyniki obliczeń symulacji są wstępne i muszą być uzupełnione wynikami analiz 3D.

Zmniejszenie zużycia paliwa w silniku zmniejsza również emisję dwutlenku węgla; w ten sposób mniejsze  $g_p$  powinno być celem konstrukcji nowoczesnego dwusuwowego silnika. Do uzyskania właściwych danych porównawczych obydwie typy silników: dwu- i czterosuwowy były poddane symulacji w programie GT-Power. Obydwie symulacje przeprowadzono na tym samym bazowym silniku czterosuwowym. Jedyną różnicą polegała na przyjęciu innych faz rozrządu, gdzie lewy szkic na rys. 3 reprezentuje rozrząd klasycznego silnika dwusuwowego.

Przebieg ciśnienia w cylindrze silnika czterosuwowego i dwusuwowego jest pokazany na rys. 4. Przy tym samym maksymalnym ciśnieniu silnik dwusuwowy wykazuje dwukrotnie większą moc niż silnik czterosuwowy o tej samej

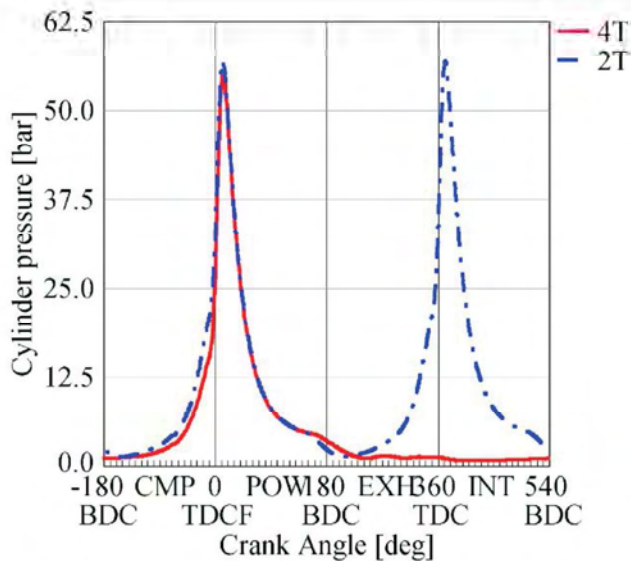


Fig. 4. Two- (2T) and four-stroke engine (4T) cylinder pressure during operation with equal maximum pressure

Rys. 4. Przebieg ciśnienia w cylindrze dla silnika dwu- (2T) i czterosurowowego (4T) przy zachowaniu jednakowego maksymalnego ciśnienia

was carried out on same size engine, where two-stroke variant produced more than twice as much power as the competitor.

In order to expose advantages of modification of typical four-stroke engine to operate in two-stroke mode, BSFC maps of both four- and two-stroke engines have been prepared (see Fig. 5). The empty zones of two-stroke engine map are caused by specific simulation approach – engine load was set by determination of pressure difference between air filter inlet end exhaust pipe outlet. The lowest value of this difference was specified as 0.4 bar and this was the reason of empty bottom left zone occurrence (Fig. 5a). The top right empty zone was generated in connection with top limit of above-mentioned pressure difference (2 bar) and

średnicy cylindra i skoku tłoka. Jednakże w rzeczywistych warunkach, z powodu gorszego procesu przepłukania, średnie ciśnienie indykowane  $p_i$  będzie mniejsze niż w silniku czterosurowym. Z powodu tego, że turbodoładowanie nie było celem przeprowadzonej analizy, tylko różnica ciśnień między kanałem dolotowym i wylotowym była uwzględniona do zamodelowania procesu przepłukania.

Założono, że nadciśnienie w przewodzie dolotowym jest wytworzone przez turbosprężarkę, co spowodowało, że nie występują dodatkowe straty mechaniczne. Regulacja obciążenia silnika może być dokonana przez zmianę ciśnienia na dolocie (VGT, zawór upustowy itp.) bez udziału przepustnicy powietrza w całym zakresie pracy silnika. Przy tym rodzaju regulacji dodatkowa sprężarka powinna być zastosowana, aby zapewnić wystarczającą ilość powietrza podczas przyspieszania (stany przejściowe) i rozruchu.

Korzyści z zastosowania silnika dwusurowego zamiast silnika czterosurowego mogą być jeszcze większe, ponieważ porównanie było przeprowadzone przy tych samych wymiarach silnika, gdzie wersja dwusurowa wytwarzała ponad dwukrotnie większą moc niż silnik czterosurowy.

Aby uwypuklić korzyści wynikające z modyfikacji typowego czterosurowego silnika do pracy w trybie dwusurowym sporządzono mapę jednostkowego zużycia paliwa ( $g_e$ ) zarówno dla cztero-, jak i dwusurowego silnika (rys. 5). Puste strefy na mapie silnika dwusurowego są spowodowane specyfiką procesu symulacji – obciążenie silnika było określane przez różnicę ciśnień między filtrem powietrza a układem wylotowym gazów spalinowych. Najniższa różnica ciśnień była przyjęta jako 0,4 bar i to było przyczyną wystąpienia pustych obszarów w dolnym lewym rogu mapy (rys. 5a). Górny prawy pusty obszar był generowany w wyniku przyjęcia górnej granicy różnicy ciśnień (2 bary) i ostatni pusty obszar – z powodu prawdopodobnego wystąpienia spalania stukowego. Należy zauważyć, że przy tym samym  $p_e$  (9 bar jako maksimum dla czterosurowego silnika) silnik dwusurowy uzyskuje około 27  $g/kW \cdot h$  mniejsze  $g_e$ .

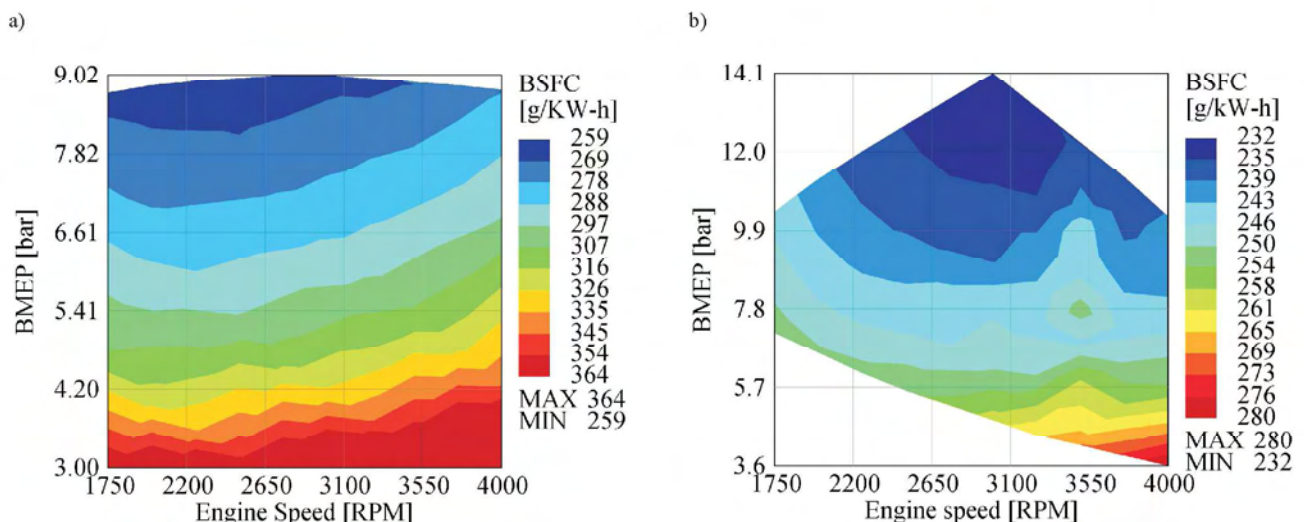


Fig. 5. BSFC map of 4-stroke engine (a) and 2-stroke engine with poppet valves (b)

Rys. 5. Mapa jednostkowego zużycia paliwa dla 4-surowego silnika (a) i 2-surowego (b)

the last empty zone by probability of engine knock. It can be noticed that at the same BMEP (9 bar as a maximum of four-stroke engine) the two-stroke engine obtain ca. 27 g/kW·h lower BSFC.

This is caused especially by better transformation of in-cylinder energy to mechanical work (valve timing of right scatter plot in Fig. 3 have been applied) and obvious reduction of necessary strokes. After taking into consideration entire two-stroke engine operating area, the drop of BSFC in comparison with four-stroke engine rises up to 27 g/kW·h. It presents ca. 3.8% rise of brake efficiency. The empty area in both of presented maps limits the engine operating states because of high peak firing pressure occurrence (above 75 bar).

#### 4. Exchange of the charge in poppet two-stroke engine

The one of the most important factors influencing on high volumetric efficiency is scavenge process during opening poppet valves. It can be noticed that time of exhaust gas outflow and air inflow is very short for two-stroke mode operation particularly for higher rotational speeds. Full cycle of two-stroke engine work was simulated in CFD by using of KIVA3V program. For simulation of engine physical processes the engine Yaris 2SZ-FE with capacity 1.3 dm<sup>3</sup> was used. The mesh of one cylinder was prepared in KIVA pre-processor for comparison for two versions: the first with standard inlet pipes and the second with vertical inlet pipes (Fig. 6).

The simulation was carried out at assumption of charging ratio 1.8 and direct fuel injection with fuel dose 0.022 g/cycle and was carried out at 3000 rpm. Opening and closing of inlet valves were set as 150 deg ATDC and 110 deg BTDC, however opening of exhaust valves were set 110 deg ATDC and closing of them 140 BTDC. Setting of inlet pipes and charging pressure influence on air inflow to the cylinder.

Jest to spowodowane szczególnie lepszą konwersją energii w cylindrze na pracę mechaniczną (zostały przyjęte fazy rozrządu wg rys. 3 po prawej stronie) i zmniejszeniem ilości suwów. Po przyjęciu do rozważań wstępnych parametrów operacyjnych silnika dwusuwowego spadek  $g_c$  w porównaniu do silnika czterosuwowego zwiększył się do 27 g/kW·h. To powoduje około 3,8-procentowy wzrost sprawności ogólnej silnika. Puste obszary na obydwu przedstawionych mapach pokazują granice stanów pracy silników z powodu wystąpienia dużego maksymalnego ciśnienia spalania (powyżej 75 bar).

#### 4. Wymiana ładunku w zaworowym silniku dwusuwowym

Jednym z najważniejszych czynników wpływających na duży stopień napełnienia jest proces przepłukania podczas otwarcia zaworów grzybkowych. Należy zauważyć, że czas wypływu gazów spalinowych i wlotu powietrza jest bardzo krótki przy pracy w wersji dwusuwowej, szczególnie przy dużych prędkościach obrotowych. Pełny cykl roboczy silnika dwusuwowego był symulowany za pomocą techniki CFD przy użyciu programu KIVA3V. Do symulacji procesów fizycznych wykorzystano model geometryczny silnika YARIS 2SZ-FE o objętości skokowej 1,3 dm<sup>3</sup>. Siatka obliczeniowa silnika została przygotowana przez preprocesor KIVA w celu porównania dla dwóch wersji: w pierwszej ze standardowym wlotem powietrza i dla drugiej wersji z pionowym kanałem wlotowym (rys. 6).

Symulacja była przeprowadzona przy założeniu stopnia doładowania 1,8 i zastosowaniu bezpośredniego wtrysku paliwa z dawką paliwa 0,022 g/cykl oraz przy prędkości obrotowej 3000 obr/min. Otwarcie i zamknięcie zaworu dolotowego było odpowiednio ustawione jako 150 °OWK po GMP i 110 °OWK przed GMP, przy czym otwarcie i zamknięcie zaworów wylotowych przyjęto odpowiednio jako

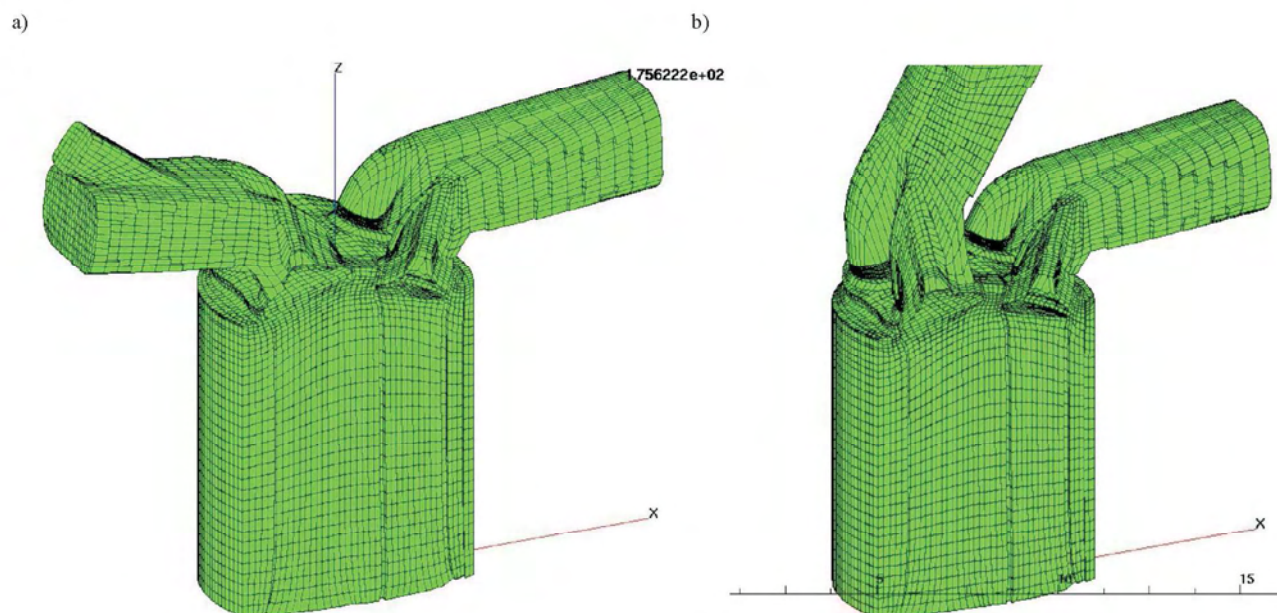


Fig. 6. Cylinder mesh with a) standard inlet pipes, b) vertical inlet pipes  
Rys. 6. Siatka cylindra ze standardowym (a) i pionowym (b) kanałem wlotowym

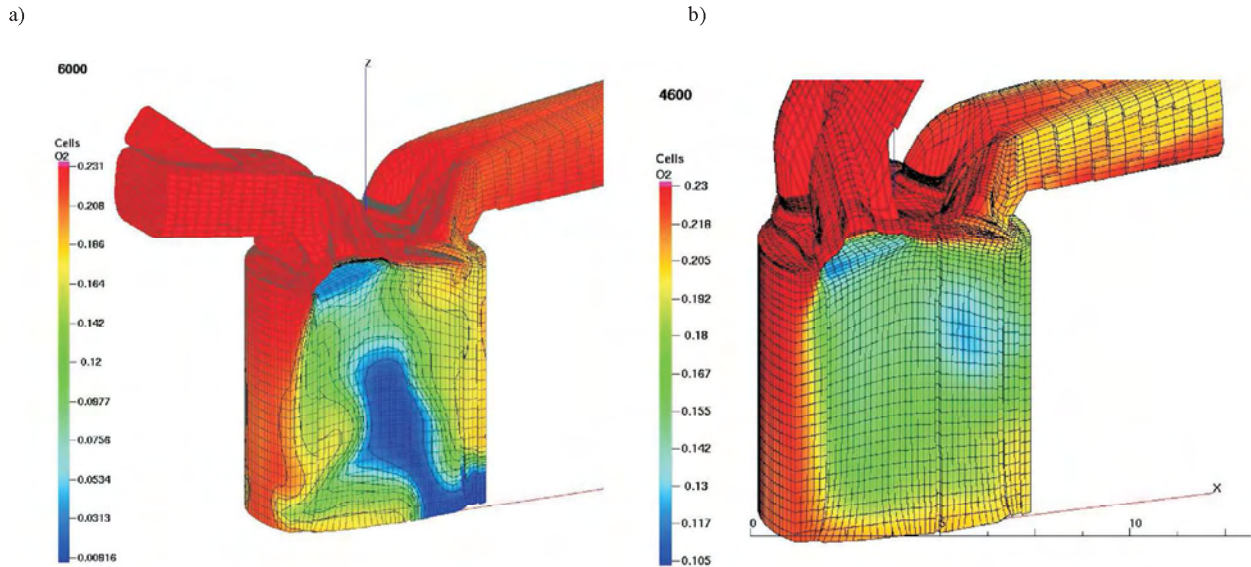


Fig. 7. Oxygen mass ratio during charge exchange in cylinder with standard inlet pipes (a) and vertical inlet pipes (b)

Rys. 7. Udział masowy tlenu podczas wymiany ładunku w cylindrze ze standardowym (a) i pionowym (b) kanałem dolotowym

Engine with standard inlet pipes showed higher air flow to the exhaust ducts and lower cleaning of the cylinder from residual gas (lower volumetric efficiency). The centre of cylinder is filled by exhaust gases. The second case show more even distribution of air inside the cylinder. This case enables more intensive movement of the charge (higher "tumble") than the standard version. Distribution of mass ratio of oxygen (proportional also the air) for both cases at 140 deg BTDC is shown in Fig. 7.

Higher "tumble" in the cylinder with vertical inlet pipes is confirmed by calculation of angular momentums related to xyz axis. The evident differences are seen for angular momentum related to y-axis  $M_y$  (Fig. 8), where a rapid increase of that value occurs for vertical inlet pipe at 230 deg (130 deg BTDC). This case is more useful for poppet valve two-stroke engine.

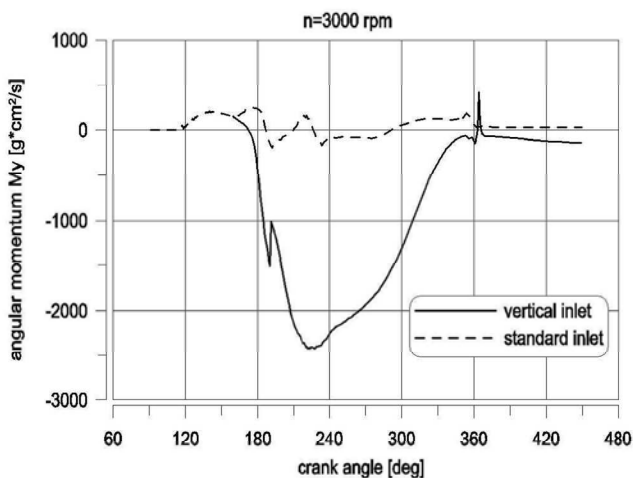


Fig. 8. Comparison of angular momentum of charge in cylinder with vertical and standard inlet at 3000 rpm

Rys. 8. Porównanie momentu obrotowego ładunku w cylindrze z pionowym i standardowym dolotem przy 3000 obr/min

110 °OWK po GMP i 140 °OWK przed GMP. Usytuowanie kanałów dolotowych oraz wielkość ciśnienia doladowania wpływa na proces wlotu powietrza do cylindra. Silnik ze standardowym kanałem dolotowym wykazuje większy przepływ powietrza do kanału wylotowego i mniejsze oczyszczenie cylindra ze spalin (mniejszy współczynnik napelnienia). Środek cylindra jest wypełniony gazami spalinowymi. Drugi przypadek wskazuje bardziej równomierny rozkład powietrza wewnątrz cylindra. Umożliwia on bardziej intensywny ruch ładunku (większy ruch beczkowy) niż w standardowej wersji. Rozkład udziału masowego tlenu (proporcjonalnie także powietrza) dla dwóch przypadków przy położeniu tłoka 140 °OWK przed GMP przedstawiono na rys. 7.

Większy ruch beczkowy ładunku w cylindrze z pionowym kanałem dolotowym jest potwierdzony przez obliczenie kątownego momentu względem osi x-y-z. Różnica występuje dla momentu  $M_y$  względem osi y (rys. 8), gdzie gwałtowny

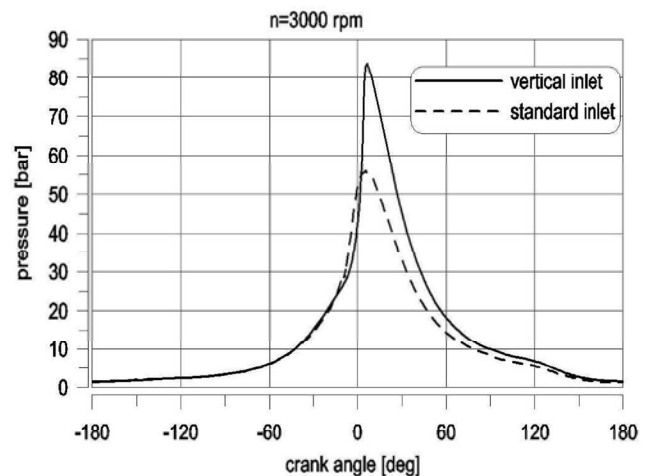


Fig. 9. Comparison of pressure in cylinder with vertical inlet and standard inlet at 3000 rpm

Rys. 9. Porównanie ciśnienia w cylindrze z pionowym oraz standardowym kanałem dolotowym przy prędkości obrotowej 3000 obr/min

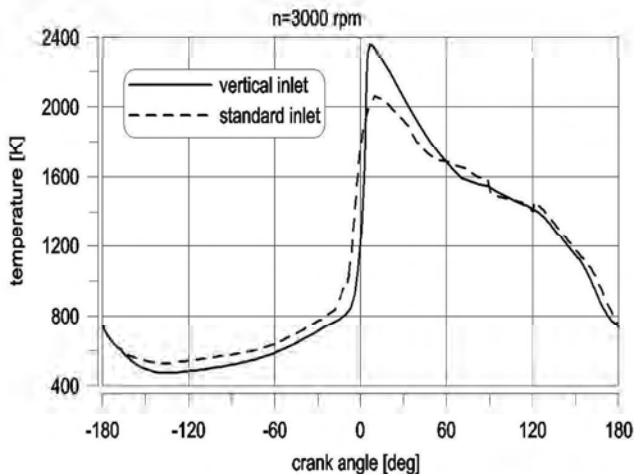


Fig. 10. Comparison of temperature in cylinder with vertical inlet and standard inlet

Rys. 10. Porównanie temperatury w cylindrze silnika z pionowym i standardowym kanałem dolotowym

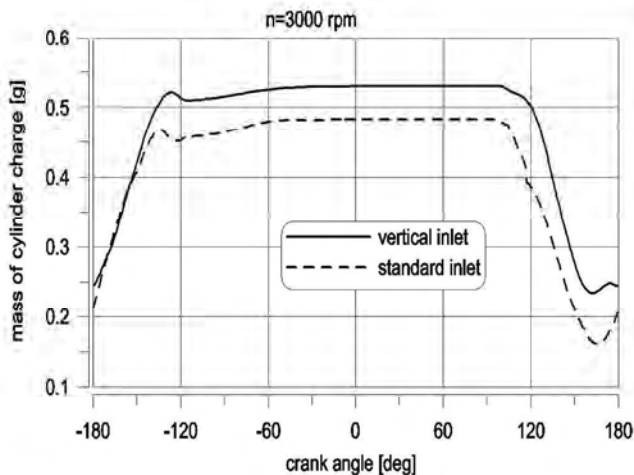


Fig. 11. Comparison of charge mass in cylinder with vertical inlet and standard inlet

Rys. 11. Porównanie masy ładunku w cylindrze z pionowym i standardowym kanałem

More intensive air motion in cylinder and thus higher volumetric efficiency influences also on thermodynamic parameters, particularly on cylinder pressure (Fig. 9). Engine with vertical inlet pipes reaches higher maximum pressure than standard version and therefore indicates also higher IMEP. However higher maximum pressure causes higher charge temperature, which influences on thermal loads of engine (Fig. 10). The engine with standard inlet pipes indicates low maximum temperature despite the same fuel dose per cycle. It can be noticed that lowest mean temperature during scavenge process is higher than 450 K and for comparison in four-stroke engine is lower than 400 K.

Influence of different types of inlet pipes on the air filling in engine is shown in Fig. 11. Calculations carried out in KIVA showed a significant increase of charge mass in the cylinder for the case with vertical inlet pipes. The charge system enables also a very low "back outflow" during scavenge process. More air in the cylinder gives

wzrost tej wielkości pojawia się dla kanału pionowego przy 230 °OWK (130 °OWK przed GMP). Takie rozwiązanie jest bardziej przydatne dla proponowanego silnika dwusurowego.

Bardziej intensywny ruch powietrza w cylindrze i tym samym większy współczynnik napełnienia wpływa także na parametry termodynamiczne, szczególnie na ciśnienie w cylindrze. Silnik z pionowymi kanałami dolotowymi osiąga większe maksymalne ciśnienie niż silnik w standardowej wersji i z tego powodu wykazuje także większe  $p_1$  (rys. 9). Jednakże większe maksymalne ciśnienie powoduje również wyższą temperaturę ładunku, która wpływa na obciążenie termiczne silnika (rys. 10). Silnik ze standardowym kanałem dolotowym wykazuje niższą temperaturę ładunku, pomimo tej samej dawki paliwa na cykl. Można zauważyć, że najniższa średnia temperatura ładunku podczas procesu przepłukania jest większa niż 450 K; dla porównania w silniku czterosurowym jest mniejsza niż 400 K.

Wpływ różnych typów kanałów dolotowych na napełnienie cylindra powietrzem jest przedstawiony na rys. 11. Obliczenia przeprowadzone w programie KIVA wykazują znaczący wzrost masy w cylindrze dla przypadku z pionowym kanałem dolotowym. Taki system dołotu umożliwia także bardzo mały „przepływ powrotny” w czasie procesu przepłukania. Więcej powietrza w cylindrze daje możliwość zwiększenia dawki paliwa i w ten sposób uzyskania większej mocy.

### 5. Szkodliwe składniki spalin

W dwusurowym zaworowym silniku jest bardzo krótki czas potrzebny na proces przepłukania, a także bardzo długi okres „przekrycia” zaworów. Takie zjawisko powoduje niecałkowite oczyszczenie komory spalania z gazów spalinowych. Z powodu bardzo dużej recyrkulacji wewnętrznej gazów spalinowych i mniejszej temperatury gazów stężenie tlenków azotu jest mniejsze niż w klasycznym silniku czterosurowym. Symulacja pracy silnika ze współczynnikiem nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,05$  wykazała, że udział objętościowy  $NO_x$  w cylindrze jest na stałym poziomie po procesie spalania. Udział molowy tlenków azotu w doładowanym silniku przy ciśnieniu doładowania 1,8 bar (rys. 12) osiąga największą wartość 1000 ppm przy prędkości obrotowej 3000 obr/min.

Powstawanie gazowej mieszanki paliwowo-powietrznej po wtrysku paliwa jest bardzo ważnym czynnikiem z powodu bardzo krótkiego czasu na odparowanie. Na rysunku 13 przedstawiono zmianę ciekłego paliwa w parę po procesie wtrysku. Ciekłe paliwo zaczyna już odparowywać podczas procesu wtrysku. Całkowita masa wtrysniętego paliwa wynosiła 0,02 g i to paliwo zostało bardzo szybko zużyte podczas procesu spalania.

W wyniku wewnętrznego EGR wtrysnięte paliwo nie jest dokładnie wymieszane z powietrzem i podczas procesu spalania powstaje tlenek węgla. W cylindrze znajduje się objętościowo około 0,2% CO (rys. 14) tuż przed otwarciem zaworu wylotowego. Gazy wylotowe zawierają około 4% tlenu w całej objętości.

possibility to increase of fuel dose and thus to obtain higher engine power.

## 5. Exhaust gas pollutants

Two-stroke valved engine has very short time for scavenge process and opening of inlet and exhaust valves overlap in the long period. This causes non full cleaning of the combustion chamber from exhaust gases. Because of high internal exhaust gas recirculation and lower gas temperature the concentration of nitrogen oxides is lower than in classical four-stroke engine. The simulation of engine work with air excess ratio  $\lambda = 1.05$  has indicated volumetric fraction of  $\text{NO}_x$  in the cylinder on constant level after combustion process. Molar fraction of nitrogen oxides in the charged engine with charging pressure 1.8 bar is shown in Fig. 12 at highest level of 1000 ppm at rotational speed 3000 rpm.

Formation of the gaseous fuel mixture after fuel injection is very important factor because of very short time for evaporation. Figure 13 presents a change of liquid fuel into vapour after injection process. Liquid fuel begins evaporate during injection process. Total mass of injected fuel amounted 0.02 g and fuel was consumed during combustion process very quick.

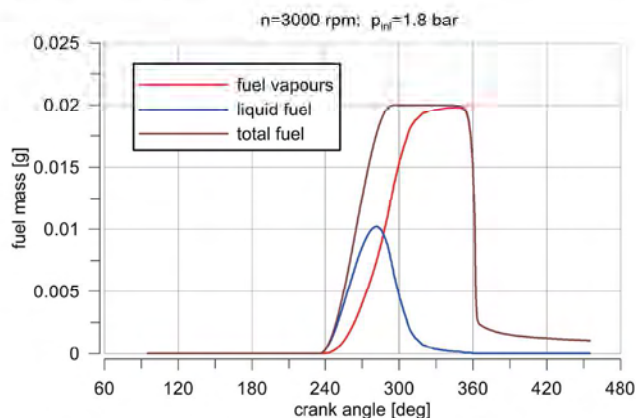


Fig. 13. Fuel mass variation in the cylinder of the charged engine at 3000 rpm

Rys. 13. Zmiana masy paliwa w cylindrze silnika doładowanego przy prędkości obrotowej 3000 obr/min

As a result of internal EGR the injected fuel is not thoroughly mixed the air and carbon monoxide is produced during combustion process. In the cylinder is about 0.2% of molar fraction of CO (Fig. 14) before the opening of exhaust valves. The exhaust gases contain about 4% of oxygen in whole volume.

## 6. Conclusions

From the carried out analysis of poppet valve two-stroke engine the following conclusions and remarks can be drawn:

1. Application of poppet valve two-stroke engine enables the occurrence of significant downsizing effect with possibility of working both in two- or four stroke operation. Application of electronically controlled hydraulic valve system enables realization of 2/4-stroke work cycle.

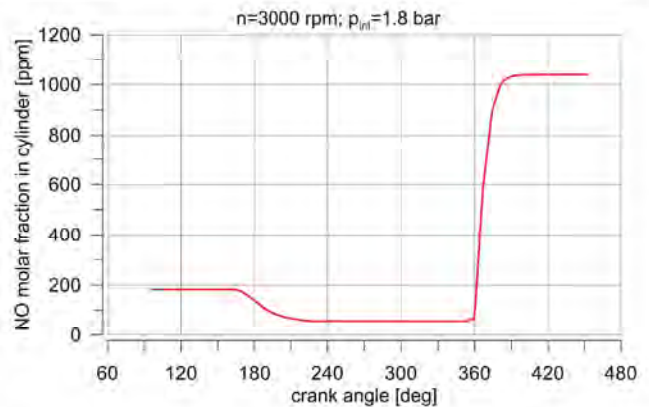


Fig. 12. Cylinder molar fraction of  $\text{NO}_x$  in charged engine (inlet pressure 1.8 bar) at 3000 rpm

Rys. 12. Udział molowy  $\text{NO}_x$  w cylindrze w silniku doładowanym (ciśnienie wlotowe 1,8 bar) przy 3000 obr/min

## 6. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonej analizy pracy zaworowego dwusuwowego silnika spalinyowego podano następujące wnioski i spostrzeżenia:

1. Zastosowanie zaworowego dwusuwowego silnika przyczynia się do wystąpienie tzw. efektu „downsizingu” z możliwością pracy zarówno w trybie dwu-, jak i czterosuwowym. Zastosowanie elektronicznie sterowanego hydraulicznego systemu zaworowego umożliwia realizację 2/4-suwowego cyklu roboczego.

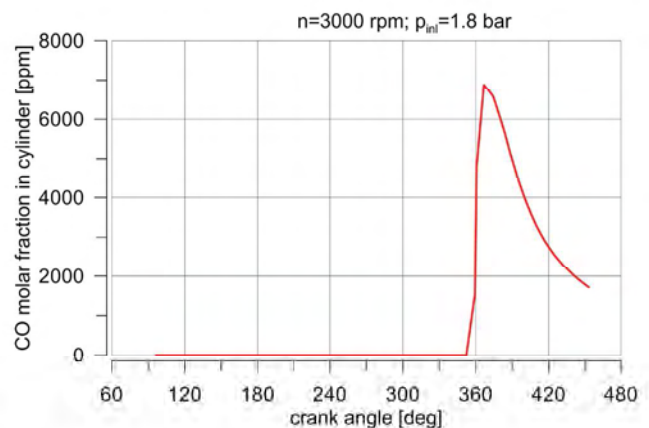


Fig. 14. Molar fraction of CO in the cylinder of charged engine at 3000 rpm

Rys. 14. Udział molowy CO w cylindrze silnika doładowanego przy prędkości obrotowej 3000 obr/min

2. Dwusuwowy silnik oparty na konstrukcji czterosuwowej zmniejsza straty tarcia prawie o 50% i zmniejsza jednostkowe zużycie paliwa o około 5% w porównaniu z silnikiem czterosuwowym.
3. Redukcja emisji dwutlenku węgla jest uzyskiwana przez zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa.
4. Większa sprawność napełnienia w wyniku bardziej intensywnego wlotu powietrza i w ten sposób większe  $p_c$  mogą

- Two-stroke engine based on four-stroke design may reduce engine friction losses up to 50% and decrease of BSFC about 5% in comparison to four-stroke engine.
- Reduction of carbon dioxide emission is obtained by drop of brake specific fuel consumption.
- Higher volumetric efficiency with more intensive air inflow and thus the higher BMEP can be achieved by proper inlet port design with almost vertical inlet pipe.
- The increase of engine efficiency, what can be achieved by proper choice of valve timing, should help to fulfil the future high limitations of exhaust emission imposed by low restrictions.
- The proper work of poppet valves in two stroke engines is possible at applying of a turbocharging system.
- Internal EGR favours of small quantities of  $\text{NO}_x$  and fast fuel evaporation. Also amount of CO is not so high.

It is possible to adjust engine load by variation of intake pressure (VTG, waste gate, additional charger etc.) without throttle application.

- być uzyskane dzięki właściwemu ukształtowaniu dolotu z prawie pionowym ustawieniem kanału wlotowego.
  - Przyrost sprawności silnika, co może być uzyskane przez odpowiedni dobór faz rozrządu, powinien być pomocny do spełnienia przyszłościowych ograniczeń emisji gazów wylotowych.
  - Prawidłowa praca zaworowego silnika dwusuwowego jest możliwa przez zastosowanie systemu turbodoladowania.
  - Wewnętrzna recyrkulacja spalin przyczynia się do powstawania małej ilości  $\text{NO}_x$  i szybszego odparowania paliwa. Również ilość CO w spalinach nie jest duża.
- Istnieje możliwość regulacji obciążenia silnika dzięki zmianie ciśnienia na dolocie (VGT, zawór upustowy, dodatkowa sprężarka itd.) bez stosowania przepustnicy powietrza.

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

IMEP	indicated mean effective pressure/ <i>średnie ciśnienie indykowane</i>
FMEP	friction mean effective pressure/ <i>średnie ciśnienie strat tarcia</i>
k	engine cycle coefficient (k = 2 for four-stroke engine and k = 1 for two stroke engine)/ <i>współczynnik rodzaju pracy silnika (k = 2 dla silnika czterosuwowego i k = 1 dla dwusuwowego)</i>
n	engine speed/ <i>prędkość obrotowa</i>
$N_b$	brake power/ <i>moc efektywna</i>

$V_{ss}$	total engine capacity/ <i>całkowita objętość skokowa</i>
A, B	empirical coefficients of FMEP linear function/ <i>empiryczne współczynniki liniowej funkcji aproksymującej średnie ciśnienie strat tarcia</i>
$\eta_m$	mechanical efficiency/ <i>sprawność mechaniczna</i>
BMEP	brake mean effective pressure/ <i>średnie ciśnienie efektywne</i>
EVO	exhaust valve opening/ <i>otwarcie zaworu wylotowego</i>
EVC	exhaust valve close/ <i>zamknięcie zaworu wylotowego</i>
IVO	intake valve opening/ <i>otwarcie zaworu dolotowego</i>
IVC	intake valve close/ <i>zamknięcie zaworu dolotowego</i>

### Bibliography/Literatura

- Basshuysen R., Schaefer F. Internal combustion engine – Handbook. SAE International, 2004.
- Blair G.P. Design and simulation of two-stroke engines. SAE Inc., 1996.
- Das S., Dent J.C. A CFD study of a 4-valved fuel injected two-stroke spark ignition engine. SAE Technical Paper 930070, 1993.
- GT-Power user's manual. Gamma Technologies, V.6.2, 2006.
- Heywood J.B. Internal combustion engines fundamentals. McGraw-Hill Inc., 1988.
- Mitianiec W., Buczek K. A new approach in development of two-stroke engines. PTNSS-2009-SC-042, Bielsko-Biala 2009.
- Mitianiec W., Buczek K. A new design of ecologic two-stroke engine. Proceedings of 12th EAEC European Automotive Congress, Bratislava 2009.
- Mitianiec W., Buczek K. A valved two-stroke engine as a new power source. Journal of Kones Powertrain and Transport, 3 (16), 2009, 259–268.
- Nakano M., Sato K., Ukawa H. A two-stroke cycle gasoline engine with poppet-valves in the cylinder head. SAE Technical Paper 901664, 1990.
- Osborne R. et al. The 2/4SIGHT project – development of a multi-cylinder two-stroke/four-stroke switching gasoline engine. JSAE Paper 384-20085400, 2008.
- Wajand J.A., Wajand J.T. Płokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe. WNT, Warszawa 2005.

Konrad Buczek, MSc., – Engine Designer of FEV Poland, graduate student of PhD studies at Cracow University of Technology.

Mgr inż. Konrad Buczek – konstruktor silników spaliny-  
wych w FEV Polska, absolwent studiów doktoranckich  
na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

e-mail: [buczek@fev.com](mailto:buczek@fev.com)



Władysław Mitianiec, DSc., DEng. – Professor of Cracow University of Technology in the Faculty of Mechanical Engineering at CUT.

Dr hab. inż. Władysław Mitianiec – profesor nad-  
zwyczajny na Wydziale Mechanicznym Politechniki  
Krakowskiej.

e-mail: [wmitanie@usk.pk.edu.pl](mailto:wmitanie@usk.pk.edu.pl)



## Performance and emissions of a single cylinder diesel engine operating with rapeseed oil and JP-8 fuel blends

The article presents experimental test results of a DI single-cylinder, air-cooled diesel engine FL 511 operating with the normal (class 2) diesel fuel (DF), rapeseed oil (RO) and its 10%, 20% and 30% (v/v) blends with aviation-turbine fuel JP-8 (NATO code F-34). The purpose of the research was to analyse the effects of using various rapeseed oil and jet fuel RO90, RO80 and RO70 blends on brake specific fuel consumption, brake thermal efficiency, emissions and smoke of the exhaust. The test results of engine operation with various rapeseed oil and jet fuel blends compared with the respective parameters obtained when operating with neat rapeseed oil and those a straight diesel develops at full (100%) engine load and maximum brake torque speed of 2000 rpm.

The research results showed that jet fuel added to rapeseed oil allows to decrease the value of kinematic viscosity making such blends suitable for the diesel engines. Using of rapeseed oil and jet fuel blends proved themselves as an effective measure to maintain fuel-efficient performance of a DI diesel engine. The brake specific fuel consumption decreased by about 6.1% (313.4 g/kW·h) and brake thermal efficiency increase by nearly 1.0% (0.296) compared with the respective values a fully (100%) loaded engine fuelled with pure RO at the same test conditions. The maximum  $\text{NO}_x$  emission was up to 13.7% higher, but the CO emissions and smoke opacity of the exhaust 50.0% and 3.4% lower, respectively, for the engine powered with biofuel blend RO70 compared with those values produced by the combustion of neat rapeseed oil at full (100%) engine load and speed of 2000 rpm.

Key words: diesel engine, rapeseed oil, JP-8 fuel, engine performance, exhaust emissions

### 1. Introduction

The EU Directive 2009/28/EC approves a target of a 20% share of renewable biofuels in overall transport petrol and diesel consumption by 2020 to be introduced in a cost-effective way. Rapeseed oil methyl ester (biodiesel) is widely used for diesel engines powering as alternative energy source to replace traditional diesel fuel. Renewable and popular in Europe rapeseed oil (RO) is also commonly used for local tractor powering to alleviate fuel shortage problems and diminish the ambient air pollution due to closed-cycle  $\text{CO}_2$  circulation. Many researchers around the world provide analyses of potential advantages and disadvantages to be gained by the use of crude rapeseed oil in compression ignition engines [1–4].

Despite many chemical and physical properties of RO are more or less similar with those of diesel fuel (Table 1), however some differences have essential impact on fuel injection, atomisation, the air and fuel mixing rate in the cylinder, combustion process and thus emissions of the harmful exhaust gases [5]. At first, one of the main problems related with using of pure rapeseed oil in a diesel engine is connected with more than 10 times higher kinematic viscosity of rapeseed oil as compared with the normal diesel fuel [6, 7]. In order to use more viscous crude rapeseed oil for diesel engine powering must be solved problem related with its worse flow through long pipes of a small diameter in the fuelling system, filtration in fine porous filter elements, atomisation and distribution of the oil portion injected across the combustion chamber volume and slow evaporation of RO droplets [8, 9].

One of possible methods to reduce the viscosity of crude vegetable oil of various origin is its mixing with traditional

diesel fuel and lighter mineral fuels [10, 11]. Aviation turbine fuel JP-8 is military kerosene based turbine type (NATO code F-34) fuel produced from civil fuel Jet A-1 and widely used by the Air Force of USA army and in Europe. Aviation turbine JP-8 fuel is produced at the oil refinery plant "Orlen Lietuva" (Mažeikiai) and its quality parameters satisfy the MIL-DTL-83133E specifications (AVTUR/FSII). The JP-8 fuel is almost exclusively extracted from the kerosene fraction of crude oil, the distillation points of which are between the gasoline fraction and the diesel fraction [12]. The composition of jet fuel includes a small amount of anti-icing of fuelling system inhibitor S-1745, i.e. an additive, which deepens a freezing temperature of JP-8 fuel at high altitudes to avoid build-up of ice crystals in the fuelling system, and lubricity improving additive S-1747 [13]. Using of this alternative fuel as a lighter additive to prepare jet-rapeseed oil fuel blends should significantly reduce density and kinematic viscosity, improve cold filter plugging point, filtration properties and vaporisation quality of the tested rapeseed oil and jet fuel blends. A bit lower carbon-to-hydrogen ratio and thus higher net heating value of JP-8 fuel may contribute to better performance efficiency of a diesel engine with these alternative fuel blends.

However, the cetane number of turbine type JP-8 fuel is lower (42.3) than that (44–48) of crude rapeseed oil that may create autoignition problems when operating with rapeseed oil and jet fuel blends at light engine loads and speeds. A lot of the research and development performed on biofuels using in a diesel engine, however there still is not completely clear what could be the optimal rapeseed oil and jet fuel mixing rate to be recommend for the use in diesel powered transport machines and power generators. Also, there is a lack of

Table 1. Properties of the tested diesel fuel, rapeseed oil and aviation-turbine JP-8 fuel (NATO code F-34)

Property parameters	Fuel test methods	Jet fuel test methods	Diesel fuel	Rapeseed oil	JP-8 fuel
Density at 15 °C, kg/m <sup>3</sup>	EN ISO 12185:1999	ASTM D 4052-09	843	916	797
Kinematic viscosity, mm <sup>2</sup> /s	EN ISO 3104+AC:2000 at 40 °C	ASTM D 445 at -20 °C	2.89	32.9	4.0
Flash point, open cup, °C	EN ISO 2719:2003	ASTM D 56-05	59	220-300	40
Cold filter plugging point, °C	EN ISO 116/AC:2002	-	-7	+15	-60
Cetane number	EN 5165:1999		51.3	44-48	42.3
Sulphur total, mg/kg	EN ISO 20846:2004	ASTM D 5453-09	8.9	2	9.3
Iodine number, J <sub>2</sub> /100 g	EN 14111:2003	-	12	111	-
Acid value, mg KOH/g	LST EN ISO 660:2000	ASTM D 3242-11	0.06	2.0	0.001
Carbon-to-hydrogen ratio (C/H)	-	-	6.5	6.5	6.1
Net heating value, MJ/kg	EN ISO 8217:2007	ASTM D 4529-01	43.1	36.87	43.23

comprehensive test results concerning changes of various RO and jet fuel blends' parameters because this alternative fuel intends to be used for diesel engine powering. The use of crude rapeseed oil in older diesel engines would be especially good decision at the agricultural farms where the rapeseed oils cakes owners use for animal breeding. In such a case, crude rapeseed oil as a cheap sub-product would be a good alternative to be profitably utilised in agricultural tractors.

## 2. The purpose of the research

The purpose of the research was to study properties of diesel fuel (DF), rapeseed oil (RO), aviation JP-8 fuel and dependency of kinematic viscosity of various rapeseed oil and jet fuel blends RO90, RO80, and RO70 on the amount of jet fuel added (by volumetric percentages) to RO and temperature of the blend. At the next step, there was a goal to perform the laboratory bench tests of a diesel engine operating with alternative fuel blends to measure and compare effective parameters and emissions of the exhaust gases when operating with the above mentioned fuel blends with the ones obtained with pure rapeseed oil, which used as the reference fuel.

## 3. The subject and methods of the research

The subject of the research was diesel fuel, neat rapeseed oil, and various rapeseed oil and jet fuel blends. The research conducted at the Engine test laboratory of Power and transport machinery engineering institute, Engineering faculty of Aleksandras Stulginskis University in the years 2014-2015. For stroke, one cylinder, direct injection, air cooled „ORUVA FL 511” diesel engine was used for these experiments. Technical characteristics of the experimental engine are listed in Table 2. Load characteristics of an engine were taken when operating at gradually increasing load and constant engine speed of 2000 rpm at which an engine maximum torque develops.

The kinematic viscosity of pure rapeseed oil, jet fuel JP-8, and fuel blends RO90, RO80, and RO70 were determined in chemistry laboratory by using capillary viscometer at the temperature of 15, 20, 40, and 60 °C.

Engine tests have been conducted by using cold pressed rapeseed oil produced and decanted at Ltd. „Rapsoila” and turbine type jet fuel JP-8 produced at oil refinery plant „Orlen Lietuva” (Table 1). At first, an engine operated with the normal diesel fuel. Then, the laboratory test were performed with an engine running with pure RO to obtain “baseline” parameters to compare these parameters with those measured when operating with the tested fuel blends. Three mixtures with rapeseed oil (RO) and jet fuel (JP-8) were prepared by mixing in various volumetric ratios 90% RO and 10% JP-8 (RO90), 80% RO and 20% JP-8 (RO80) and 70% RO and 30% JP-8 (RO70). Finally, the engine operation with these fuel blends was investigated at various loading conditions and constant speed of 2000 rpm.

Table 2. Engine FL 511 specifications

Type	Deutz FL 511
Operating principle	4 stroke
Number of cylinders	one cylinder
Bore, mm	100
Stroke, mm	105
Swept volume, cm <sup>3</sup>	825
Compression ratio	17
Injection timing advance in CADs BTDC	24°
Maximum power (at 3000 rpm), kW	12.8 ± 5%
Injection pressure, bar	175
Fuel consumption, g/kW·h	255 ± 5%
Rated speed, rpm	3000
Engine weight, kg	135

Table 3. The accuracy of the measured engine performance and emission parameters and the uncertainty of the computed experimental results

Parameter	Measuring range	Accuracy
Torque	0–60 N·m	±1.5%
Speed	150–3000 rpm	±0.5%
NO	0–3000 ppm	5%
NO <sub>2</sub>	0–500 ppm	5%
CO	0–10000 ppm	5%
CO <sub>2</sub>	0–50%	1%
Smoke density	0–100%	1.5%
Engine power output	–	±1
Fuel mass flow rate	–	±0.5
Brake specific fuel consumption	–	±1.5
Brake thermal efficiency	–	±1.5
Air flow rate	–	±1

Torque of an engine was measured with a magnetic powder brake dynamometer PT40M (0–60 N·m) with a definition rate of ±0.5 N·m and rotation speed with the mechanical tachometer (150–3000 rpm) with an accuracy of ±0.5% of the measured value. The air mass consumption was measured with the turbine type gas meter CGT-02 (10–100 m<sup>3</sup>/h) with an accuracy of ±1% of the measured value, and fuel mass consumption by using electronic scale SK-1000 with an accuracy of ±0.5%.

Emissions of nitric oxide (NO), nitrogen dioxide (NO<sub>2</sub>), carbon monoxide (CO) in parts per million (ppm) and carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) in vol% were measured with electrochemical cells installed in Testo 350 XL flue gas analyser. Total NO<sub>x</sub> emissions were determined as a sum of both NO and NO<sub>2</sub> pollutants with an accuracy of ±5 ppm.

Exhaust smoke measured with a Bosch RTT 110 opacity meter with an accuracy of ±0.1% in a scale range of 0–100%. The measuring ranges of apparatus used, accuracies of the measured experimental data of engine performance and exhaust emission parameters and the uncertainties of the calculated test results (power, fuel consumption etc.) are listed in Table 3. To improve reliability of the measured data the tests have been repeated no less than three times.

#### 4. The test results and analysis

As Figure 1 shows, as little as 10% by vol. of jet fuel added to rapeseed oil significantly reduces kinematic viscosity of the fuel blend. This way the kinematic viscosity of rapeseed oil and jet fuel blends RO90, RO80 and RO70 was reduced to 22.1, 15.9 and 11.2 mm<sup>2</sup>/s at the temperature of 40 °C, whereas that of pure rapeseed oil was equal to 32.9 mm<sup>2</sup>/s. Thus, the jet fuel proved itself as a perfect dilution agent and its adding to crude RO in the above given proportions kinematic viscosity of the fuel blends reduced by 32.8, 51.7, 66.0%. Similar viscosity's changing tendencies remain in value at higher and lower temperatures of the blends.

Despite the fact that the added jet fuel significantly reduced kinematic viscosity of the blends RO90, RO80, and RO70, nevertheless the viscosity still was 7.6, 5.5 and 3.8 times higher compared with that value of 2.89 mm<sup>2</sup>/s of diesel fuel at the temperature of 40 °C. Anyway, the added jet fuel decreased the value of kinematic viscosity of the blends that resulted in better injection and atomisation quality of the fuel. This is especially important because lighter jet fuel droplets evaporate faster than the ones of rapeseed oil and, therefore, more homogeneous the air and fuel mixture will be prepared in the combustion chamber compared to that of a neat rapeseed oil case.

The columns in Fig. 2 present dependencies of brake specific fuel consumption (b<sub>s</sub>) on the brake mean effective pressure (bmep) for the tested fuel blends. It can be seen that the minimum be values of 761–320 g/kW·h within all load characteristic range of 0.08 to 0.53 MPa were obtained when operating with the normal diesel fuel and maximum ones – with fuel blend RO90. The brake specific fuel consumption increased for the engine fuelled with rapeseed oil and jet fuel blends at light (0.08 MPa) and medium (0.30 MPa) loads compared with the respective values measured with neat rapeseed oil and diesel fuel.

However, fuel economy can be effectively by 2.1% to 6.1% improved with regard to that of neat RO by the use of rapeseed oil-jet fuel blends RO90, RO80 and RO70 at full (100%) engine load and 2000 rpm speed. To be precise, the brake specific fuel consumption gradually decreased with increasing load and reached the minimum value of 313.4 g/kW·h when operating with the most saturated fuel blend RO70 at a high (0.53 MPa) load. When using fuel blend RO70 the bsfc reduced by about 2.0% compared with that value of 319.9 g/kW h a straight diesel suggested at the same test conditions.

The obtained test results match well with the findings of many other researchers, who also found that the brake specific consumption is higher when operating with less calorific vegetable oils of various origins compared with

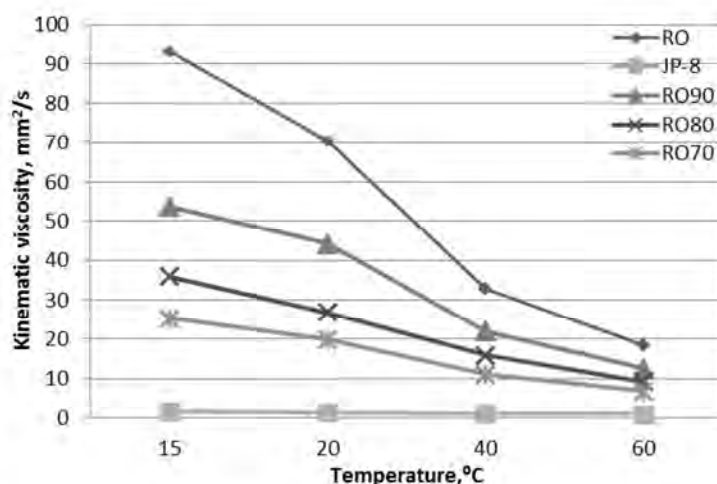


Fig. 1. The impact of the temperature on variations of the kinematic viscosity for various volumetric percentages of jet fuel added to rapeseed oil

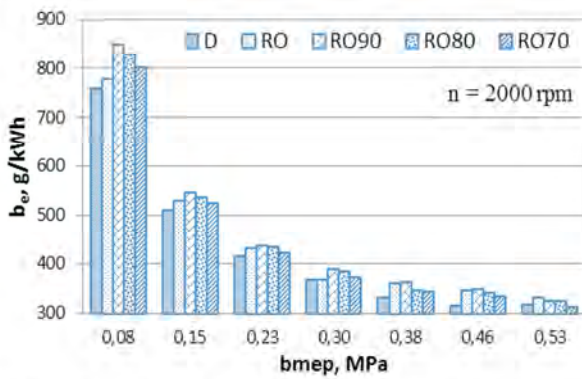


Fig. 2. The impact of the brake mean effective pressure (bmep) on variations of the of brake specific fuel consumption ( $b_e$ ) for various RO and jet fuel blends

the respective values a straight diesel suggests at the same test conditions [14–18].

The brake thermal efficiency  $\eta_e$  gradually increased with increasing engine load and reached the maximum value of 0.296 when operating with fuel blend RO70. The obtained efficiency value was about 1.0% and 13.4% higher than the respective values of 0.293 and 0.261 measured when operating with neat RO and the normal diesel fuel at full (0.53 MPa) load. Better performance efficiency of an engine powered with fuel blend RO70 can be attributed to faster vaporisation of jet fuel portions and thus higher mixing rate of the air and fuel vapours that resulted in sooner combustion of more homogeneous mixture with lower heat losses to the cooling system.

As columns in Figure 4 show, the amount of total nitrogen  $\text{NO}_x$  emissions increased with increasing engine load for all fuels and the fuel blends tested. Replacement of diesel fuel with RO the maximum  $\text{NO}_x$  emission reduced significantly, i.e. from the initial value of 2210 ppm by 11.5%, when operating at full engine load. The amounts of  $\text{NO}_x$  emissions produced by the combustion of rapeseed oil and jet fuel blends increased with the increasing volumetric

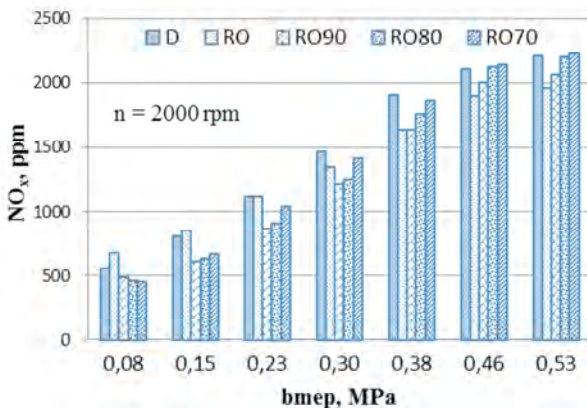


Fig. 4. The dependency of total nitrogen oxides  $\text{NO}_x$  emissions on engine load (bmep) for various RO and jet fuel blends

percentage of jet fuel in the fuel blend for all engine loads tested, except the lowest one of 0.08 MPa.

The maximum  $\text{NO}_x$  value of 2223 ppm was measured when operating with the most saturated fuel blend RO70 at a high (0.53 MPa) engine load. The obtained  $\text{NO}_x$  emission was 13.7% higher than that (1995 ppm) measured with neat rapeseed oil. Actually, when using fuel blend RO70 the amounts of  $\text{NO}_x$  were similar to those a straight diesel produces at full (100%) engine load. The increase in nitrogen oxide emissions can be regarded as a normal event because better engine performance efficiency and thus higher gas temperature inside the cylinder usually stimulate the production of  $\text{NO}_x$ .

Maximum amounts of CO emissions (526 ppm) produced an engine powered with biofuel blend RO70 and the smallest ones (231 ppm) when operating with neat rapeseed oil at light (0.08 MPa) load. The amounts of CO emissions

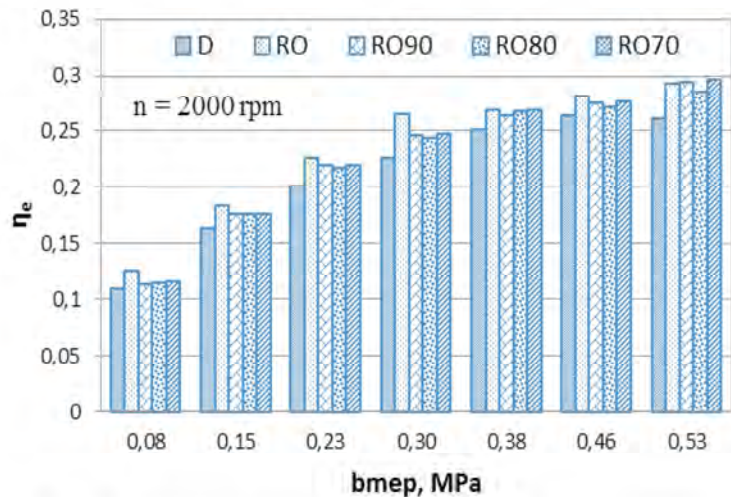


Fig. 3. The dependency of brake thermal efficiency ( $\eta_e$ ) on engine load (bmep) for various RO and jet fuel blends

decreased with an increase in engine load and the minimum CO values were experienced when operating with diesel fuel (155 ppm), slightly higher with neat RO and RO and jet fuel blends at about medium (0.30 MPa) load (Fig. 5). The minimum CO emissions were generated over the whole load range when running with the normal diesel fuel, except a full (100%) load operation (1636 ppm), and the biggest ones of 1041 ppm when using neat rapeseed oil, again at full (100%) engine load.

The amounts of CO emissions decreased with increasing volumetric percentage of jet fuel in RO blends actually over the entire from 0.15 MPa to 0.53 MPa load range. The CO emissions decreased by as much as 50.0% and 68.2%, respectively, when operating with biofuel blend RO70 compared with those values of 1041 and 1636 ppm the combustion of neat rapeseed oil and diesel fuel produces at full (100%) engine load. The lower CO (Fig. 5) emitted and less smoke (Fig. 6) produced by the combustion of more concentrated rapeseed oil and jet fuel blends RO80 and RO70 match well

with the higher NO<sub>x</sub> emissions generated when using these fuel blends (Fig. 4) at the same test conditions.

The amounts of CO<sub>2</sub> increased proportionally with increasing bmep due to more fuel consumed to develop the required power output from the crankshaft (Fig. 5). The biggest from 4.1 to 9.9vol% CO<sub>2</sub> emissions produced a straight diesel within the tested load range of 0.08 to 0.53 MPa. A bit lower from 4.1 to 9.0% amounts of CO<sub>2</sub> generated the engine fuelled with „baseline” neat rapeseed oil. Thus, using of RO and jet fuel blends contributes to production of less CO<sub>2</sub> emissions, especially noticeably from 3.8 to 8.9% by vol. when operating with fuel blend RO70 within the tested load range.

The production of smoke (soot) increased with increasing engine load for all fuels and rapeseed oil and jet fuel blends tested. In a company with the CO and CO<sub>2</sub>, the emission of smoke (soot) increased to the highest level of 52.3% by vol. when operating with the normal diesel fuel at full (100%) engine load. Both the CO emitted and the smoke opacity of the exhaust decreased with the increasing volume of jet fuel added to rapeseed oil for all engine loads at speed of 2000 rpm.

Better homogeneity of the air and fuel vapours prepared and thus cleaner combustion of the fuel blends RO80 and RO70 resulted in 3.4% and 19.4% lower smoke opacity compared with the reference value of 26.3% produced by the fully (100%) loaded engine with a neat rapeseed oil. The obtained effect of using mentioned biofuel blends was even greater, with a reduction of 51.4% and 59.5%, when compared with the initial value of 52.3%, which the combustion of diesel fuel produces at the same test conditions.

The studies showed that the added jet fuel to rapeseed oil improved operational properties of the fuel blends RO90, RO80, and RO70 and thus performance efficiency of an engine, reduced the CO emitted, contributed to lower the CO<sub>2</sub> emission and smoke (soot) of the exhaust, but slightly increased the NO<sub>x</sub> emissions as unavoidable penalty.

#### 4. Conclusions

1. Adding of jet fuel to rapeseed oil in 10, 20 and 30% by vol. proportions the kinematic viscosity of rapeseed oil and jet fuel blends RO90, RO80, and RO70 reduced from the reference value of 32.9 mm<sup>2</sup>/s to 22.1, 15.9, and 11.2 mm<sup>2</sup>/s at the temperature of 40 °C. This measure allowed the kinematic viscosity of the tested fuel blends decrease by 32.8%, 51.7%, and 66.0%, respectively.
2. Using of rapeseed oil and jet fuel blend RO70 proved itself as an effective measure to maintain fuel-efficient performance of a DI diesel engine. The brake specific fuel consumption reduced by 6.1% and 2.0% reaching 313.4 g/kW·h and brake thermal efficiency increased by nearly 1.0% and 13.4% (0.296), respectively, compared with those values a fully (100%) loaded engine develops with pure rapeseed oil and diesel fuel at speed of 2000 rpm.

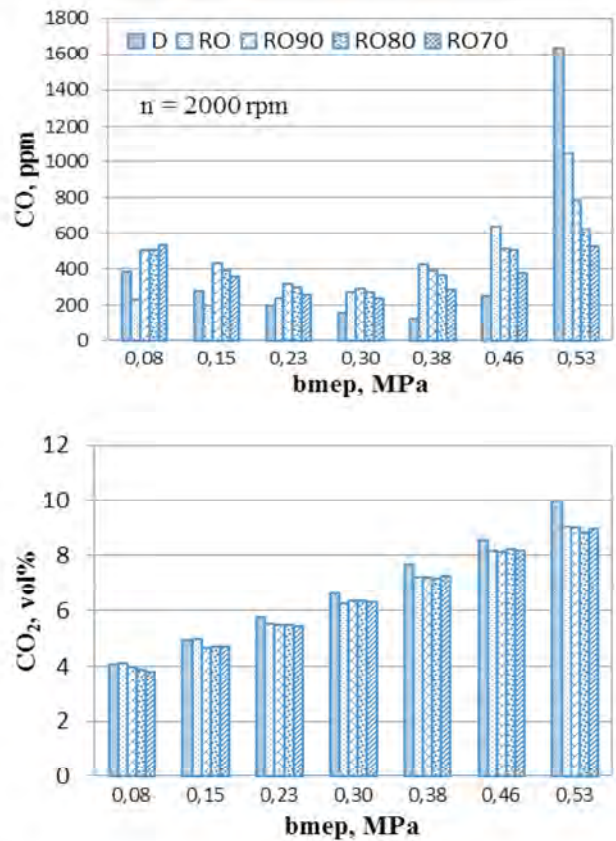


Fig. 5. The dependency of CO and CO<sub>2</sub> emissions on BMEP for various RO and jet fuel blends

3. The maximum NO<sub>x</sub> emissions increased by 13.7% when operating with biofuel blend RO70 compared with that value of 1995 ppm measured with neat rapeseed oil and actually sustained at about the same 2223 ppm level as that of 2210 ppm a straight diesel produces at full (100%) engine load and speed of 2000 rpm.
4. The CO emissions decreased by 50.0% and 68.2%, respectively, when operating with biofuel blend RO70 compared with those values of 1041 and 1636 ppm the combustion of neat rapeseed oil and diesel fuel produces at full (100%) engine load. Whereas the CO<sub>2</sub> emission

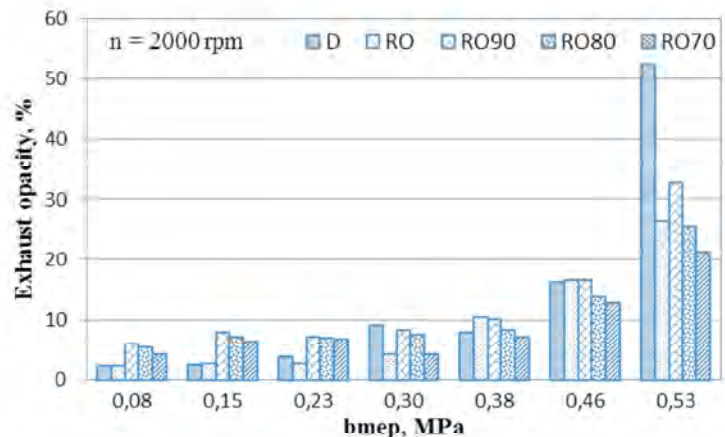


Fig. 6. The dependency of smoke opacity of the exhaust on engine load (bmep) for various RO and jet fuel blends

changed little with the use of various rapeseed oil and jet fuel blends at given test conditions.

5. Smoke opacity (soot) of the exhaust gases reduced by about 3.4% and 19.4% when operating with fuel blends RO80 and RO70 compared with that value of 26.3%

measured with neat rapeseed oil. When fuelled with these fuel blends, the exhaust smoke compiled about as much as a half compared with that value of 52.3% a normal diesel produces at full (100%) load and maximum brake torque speed of 2000 rpm.

## Nomenclature

RO rapeseed oil  
JP-8 aviation-turbine fuel (NATO code F-34)  
RO90 90% rapeseed oil and 10% JP-8 fuel blend

RO80 80% rapeseed oil and 20% JP-8 fuel blend  
RO70 70% rapeseed oil and 30% JP-8 fuel blend

## Bibliography

- [1] Graboski M.S., McCormick R.L. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Elsevier, 2 (24), 1998, 125–164.
- [2] Peterson C.L., Taberski J.S., Thompson J.C., Chase C.L. The effect of biodiesel feedstock on regulated emissions in chassis dynamometer tests of a pickup truck. *Transactions of the ASAE*, 6 (43), 2000, 1371–1381.
- [3] Dorado M.P., Arnal J.M., Gomez J., Gil A., Lopez F.J. The effect of a waste vegetable oil blend with diesel fuel on engine performance. *Transactions of the ASAE*, 3 (45), 2002, 519–523.
- [4] Lotko W., Lukanin V.N., Khatchiyani A.S. Usage of alternative fuels in internal combustion engines. Moscow: MADI (in Russian), 2000.
- [5] Rakopoulos C.D. et al. Comparative performance and emissions study of a direct injection diesel engine using blends of diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins. *Energy Conversion and Management*, 47, 2006, 3272–3287.
- [6] Agarwal D., Agarwal A.K. Performance and emissions characteristics of jatropha oil (preheated and blends) in direct injection compression ignition engine. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2007, 2314–2323.
- [7] Luft M. et al. Optimization of injection of pure rape seed oil in modern diesel engines with direct-injection. SAE Technical Paper 2007-01-2031, 2007.
- [8] Narayana Reddy J., Ramech A. Parametric studies for improving the performance of a Jatropha oil-fuelled compression ignition engine. *Renewable Energy*, 31, 2006, 1994–2016.
- [9] Agarwal A.K. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Elsevier, 33, 2007, 233–271.
- [10] Murugesan A. et al. Bio-diesel as an alternative fuel for diesel engines – a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 2009, 653–662.
- [11] Labeckas G., Slavinskis S. Comparative performance of direct injection diesel engine operating on ethanol, petrol and rapeseed oil blends. *Energy Conversion and Management*, 3 (50), 2009, 792–801.
- [12] Nygren E., Aleklett K., Höök M. Aviation fuel and future oil production scenarios. *Energy Policy*, 2009, 4003–4010.
- [13] Vilutienė V., Labeckas G., Slavinskis S. Using of alternative fuels in a diesel engine (in Lithuanian). *Management Journal of Management*, 1 (22), 2013.
- [14] McDonnell K.P., Ward S.M., McNulty P.B., Howard-Hildige R. Results of engine and vehicle testing of semirefined rapeseed oil. *Transactions of the ASAE*, 6 (43), 2000, 1309–1316.
- [15] Altin R., Cetinkaya S., Yücesu H.S. The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines. *Energy Conversion and Management*, 42, 2001, 529–538.
- [16] Agarwal A.K., Rajamanoharam K. Experimental investigations of performance and emissions of Karanja oil and its blends in a single cylinder agricultural diesel engine. *Applied Energy*, 86, 2009, 106–112.
- [17] Wang Y.D., Al-Shemmeri T., Eames P. et al. An experimental investigation of the performance and gaseous exhaust emissions of a diesel engine using blends of a vegetable oil. *Applied Thermal Engineering*, 26, 2006, 1684–1691.
- [18] Labeckas G., Slavinskis S. Performance of direct-injection off-road Diesel engine on rapeseed oil. *Renewable Energy*, 6 (31) 2006, 849–863.

Labeckas Gvidonas, DSc., DEng. – Professor at the Power and Transport Machinery Engineering Institute, Engineering Faculty of Aleksandras Stulginskis University in Kaunas, Lithuania.



Kanapkienė Irena – PhD student at the Power and Transport Machinery Engineering Institute, Engineering Faculty of Aleksandras Stulginskis University in Kaunas, Lithuania.



## Numerical investigation on diesel combustion and emissions with a standard combustion model and detailed chemistry

The aim of this study was to determine possibilities of the soot and  $\text{NO}_x$  emissions reduction from an existing heavy-duty compression-ignition (CI) engine based only on in-cylinder techniques. To that end numerical simulations of such processes as a multiphase fuel flow through injector nozzles, a liquid fuel jet breakup and evaporation, combustion and emissions formation were performed in AVL Fire 3D CFD software. The combustion process was calculated with the ECFM-3Z model and with the detailed *n*-heptane oxidation scheme that consisted of 76 species and 349 reactions. Both approaches of combustion modeling were validated against experimental data from the existing engine working under 75% and 100% loads. As for the reduction of the  $\text{NO}_x$  emission an introduction of exhaust gas recirculation (EGR) was investigated. As for the soot concentration reduction such measures as an increased rail pressure, application of a post-injection and an increased injector nozzles conicity were investigated. Finally the ECFM-3Z model with emissions models, as well as the *n*-heptane mechanism predicted that it is possible to reach specified emissions limits with application of EGR, post-injection and increased nozzles conicity.

Key words: diesel, *n*-heptane, ECFM-3Z model, combustion, emissions, soot,  $\text{NO}_x$ , EGR, post-injection

### 1. Introduction

The development of the industrial sector became the reason of the emissions growth. According to [1] transport is the source of 13% of the global greenhouse gas emissions. Apart from  $\text{CO}_2$ , during combustion process in the internal combustion engines  $\text{NO}_x$ , CO, unburned hydrocarbons (UHC) and particulate matter (mostly soot) are generated. These pollutants are harmful not only for the environment but also for the humans. In order to reduce their level in the atmosphere and impact on people's health emissions standards have been introduced and are updated every couple of years. In the United States emission standards are managed on a national level by the Environmental Protection Agency (EPA) and currently Phase 3A is in force (2010-2016). In European Union current emission standard for passenger cars and light commercial vehicles is Euro 6 defined in a series of directives. As for the marine application engines emission standards are introduced by International Maritime Organization (IMO) which is the United Nations specialized agency with responsibility for the safety and security of shipping and the prevention of marine pollution by ships. The new standards Tier III that will be introduced in 2016 require reduction of  $\text{NO}_x$  by 80% in regard to the current regulations in the Emission Control Areas [2].

Because of the enforced emission standards manufacturers are obligated to continuously decrease emissions from vehicles they produce. The main challenge for modern compression-ignition (CI) engines is to simultaneously reduce soot and  $\text{NO}_x$  concentrations in exhaust gases while maintaining fuel efficiency. Both after-treatment and in-cylinder strategies are adopted in practice to reduce these emissions. However, after-treatment systems have issues of cost, packaging and fuel efficiency penalties. Therefore, in-cylinder combustion control techniques are more favorable when it comes to pollutant emissions reduction in internal

combustion engines. The most popular and very effective method for  $\text{NO}_x$  reduction is application of exhaust gas recirculation (EGR). Redirecting some of the exhaust gases back into the combustion chamber results into lower temperatures during the combustion process and lower  $\text{NO}_x$  concentrations. Although EGR application may reduce  $\text{NO}_x$  emission significantly, it usually results in undesirable soot emission increase due to lowering the oxygen concentration. Thus, together with EGR, additional measures against soot emission need to be taken in order to meet both soot and  $\text{NO}_x$  legislation levels in CI engines.

One of the possibilities of soot reduction in CI engine is intensification of air-fuel mixing during the combustion process. It can be achieved by increased injection pressure or modified injector nozzles geometry that allow better spray atomization and fuel evaporation. Better mixing results in intensification of the soot oxidation during the combustion process and lower soot concentration overall. Furthermore, the use of close-coupled post-injections is another in-cylinder strategy that has been proved to be effective for soot reduction. Closed-coupled post-injection features a main fuel injection as in conventional CI engines, followed by a relatively small amount of post injected fuel, where the dwell between the end of main-injection and the start of post-injection is short, typically a few crank angle degrees.

Much experimental and numerical work has been conducted to verify the efficacy of post-injection in soot reduction. Reitz et al. in [3–5] analyzed a possibility of simultaneous soot and  $\text{NO}_x$  emission reduction with post-injection. With tests and analysis on a single cylinder version of the Caterpillar 3406 heavy duty CI engine, they concluded that the soot reduction is affected by the fueling ratio and the dwell between two or more injection pulses, and there exists an optimum injection scheme for soot emission control. O'Connor and Musculus [6] reviewed a current understanding of Post-Injections influence on soot reduction in CI

engines and they concluded that Post-Injection strategies can be implemented without a penalty in  $\text{NO}_x$  and they usually become more effective in soot reduction at higher rates of EGR. Most recently Yue et al. [7] using KIVA 3D CFD code validated detailed chemical scheme proposed in [8, 9] for multi-dimensional engine CFD modeling and emissions prediction in CI engines. Authors confirmed that the mechanism predicts combustion process and soot concentrations under engine operating conditions with Post-Injection with good agreement. They also developed an analysis method, which can quantify and visualize soot formation, soot oxidation, soot from Main-Injection and soot from Post-Injection individually. With this tool it was possible to observe that both soot formation and soot oxidation are enhanced by Post-Injection. Soot formation is increased due to larger amount of fuel injected and the soot oxidation is enhanced due to an elevation of temperature, which is more likely to be the reason of net soot reduction by Post-Injection.

The aim of the present study is to verify possibilities of soot and  $\text{NO}_x$  emissions reduction in an existing heavy-duty CI engine to the level of Tier III emission standards that will be binding in maritime applications since 2016. Firstly, four engine cases were modeled using AVL Fire CFD solver, featuring two approaches – combustion simulations with ECFM-3Z model with emissions models and simulations with a detailed chemistry mechanism that was able of  $\text{NO}_x$  concentration and soot precursors prediction. These cases, corresponding to four engine operating points with conventional single-pulse injection, were validated against measurements in terms of  $\text{NO}_x$  concentration, soot concentration, IMEP and pressure trace consistence. Once the model was validated further simulations were conducted including increased rail pressure, increased nozzles conicity and introduction of the Post-Injection. Finally, influence of these measures on emissions was compared. Also differences between results obtained with the models and the mechanism were presented and commented.

## 2. Simulation tools

The AVL Fire code was used in this study to provide the CFD simulations. As for turbulence modeling, the  $k$ - $\zeta$ - $f$  model [10] was applied. The spray breakup was predicted by two models – blob injection for primary breakup and WAVE-child for secondary breakup [11]. The combustion process was modeled with use of the ECFM-3Z model with kinetic model for soot and extended Zeldovich model for  $\text{NO}_x$  formation [12, 13]. Furthermore, each considered combustion case was also calculated with detailed chemical scheme for n-heptane/n-butanol fuel blends [9] that consisted of 76 species and 349 reactions. The mechanism included submechanisms for  $\text{NO}_x$  formation and for soot prediction through the 4-ring PAH species, pyrene.

In order to reduce the computational time needed for 3D CFD simulations with detailed chemistry, the multi-zone chemistry solution method was used. This method reduces the total computational resources required for the solution by introduction of a reduced number of zones for chemistry calculation. The computational zones with similar tempera-

tures and equivalence ratios are mapped on to this reduced set of zones for which chemistry is solved. After the chemistry calculation, the species concentration and internal energies are mapped back on to the fully-resolved computational grid. Thanks to this approach in investigated cases the chemistry was solved for approximately 8000–14000 zones instead of every computational cell.

## 3. Simulation setup

### 3.1. Nozzle flow simulations

The combustion process taking place in CI engines is strongly dependent on fuel injection and mixture preparation. Proper prediction of such processes as liquid fuel jet breakup, fuel evaporation and mixing is essential for combustion simulations. In order to obtain most realistic conditions for fuel ignition and combustion, for each setup considered in this study simulations of fuel flow through the injector nozzles were conducted. Results of the flow parameters at nozzle orifices exit were written in the nozzle file. Next, these files were used as an input data for spray prediction during the combustion simulations.

In the common-rail direct injection system, the single injector is supplied with the fuel under high pressure from the common fuel accumulator. Liquid fuel is injected into the combustion chamber through multiple injector nozzles. In this study two levels of fuel pressures are considered – basic pressure  $p_{in} = 1500$  bar and increased pressure  $p_{in} = 1800$  bar. In case of increased pressure, orifice outlet diameter was reduced in order to retain the same fuel mass flow. The injection process is driven by the needle movement. For transient simulations of the injection process the experimental needle lift profiles and fuel pressure profiles are used (Fig. 1).

Because of the construction of the injector a pressure wave is traveling back and forth during the injection process

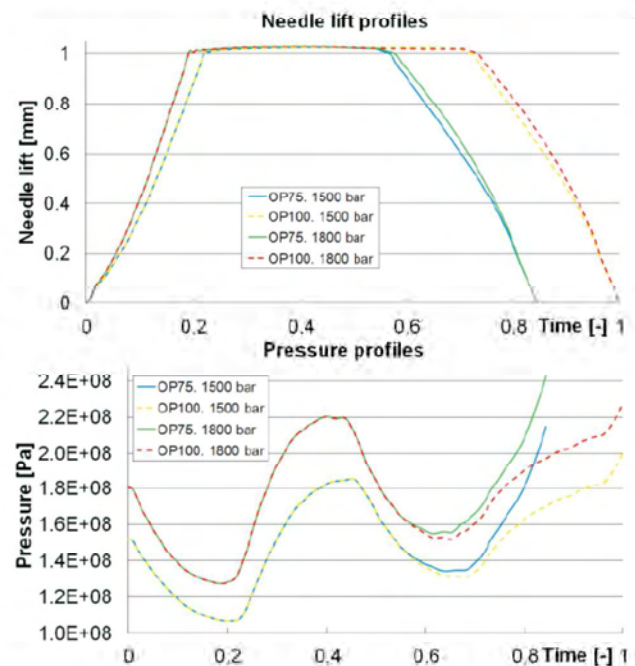


Fig. 1. Needle lift and injection pressure profiles

resulting in significant pressure fluctuations in the nozzles which could affect post-injection. Thus, in order to apply post-injection, a new injector with compensation volume was designed and nozzle flow simulations for cases with post-injection were calculated with constant pressure inlet boundary condition.

Nozzle flow was calculated for real injector geometry, which involved 12 nozzles arranged in 2 rows (Fig. 2). All nozzles considered in this study have the same orifice inlet rounding  $r$  and bore length  $L$ , but differ in diameter of the bore and conicity factor. However, for each investigated case the same fuel mass flow is always retained by changing orifice outlet diameter. The nozzle conicity factor  $K$  is defined as:

$$K = \frac{D_{in} - D_{out}}{L} \times 100 \quad (1)$$

Three different conicity factors ( $K_0$ ,  $K_3$ ,  $K_6$ ) were considered for each nozzle. The conicity factor  $K_0$  means that the nozzle has cylindrical shape. A cross-section through one of the nozzles with marked different  $K$ -factors is presented in Fig. 2.

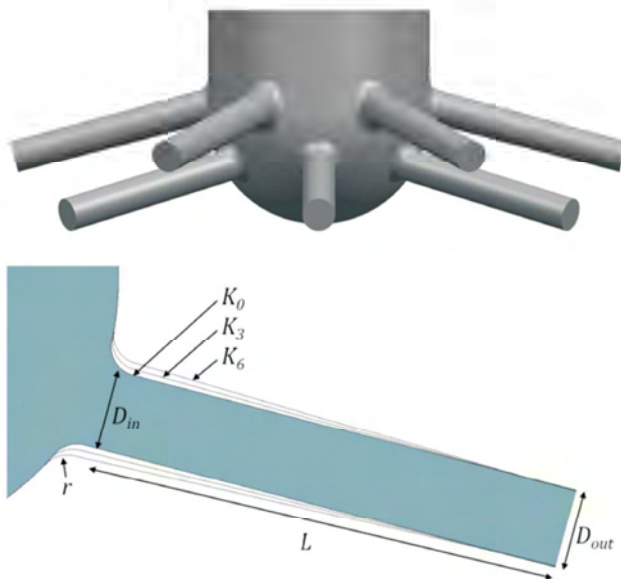


Fig. 2. Considered injector geometry

For the purposes of this study, six meshes for three different  $K$ -factors and two different fuel pressures were prepared. Thanks to 12 injector symmetry planes, single mesh covered 1/12<sup>th</sup> of the injector volume including 2 injector nozzles. All meshes were structural, consisting entirely of hexahedral elements and included moving layers responsible for needle movement simulations. At the outlet of the nozzles additional Dummy Volumes were created to ensure more realistic outlet boundary conditions. One of the meshes with applied boundary conditions is presented in Fig. 3.

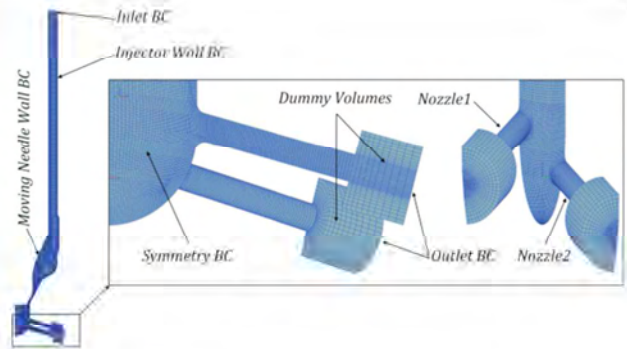


Fig. 3. Mesh for nozzle flow simulations

### 3.2. Combustion simulations

The engine investigated in this study was heavy-duty, 6-cylinder, 4-stroke CI engine for maritime applications. The engine configuration and operating conditions are included in Table 1. Two engine operating points (OP75 – 75% load and OP100 – 100% load) and two levels of EGR (0% and 20%) were under investigation.

Two different fuels were considered in this study depending on the simulations approach. Combustion simulations with the ECFM-3Z model were performed for diesel-D1 fuel, which properties represent real light diesel fuel. The most important fuel property in terms of combustion is Lower calorific value (LCV), because it determines total amount of heat released during the cycle and eventually influence the IMEP, fuel consumption and emissions. The LCV of diesel-D1 fuel used for simulations was of 42.34 MJ/kg.

Although the detailed kinetic mechanism used for simulation had the ability of predicting n-heptane/n-butanol fuel blends, only n-heptane was investigated in this study as a single component diesel surrogate. Despite similar cetane number, other properties of n-heptane differ from real diesel fuel. Especially n-heptane LCV of 44.57 MJ/kg can influence the combustion process. Because of the higher LCV of n-heptane, the IMEP results obtained from combustion simulations with the mechanism are expected to be up to 5% higher than values obtained from simulations with the ECFM-3Z model.

Differences in other n-heptane properties can have significant impact on spray development process. Therefore, in combustion simulations that incorporate n-heptane kinetics, physical properties of diesel-D1 fuel are used for spray prediction in order to provide realistic injection, break-up, evaporation and fuel mixing behavior.

In order to perform CFD combustion simulations, such injection parameters as start of injection, injection duration or number of injections during one cycle need to be defined. In this work two injection strategies were considered – main-injection-only (MIO), during which fuel was injected once per cycle, and multiple injection divided into main-injection and post-injection. Injection timings and durations are given in Table 2.

Table 1. Investigated engine configuration

Engine type	6-cylinder, 4-stroke CI
Bore	320 mm
Stroke	480 mm
Number of nozzle holes	12
Engine speed	600 rpm
Considered loads	75%/100%
Considered EGR mass	0%/20%

Table 2. Considered injection timings

Injection timings for OP75	
Start of injection	0 °CA (TDC)
Main-injection-only duration (0%/20% EGR)	20.7/22 °CA
Main-injection duration before post-injection (20% EGR)	20.5 °CA
Dwell between main and post	3/7.5/12 °CA
Post-Injection duration (20% EGR)	4 °CA
Injection timings for OP100	
Start of injection	-2.5 °CA
Main-injection_ only duration (0%/20% EGR)	24.5/25.6 °CA
Main-injection duration before post-injection (20% EGR)	23.8 °CA
Dwell between main and post	3/7.5/12 °CA
Post-injection duration (20% EGR)	4.2 °CA

For main-injection-only combustion simulations with detailed chemistry injection timings and injected fuel mass were the same as in the experiment. As for simulations with the ECFM-3Z model Start of injection in all cases needed to be shifted 1 °CA earlier in order to match the measured in-cylinder peak firing pressure (PFP) for  $K_0$  nozzle conicity and 1500 bar rail pressure. For  $K_3$  and  $K_6$  nozzle conicity, as well as for 1800 bar rail pressure, injection timing and injected fuel mass did not change (due to reduced nozzles diameter). In cases with post-injection, start of injection and the fuel mass injected during whole cycle were the same as in corresponding main-injection-only cases. However, the main-injection duration was reduced and resulting difference in fuel mass was injected during the post-injection. Only one post-injection fuel amount, defined as  $m_{post}/m_{main} = 0.09$ , was considered in this study. For each case with post-injection, three different dwells between main and post were considered – 3 °CA, 7.5 °CA and 12 °CA. The injection rates for combustion simulations are presented in Fig. 4 and relate to  $K_0$  nozzle conicity and 1500 bar rail pressure. Injection rates for other nozzles and rail pressure were similar due to adjustment of nozzles diameter.

In order to provide most realistic diesel ignition condition, nozzle files obtained in nozzle flow simulations were used as an input data for spray prediction. Furthermore, specific spray properties, such as liquid penetration length, spray angle and spray shape needed to be adjusted to match real spray properties. Parameters adjustment for these properties was not considered in this work, due to lack of

spray experimental data. Instead, primary and secondary breakup parameters adjusted for similar nozzles and conditions were taken from [14] and were used in this study for spray prediction.

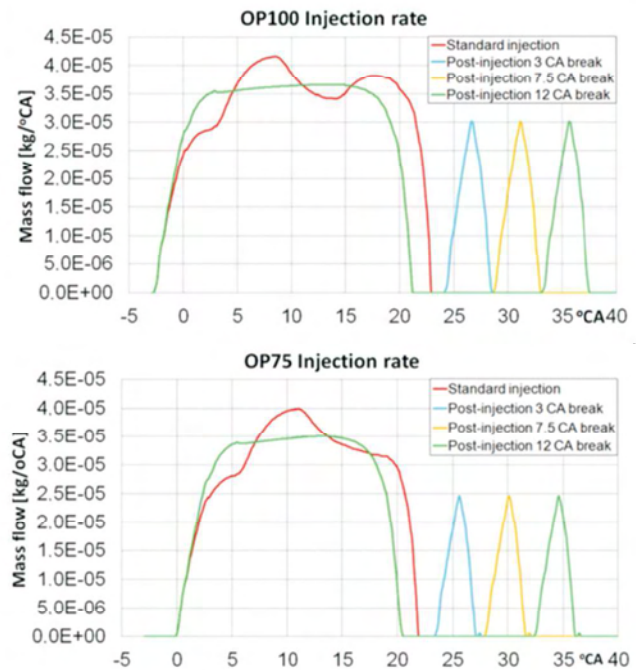


Fig. 4. Considered injection rates

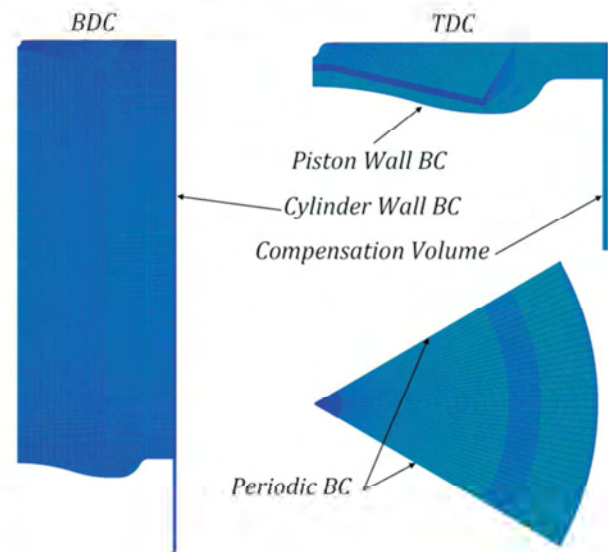


Fig. 5. Numerical mesh with boundary conditions

Combustion simulations covered spray prediction from two nozzles (upper and lower). Structural moving mesh was created for 1/6<sup>th</sup> of the cylinder volume. Intake and exhaust valves were not considered. Instead, a compensation volume was included in the mesh. The number of mesh elements changed during simulations from 426072 cells at top dead center (TDC) to 2092312 cells at bottom dead center (BDC). Numerical mesh with applied boundary conditions at these two positions is presented in Fig. 5.

## 4. Results

### 4.1. Model validation

The numerical model needed to be validated against experimental data, in order to recognize that results obtained with simulations were trustworthy. Therefore, such results as IMEP, pressure trace, soot emission and  $\text{NO}_x$  emission for 100% and 75% loads with 0% and 20% of EGR were validated against measurements for MIO cases with  $K_0$  nozzle and 1500 bar rail pressure. In addition, ignition delays

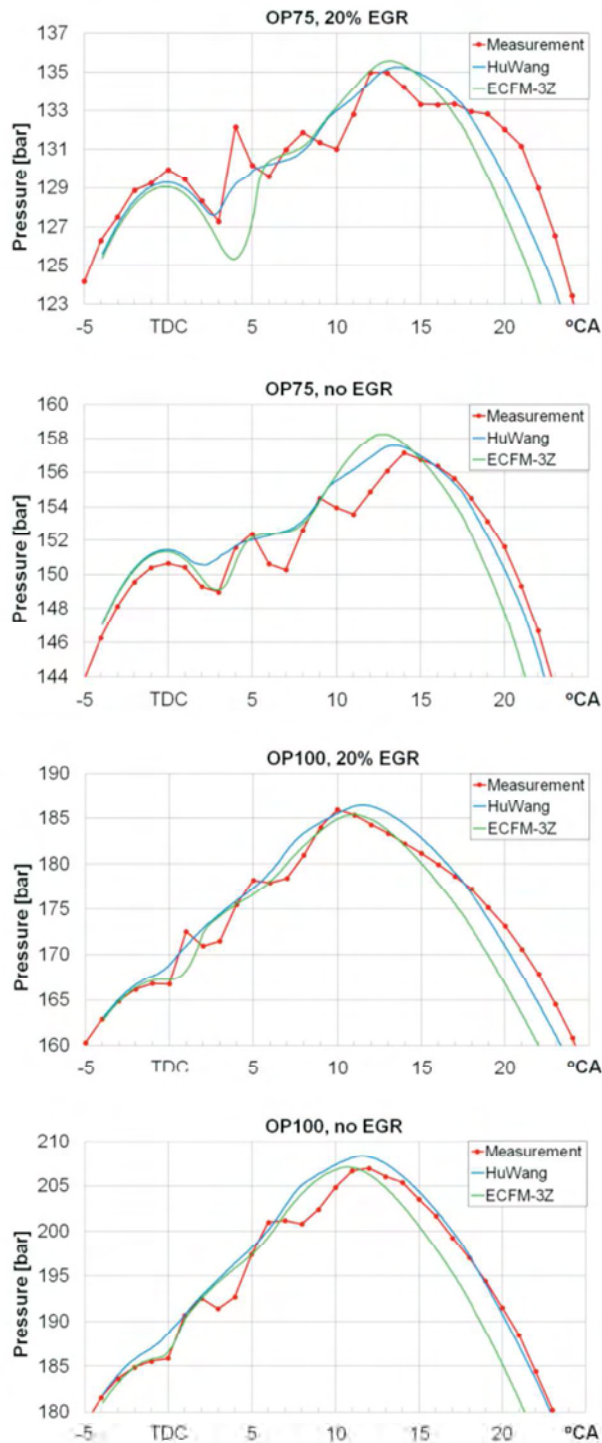


Fig. 6. Pressure trace validation

predicted by the model and the mechanism were compared to real ignition delays estimated based on in-cylinder pressure measurement. For soot and  $\text{NO}_x$  emissions also limits that need to be achieved were defined.

For all considered cases ignition and peak pressure was matched with measurement reasonably well. However, as mentioned before, injection timings in simulations with the ECFM-3Z model needed to be switched  $1^\circ\text{CA}$  earlier. More differences between the measurement, the ECFM-3Z model and the Wang mechanism can be observed in ignition delay. The definition of the ignition delay is the time lag between the start of injection to start of the combustion. The start of the combustion is taken as the angle value at which heat release rate (HRR) changes from negative to positive [15]. Based on that description, estimated ignition delay times predicted by the kinetic mechanism for n-heptane and by the ECFM-3Z model for diesel-D1 fuel are given in Table 3.

Table 3. Calculated ignition delays

Case	OP75	OP100
ECFM-3Z 0% EGR	2.6 $^\circ\text{CA}$	2.4 $^\circ\text{CA}$
ECFM-3Z 20% EGR	3.6 $^\circ\text{CA}$	3.1 $^\circ\text{CA}$
Wang 0% EGR	1.0 $^\circ\text{CA}$	0.9 $^\circ\text{CA}$
Wang 20% EGR	1.2 $^\circ\text{CA}$	1.0 $^\circ\text{CA}$

It is clearly visible that the ECFM-3Z model predicts longer ignition delay times for diesel-D1 fuel than the Wang mechanism for n-heptane. Based on pressure trace results and knowing that the injection timings in cases calculated with the model were switched  $1^\circ\text{CA}$  early, real ignition delay times under investigated conditions can be estimated to be somewhere between the ones predicted by the model and by the mechanism. However, these estimations accuracy is only  $1^\circ\text{CA}$  due to low pressure measurement resolution.

After the peak pressure is reached differences in its drop are observed in all cases. The in-cylinder pressure drops the fastest in simulations with the ECFM-3Z model. The Wang mechanism predicts the pressure to be closer to the measured value during the power stroke, after the injection. The ECFM-3Z model predicts lower HRR at this stage of combustion and less heat released overall. Since injected fuel mass is the same in cases calculated with the model and the mechanism, this difference can be explained by different lower calorific values of the diesel-D1 fuel and n-heptane. However, the difference up to 5% was expected in IMEP in favor of the Wang mechanism, while simulations results show that the mechanism predicts 8–9% higher IMEP than the ECFM-3Z model. In Figure 7 measured IMEP values are compared to predicted ones, showing that both the mechanism and the model underestimated IMEP in all considered cases. Although the Wang kinetic scheme for n-heptane oxidation underestimated the power output and ignition delay times, it was superior to the ECFM-3Z model in combustion simulations for investigated CI engine operating conditions.

In order to determine the possibilities of emissions reduction based on 3D CFD simulations, reference cases

needed to be validated against experimental data of emissions concentration. In Figure 8 measured and calculated soot and  $\text{NO}_x$  emission concentrations for MIO,  $K_0$  nozzle conicity and 1500 bar rail pressure reference cases are compared. Results of soot and  $\text{NO}_x$  mass fractions that were calculated needed to be converted to filter smoke number (FSN) for soot and  $\text{g/kW}\cdot\text{h}$  for  $\text{NO}_x$ . These conversion takes into account total charge mass and power output. Only after conversion calculated results could be compared against measurements. Emissions targets are 0.5 FSN for soot (which is an equivalent of visible smoke) and 2.5  $\text{g/kW}\cdot\text{h}$  for  $\text{NO}_x$ .

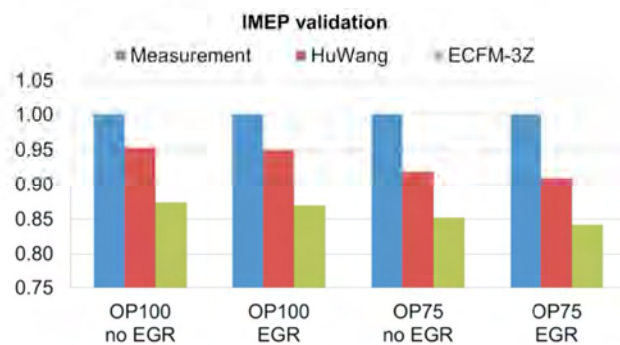


Fig. 7. Results of IMEP for MIO,  $K_0$  nozzle conicity and 1500 bar rail pressure normalized in regard to measurements

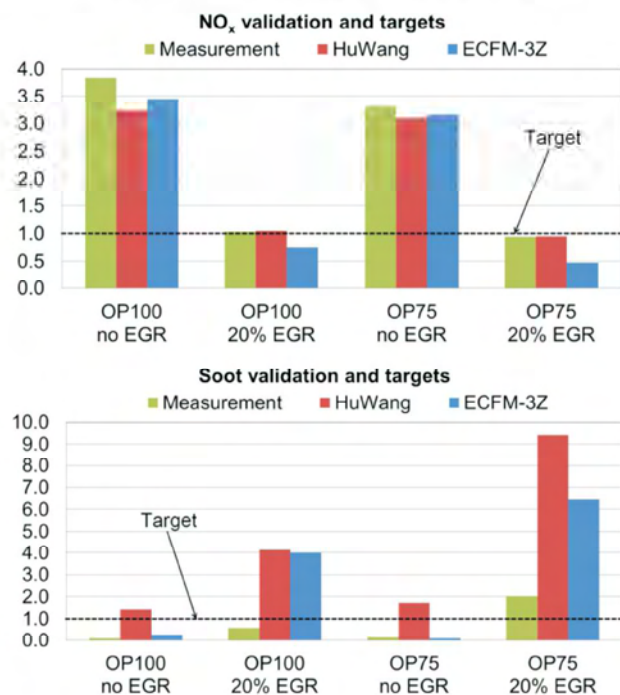


Fig. 8. Soot and  $\text{NO}_x$  emissions validation for MIO,  $K_0$  nozzle conicity and 1500 bar rail pressure normalized in regard to the target levels

For  $\text{NO}_x$  emission it is observed that both extended Zel-dovich model and the Wang mechanism predicted measured values with reasonable agreement for cases without EGR. The measurement is slightly underestimated and results obtained with the model are closer to reality. In cases with

20% of EGR the model underestimated the  $\text{NO}_x$  emission even more, especially for OP75 (by about 50%). On the other hand, detailed mechanism predicted the  $\text{NO}_x$  emission in cases with 20% of EGR better, matching the measurement for both operating points. As for the targets, it is evident that they can be met only with application of EGR. For OP75 operating point, the level of 20% EGR was enough to meet  $\text{NO}_x$  emission targets, while for OP100 operating point with the same level of EGR 5% reduction in  $\text{NO}_x$  emission is still required.

In case of soot emission, results predicted with the ECFM-3Z and Kinetic soot models matched the measurement for cases without EGR, while for 20% of EGR calculated soot concentrations were overestimated over four times for OP100 operating point and over six times for OP75 operating point. The Wang mechanism overestimated soot concentration even more, especially for cases without EGR, where practically no soot should have been produced according to the measurement and the ECFM-3Z model. The soot emission target is met for both operating points without EGR and for OP100 operating point with 20% of EGR applied according to measurements. For OP75 operating point with 20% of EGR, the soot concentration does not meet the target and requires reduction by about 50%. As a conclusion, the  $\text{NO}_x$  emission is predicted better by the Wang detailed mechanism (matching the measurement for cases with EGR), while the soot emission is predicted better by the kinetic soot model (matching the measurement for cases without EGR). The application of 20% of EGR resulted in  $\text{NO}_x$  concentration reduction to the target level and significant increase in soot concentration. Higher net-soot emission in EGR cases is caused by increased soot production during the combustion process and worse soot oxidation, due to lower level of the oxygen, lower pressures and lower temperatures. Therefore, soot reduction possibilities for cases with 20% of EGR are also investigated in this study, in order to meet both  $\text{NO}_x$  and soot emission targets.

#### 4.2. Main-injection-only results

Once numerical model was validated possibilities of emissions reduction could be investigated. In previous subsection it was clearly visible that when it comes to emissions concentration with applied EGR neither models, nor detailed chemistry delivered results that were in agreement with measurements, especially in case of soot. However, knowing required emissions reduction level (from measurements and target limits), it was possible to perform further numerical investigations and compare obtained results with reference cases that were validated. Such approach could give answer of what level of emissions reduction could be expected in regard to reference cases.

In this subsection increased rail pressure (1800 bar) and increased nozzles K-factor ( $K_s$  and  $K_o$ ) are analyzed as possible measures for soot reduction. Since typical soot- $\text{NO}_x$  trade-off was expected, the influence of undertaken measures on  $\text{NO}_x$  concentration was also investigated. Results of IMEP, soot emission and  $\text{NO}_x$  emission for MIO cases are presented. All results were normalized in regard to cor-

responding validated cases (MIO,  $K_0$  nozzle conicity and 1500 bar rail pressure). It made results comparable between different K-factors and rail pressures, but not between the ECFM-3Z model and the Wang mechanism.

Firstly, IMEP results should be compared (Fig. 9). For both operating points application of higher fuel pressure and higher nozzles conicity resulted in IMEP increase (also in power output increase) up to 4% for OP75 operating point with  $K_6$  nozzle and 1800 bar rail pressure. It was probably caused by better fuel atomization and mixing, leading to better burning and higher in-cylinder pressures and temperatures. The relative IMEP changes predicted by the ECFM-3Z model and the Wang mechanism are on similar level. Thanks to higher IMEP for the same fuel mass injected, also engine efficiency was increased. Differences in IMEP are important to mention, because emissions concentrations are expressed in terms of power output. Therefore, changes in engine power and efficiency are reflected in  $\text{NO}_x$  and soot final concentrations.

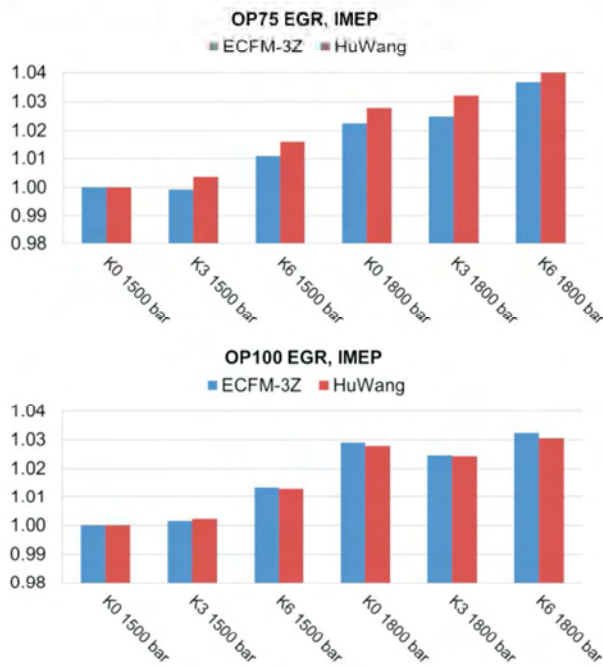


Fig. 9. Normalized IMEP for MIO cases

In Figures 10–13 temperatures and  $\text{NO}_x$  formation at cross-section of the upper nozzle during combustion are visualized for OP100 operating point with 20% of EGR. Results at 738 °CA are compared between  $K_0$  1500 bar and  $K_6$  1800 bar MIO cases, for which the biggest differences are expected to be observed. The  $\text{NO}_x$  is formed in regions of the highest temperatures (above 2200 K), according to the model. Comparing two presented cases it is visible that for  $K_6$  nozzle and 1800 bar rail pressure areas of temperatures higher than 2200 K are bigger which leads to bigger areas of  $\text{NO}_x$  formation. The mechanism predicts higher maximum temperatures than the ECFM-3Z model. This difference reaches 200 K and should have influence on emission results. In case of the Wang mechanism only NO formation is

shown (not including  $\text{NO}_2$ ). However, it should be adequate for comparison, since NO concentration is 80% of all  $\text{NO}_x$  emission predicted by the mechanism. The  $\text{NO}_x$  formation

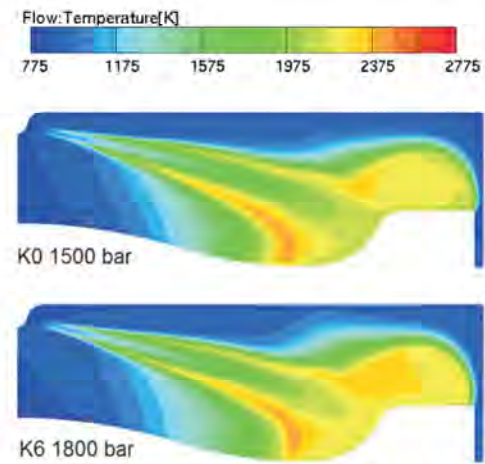


Fig. 10. 3D results of temperature predicted by the ECFM-3Z with extended Zeldovich model for OP100 MIO at 738 °CA

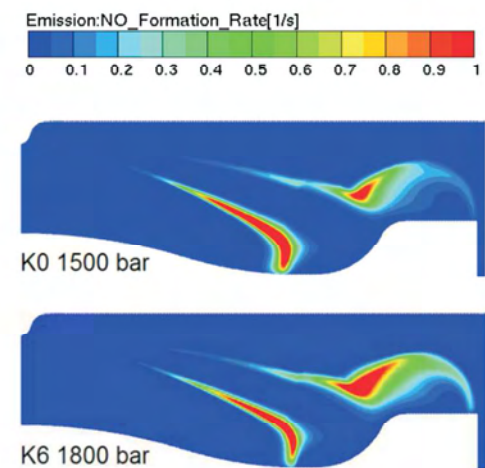


Fig. 11. 3D results of  $\text{NO}_x$  formation predicted by the ECFM-3Z model with extended Zeldovich model for OP100 MIO at 738 °CA

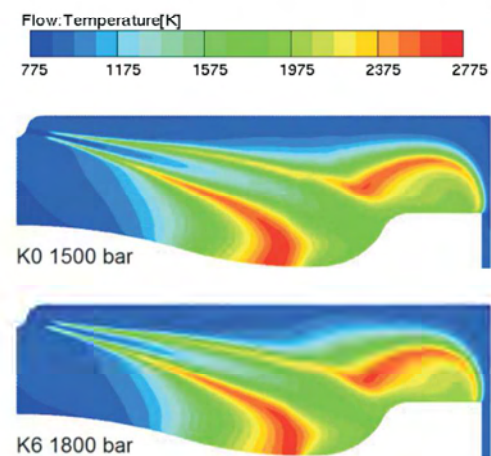


Fig. 12. 3D results of temperature predicted by the Wang mechanism for OP100 MIO at 738 °CA

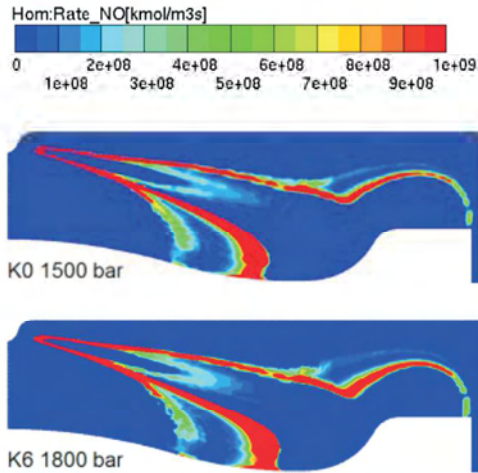


Fig. 13. 3D results of NO<sub>x</sub> formation predicted by the Wang mechanism for OP100 MIO at 738 °CA

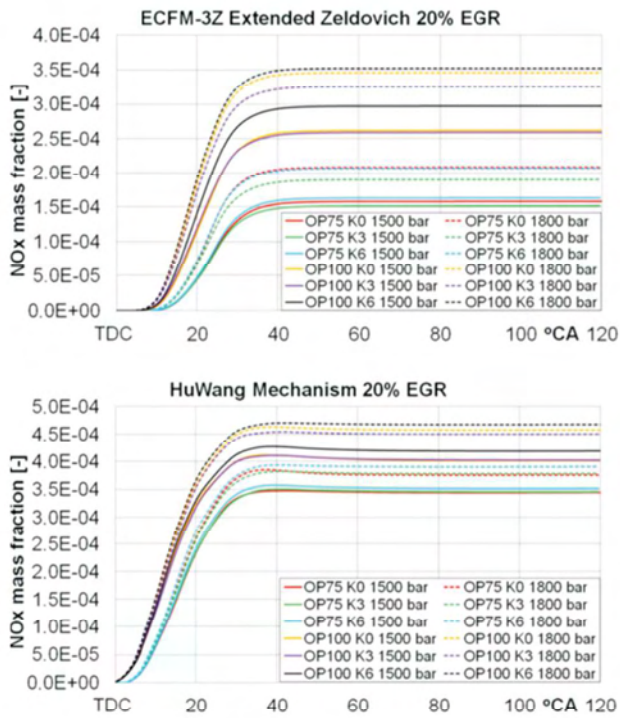


Fig. 14. NO<sub>x</sub> formation 2D results for MIO cases with 20% of EGR applied

areas predicted by the mechanism are also different than the ones predicted by the model – NO<sub>x</sub> is formed not only in the areas of the highest temperatures, but also at the flame front where temperatures are lower, but more nitrogen and oxygen is available.

When 2D results of NO<sub>x</sub> formation are compared (Fig. 14) it can be stated that higher NO<sub>x</sub> emission is predicted for higher rail pressure both by extended Zeldovich model and the Wang mechanism. On the other hand, influence of nozzle K-factor on emissions is not clear. Furthermore, for OP100 engine operating point NO<sub>x</sub> formation starts earlier due to early injection. It can be observed that the Wang mechanism always predicted higher NO<sub>x</sub> concentration

than the extended Zeldovich model, as expected based on temperature results.

Soot concentration results are firstly compared based on 3D results of equivalence ratio and soot formation for OP100 operating point with 20% of EGR at 738 °CA (Fig. 15–17). Again, K<sub>0</sub> 1500 bar and K<sub>6</sub> 1800 bar MIO cases were chosen for comparison, because the biggest differences between them are expected. Nonetheless, differences between results calculated with the ECFM-3Z model are minor. It can be observed that the area of highest soot formation corresponds to the equivalence ratios of  $\phi > 2$ . The negative values of the formation reflect the soot oxidation process, which takes place at the perimeters of reacting spray, where more oxygen is available and fuel is better mixed with the air. Soot formation rate predicted by the Wang mechanism shows slightly different behavior. Results of equivalence ratio were not available in this case and only soot precursor (pyrene) formation results are presented. Its main formation area is bigger and located further away from the nozzle than the soot formation predicted by the model. Also more

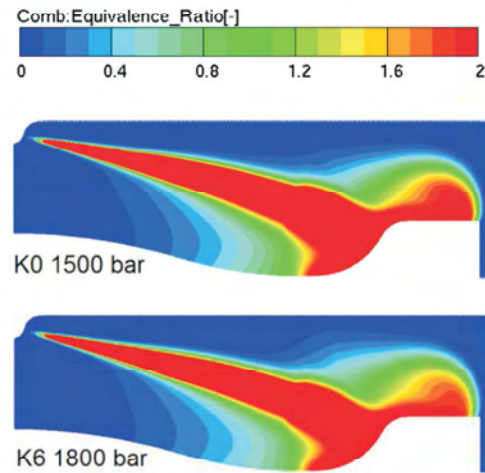


Fig. 15. 3D results of equivalence ratio predicted by the ECFM-3Z model for MIO at 738 °CA

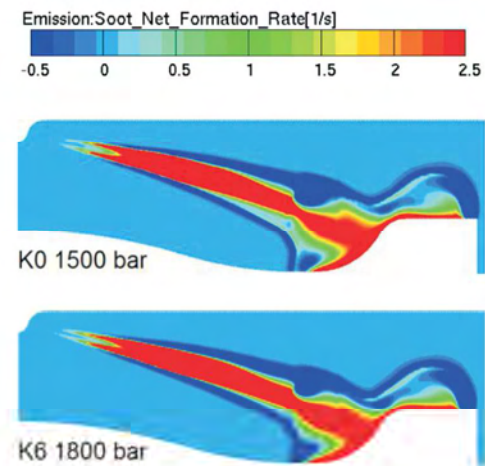


Fig. 16. 3D results of soot formation predicted by kinetic soot model for MIO at 738 °CA

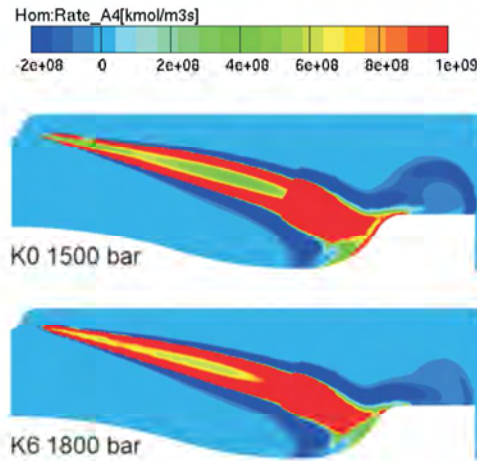


Fig. 17. 3D results of soot precursor (pyrene) formation predicted by the Wang mechanism for MIO at 738 °CA

clear differences between two compared cases are visible. Smaller soot formation and bigger oxidation areas are observed for  $K_0$  nozzle and 1800 bar rail pressure in regard to the reference case.

In Figure 18 2D results of soot formation during combustion are presented. In case of the ECFM-3Z model for all considered cases similar soot formation intensity is observed during the injection. Also similar level of maximum concentration is reached at the end of fuel injection for both operating points, rail pressures and all nozzles K-factors. The differences are observed after the end of injection, where soot oxidation rate differ between cases. The oxidation takes place till the exhaust valve opening at

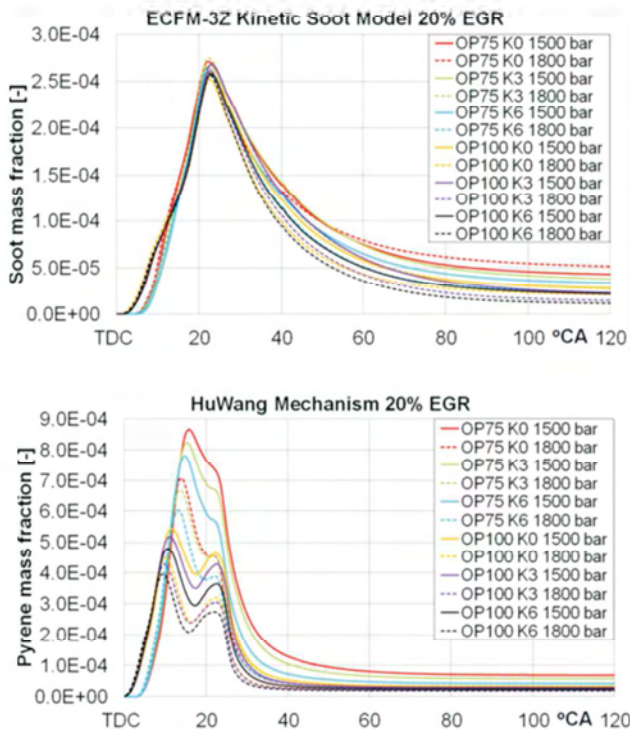


Fig. 18. Soot formation 2D results for MIO cases with 20% of EGR applied

120 °CA. In general soot reduction rate is higher for higher rail pressure and nozzle conicity resulting in lower emissions at the end. Only for OP75 operating point,  $K_0$  nozzle and 1800 bar rail pressure soot reduction rate is visibly lower and in this case final soot emission is the highest. The reason of this behavior might be related to the fact that it was the only case for which significant amount of vapor phase was present at the outlet of the nozzle orifice during the injection.

Soot formation and oxidation behavior predicted by the Wang mechanism is visibly different. The maximum soot concentration is reached earlier and is higher for higher rail pressure and nozzle K-factors. Also fuel mass flow fluctuations are reflected in soot concentration results as two local maxima observed especially for OP100 operating point cases. Unlike in the ECFM-3Z model simulations, soot oxidation predicted by the Wang mechanism takes the dominant role before the end of injection and last shorter. The oxidation is finished between 60 °CA and 70 °CA and soot mass fraction does not change after this point. The differences between final soot concentrations calculated with the Wang mechanism are much smaller than the differences between results calculated with the ECFM-3Z model.

Since both  $NO_x$  (by 5% for OP100 operating point) and soot (by 50% for OP75 operating point) emission reduction is required and trade-off between these two pollutants is expected, all results are presented in Fig. 19 in order to decide which direction should be followed. Presented results were normalized in regard to  $K_0$  nozzle conicity and 1500 bar rail pressure reference cases separately for OP75 operating point, OP100 operating point, the ECFM-3Z model and the Wang mechanism. Before normalizing, calculated mass fraction concentrations were converted to  $g/kW \cdot h$  for  $NO_x$  emission and  $mg/kW \cdot h$  for soot emission in order to take into account IMEP (power output) differences between cases. Also targets that need to be met are marked on the charts.

From presented results it can be concluded that increased rail pressure resulted in rise of the  $NO_x$  emission by about 20% according to the ECFM-3Z model and by 5–10% according to the Wang mechanism. The soot emission is in general reduced with application of the higher rail pressure, but the level of reduction is different for individual cases. Only for OP75 operating point and  $K_0$  nozzle conicity soot concentration was increased for 1800 bar rail pressure. Although higher rail pressure resulted in soot reduction, its application also led to increase in  $NO_x$  concentration. As for different nozzle K-factors it was observed that in general both the ECFM-3Z model and the Wang mechanism predict soot emission to drop with K-factor rise. In case of the  $NO_x$  emission the extended Zeldovich model predicted the lowest concentrations for  $K_3$  nozzle conicity and the highest concentrations for  $K_0$  nozzle conicity, while  $NO_x$  results concentration calculated with the Wang mechanism were higher for higher nozzle K-factor with only one exception in investigated cases and very small differences between all K-factors for OP75 operating point and 1500 bar rail pressure.

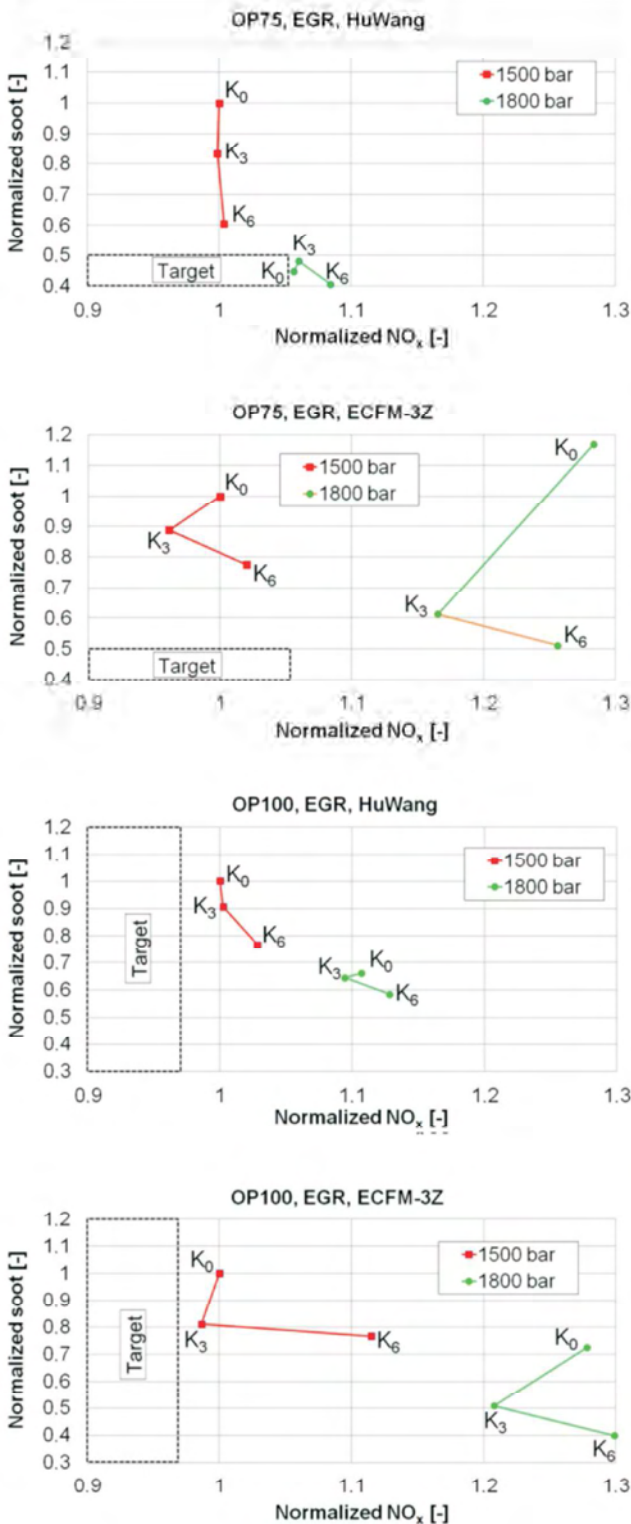


Fig. 19. Soot-NO<sub>x</sub> trade-off for MIO cases

Although it was possible to reduce soot concentration for OP75 operating point by over 20% according to the ECFM-3Z model simulations and by 40% according to the Wang mechanism simulations, further reduction is required. According to the ECFM-3Z model for OP100 operating point NO<sub>x</sub> emission was reduced only slightly for K<sub>3</sub> nozzle conicity, while no reduction was predicted by the Wang

mechanism. As a conclusion, a different strategy is required in order to meet soot emission target for OP75 operating point. Furthermore, higher level of EGR need to be applied for OP100 operating point to meet the NO<sub>x</sub> target level. Increasing the EGR would result in higher soot concentration, which could also require further reduction. Therefore, in the following section application of the post-injection is studied as a possibility of further emissions reduction.

### 4.3. Post-injection results

It can be advantageous to use post-injection together with EGR to simultaneously reduce NO<sub>x</sub> and soot with in-cylinder techniques. Reviewed studies show that post-injection strategies can be implemented without a penalty in NO<sub>x</sub> and they usually become more effective in soot reduction at higher rates of EGR. Therefore, in this subsection post-injection application is investigated together with EGR for two rail pressures (1800 bar and 1500 bar) and for two nozzle K-factors (K<sub>0</sub> and K<sub>6</sub>).

Again, firstly results of IMEP for all investigated cases are compared (Fig. 20). Presented results were normalized in regard to corresponding validated cases (MIO, K<sub>0</sub> nozzle conicity and 1500 bar rail pressure). For both operating points application of post-injection resulted in IMEP increase (with the same total fuel amount injected). Application of higher fuel pressure and higher nozzles conicity also resulted in IMEP increase, as in MIO cases. The ECFM-3Z model and the Wang mechanism predicted similar differences in IMEP between investigated cases.

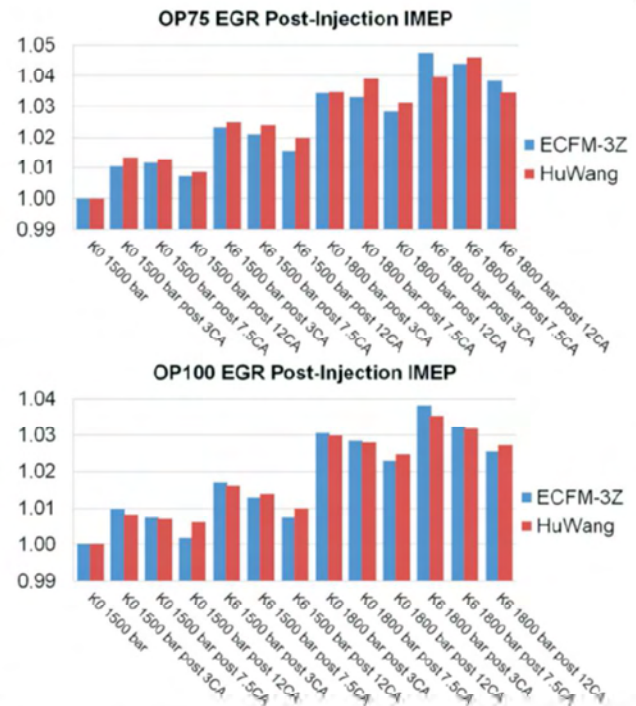


Fig. 20. Normalized IMEP for post-injection cases

Detailed 3D results of temperature, equivalence ratio and emissions formation, as well as 2D results of emissions

formation are presented only for  $K_0$  nozzle and 1500 bar rail pressure in order to focus on post-injection influence on soot and  $\text{NO}_x$  concentrations. Final emissions results are presented for all cases at the end of this section as soot- $\text{NO}_x$  trade-off graphs.

In Figures 21–24 temperatures and  $\text{NO}_x$  formation at cross-section of the upper nozzle during main and post-injection are visualized for OP100 operating point with 20% of EGR. Temperatures during the main-injection were similar as in discussed MIO cases, while during the post-injection temperatures were much lower. It resulted in visibly lower  $\text{NO}_x$  formation rate during the post-injection. In general similar behavior was observed for the ECFM-3Z

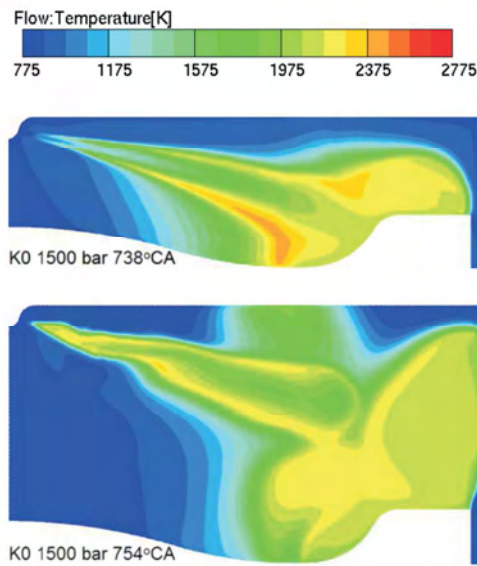


Fig. 21. 3D results of temperature predicted by the ECFM-3Z model for OP100 during main (top) and post-injection (bottom)

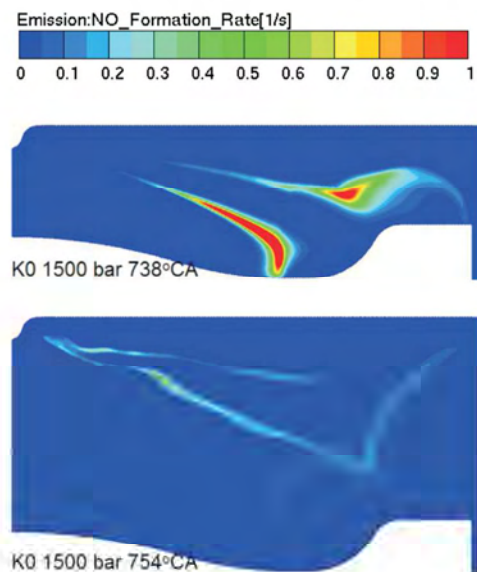


Fig. 22. 3D results of  $\text{NO}_x$  formation predicted by the ECFM-3Z model with extended Zeldovich model for OP100 during main (top) and post-injection (bottom)

model and the Wang mechanism. In case of the mechanism slightly more intensive  $\text{NO}_x$  formation was observed during the post-injection, what can affect overall  $\text{NO}_x$  emission.

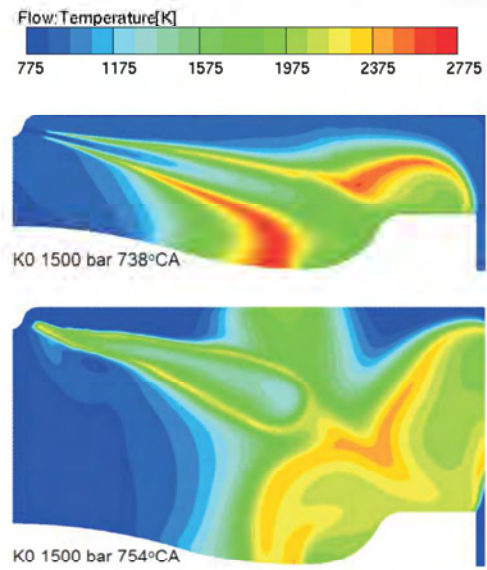


Fig. 23. 3D results of temperature predicted by the Wang mechanism for OP100 during main (top) and post-injection (bottom)

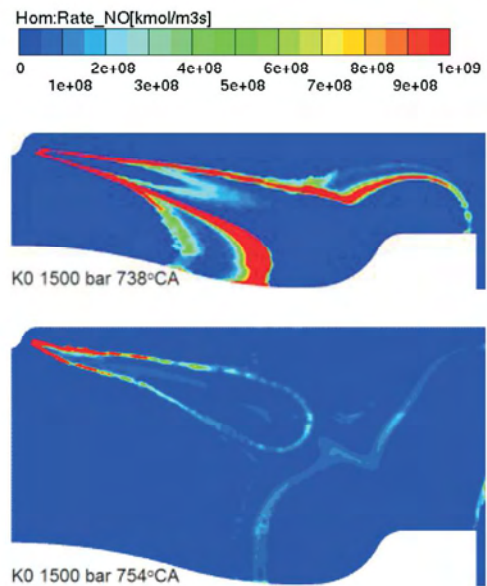


Fig. 24. 3D results of  $\text{NO}_x$  formation predicted by the Wang mechanism for OP100 during main (top) and post-injection (bottom)

Post-injection  $\text{NO}_x$  formation 2D results predicted by the extended Zeldovich model and the Wang mechanism for  $K_0$  nozzle, 1500 bar rail pressure and 20% of EGR are given in Fig. 25. According to the extended Zeldovich model the  $\text{NO}_x$  concentration for post-injection is at similar level as in the reference MIO case. In some of the cases post-injection application even reduced final  $\text{NO}_x$  concentration. It is in agreement with discussed 3D results, where very little  $\text{NO}_x$  was formed during the post-injection and overall  $\text{NO}_x$  was expected to be reduced due to shortened main-injection duration. However, results obtained with the Wang mechanism

clearly show  $\text{NO}_x$  concentration increase with post-injection application, even though predicted temperatures do not denote it. This increase might be related to the fact that the Wang mechanism predicts  $\text{NO}_x$  formation also at the flame front in regions of lower temperatures, as described in previous subsection.  $\text{NO}_x$  formation in these areas is also visible during the post-injection in Fig. 24 and can increase total  $\text{NO}_x$  emission.

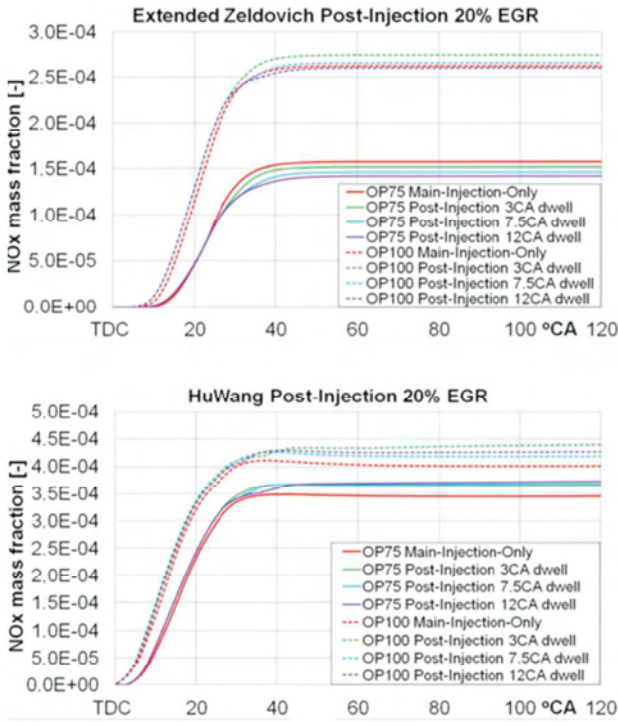


Fig. 25.  $\text{NO}_x$  formation 2D results with post-injection for  $K_0$ , 1500 bar and 20% of EGR

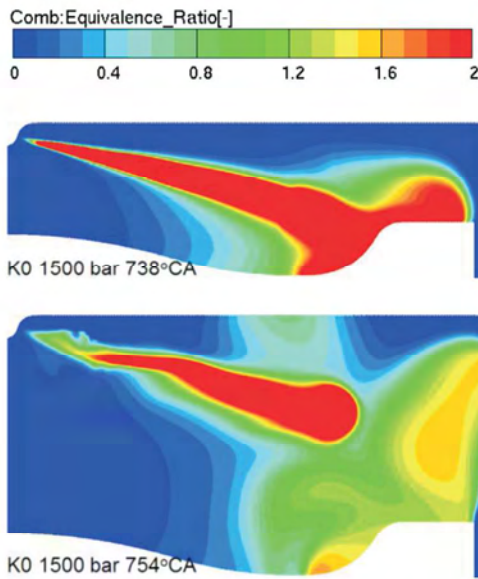


Fig. 26. 3D results of equivalence ratio predicted by the ECFM-3Z model with kinetic soot model during main (top) and post-injection (bottom)

In Figures 27–28 detailed 3D soot formation results at cross-section of upper nozzle during main and post-injection are visualized for OP100 operating point with 20% of EGR. As already described in previous subsection, most of the soot is formed in the region of equivalence ratios of  $\phi > 2$  and soot oxidation area is present at the peripheries of the spray. The interdependence between the soot formation and the equivalence ratio (Fig. 26) is clearly visible for ECFM-3Z model simulations. Although the model and the mechanism predict similar soot oxidation area during the main-injection, the mechanism predicted this area to be visibly smaller during the post-injection. It can contribute to the higher soot emission concentrations in cases with post-injection predicted by the Wang mechanism.

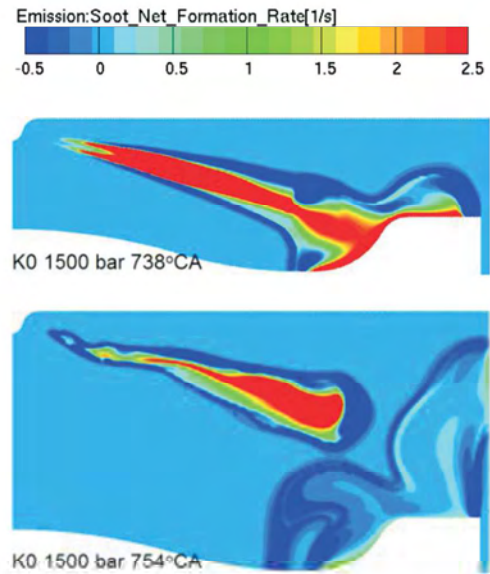


Fig. 27. 3D results of soot formation predicted by the ECFM-3Z model with kinetic soot model during main (top) and post-injection (bottom)

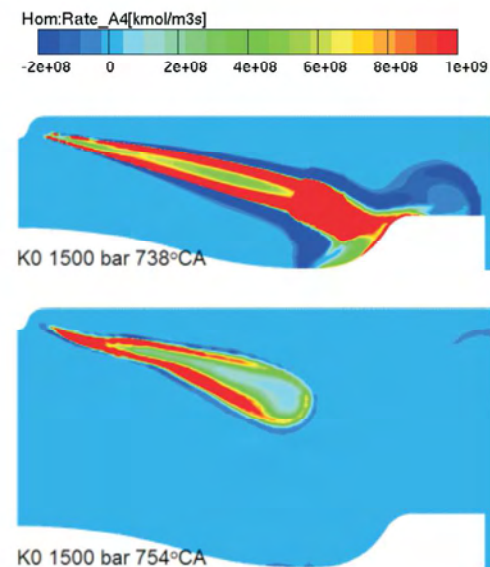


Fig. 28. 3D results of soot precursor (pyrene) formation predicted by the Wang mechanism during main (top) and post-injection (bottom)

In Figure 29 detailed soot formation results for  $K_0$  nozzle and 1500 bar rail pressure with 20% of EGR and post-injection applied are presented. The kinetic soot model predicts that with application of the post-injection less soot is produced, mainly due to shortened main-injection. Although the soot is also produced during the post-injection, its amount is limited and final soot concentrations are significantly reduced in regard to the MIO reference cases. In case of the Wang mechanism the soot formation rate during the injection and soot oxidation rate after the injection were higher than predicted by the model. It caused the soot mass fraction to reach maximum value before the end of injection. Hence, shorter main injection does not reduce the amount of produced soot, but only cause the soot reduction process to start earlier. The post-injection takes place at the moment when most of the soot is already oxidized and for OP75 operating point resulted in small reduction of the final soot concentration in regard to the MIO reference case. As for OP100 operating point post-injection visibly increased the soot mass fraction and the final soot concentration was higher than in the MIO reference case.

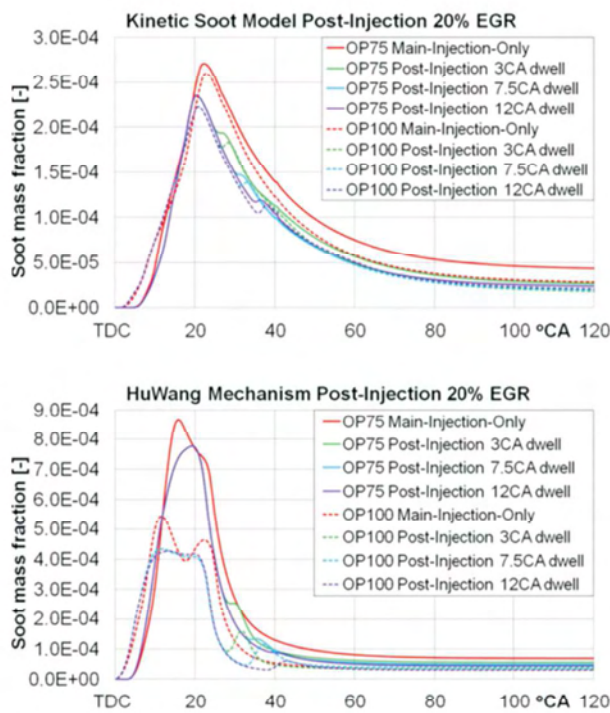


Fig. 29. Soot formation 2D results with post-injection for  $K_0$  1500 bar and 20% of EGR

In order to determine if application of the post-injection can contribute to the soot emission reduction and how it influences the  $NO_x$  emission, final emissions results are given in Fig. 30 as soot- $NO_x$  trade-off graphs. All emissions mass fraction results were converted to  $g/kW \cdot h$  for  $NO_x$  and  $mg/kW \cdot h$  for soot in order to take into account IMEP (power output) differences between cases. Then results were normalized in regard to the  $K_0$  nozzle 1500 bar MIO cases separately for OP75 operating point, OP100 operating point, the ECFM-3Z model and the Wang mechanism.

The soot- $NO_x$  trade-off for the ECFM-3Z combustion model, kinetic soot model and  $NO_x$  extended Zeldovich model show that in general post-injection application caused significant soot emission reduction without a penalty in  $NO_x$ . In some cases  $NO_x$  was even reduced with the post-injection. Only for OP100 operating point,  $K_0$  nozzle and 1800 bar rail pressure  $NO_x$  emission increase is observed with post-injection

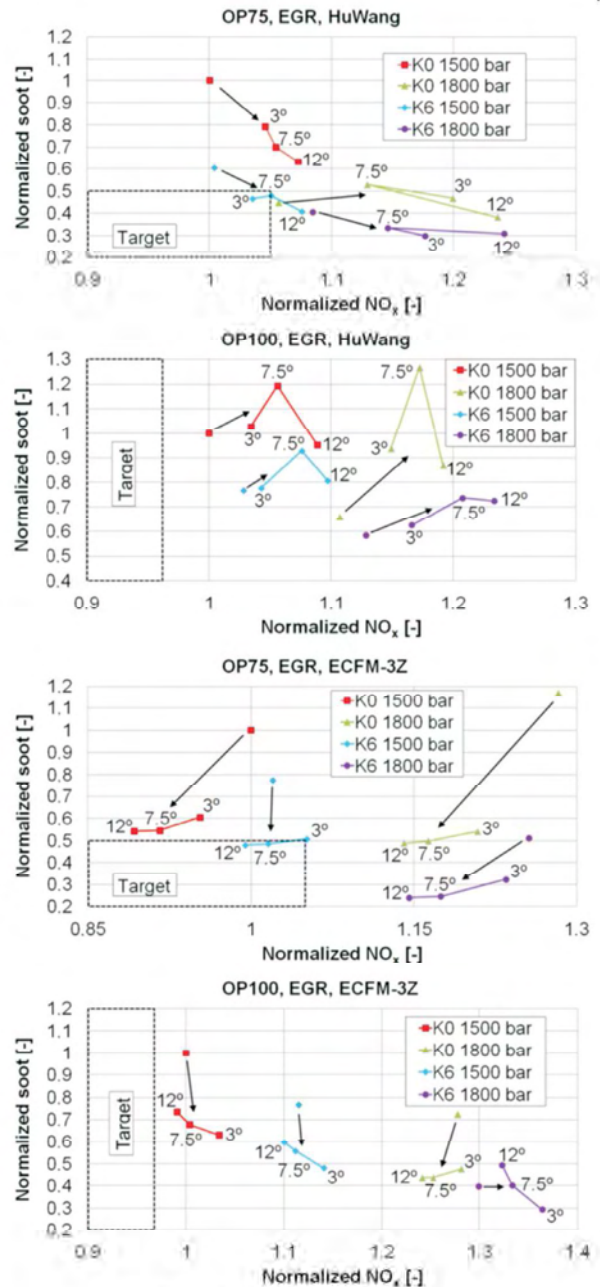


Fig. 30. Soot- $NO_x$  trade-off for post-injection cases

application. For OP75 operating point longer dwell between main and post-injection caused soot and  $NO_x$  concentrations reduction. Although for OP100 operating point there is no pattern for soot, the  $NO_x$  was also reduced with longer dwell after the main-injection. This kind of soot- $NO_x$  behavior was expected and allowed to meet the emissions targets for OP75 operating point. Application of the  $K_0$  nozzle conicity, 1500

bar rail pressure and post-injection with 12 °CA and 7.5 °CA resulted in reduction of the soot concentration by over 50% in regard to the reference case, without a penalty in NO<sub>x</sub>.

As for simulations with the Wang mechanism, a meaningful soot reduction with the post-injection application was obtained only for OP75 operating point and 1500 bar rail pressure. However, it was at expense of increased NO<sub>x</sub> emission in mentioned cases. For K<sub>0</sub> nozzle conicity application of the post-injection with 7.5 °CA and 12 °CA dwells after the main-injection allowed to meet emission targets. In the rest investigated cases application of the post-injection resulted in both soot and NO<sub>x</sub> emissions increase in regard to corresponding MIO cases. This behavior is not in agreement with the one that can be found in literature and suggests that the Wang mechanism does not predict emissions properly under investigated engine operating conditions with post-injection. Taking into consideration that the mechanism was validated by authors both against MIO [6] and post-injection [7] engine operating conditions with good agreement, the correctness of the numerical model used in this study for detailed chemistry combustion simulations should be revised. For example, the multi-zone approach for chemistry solver might have influence on emissions. Therefore, all cases should be recalculated with chemistry solution for each cell in order to determine if it would change results of emissions formation. However, it would be extremely time consuming due to large number of mesh elements in the model.

## 5. Conclusions

In this study 3D CFD numerical simulations of combustion were performed in order to investigate the possibilities of NO<sub>x</sub> and soot emissions reduction in heavy-duty CI engine. Firstly, inner nozzle flow simulations for geometrically different nozzles and different rail pressures were conducted. Results obtained with these simulations were used as an spray input data for diesel combustion simulations in order to reflect real conditions best. Combustion simulations in this study were performed with ECFM-3Z combustion model for diesel-D1 fuel and with a detailed oxidation mechanism for n-heptane in order to make a comparison between these two approaches. In case of the ECFM-3Z model soot emission was predicted with the kinetic soot model and NO<sub>x</sub> with the extended Zeldovich model. Two most important loads in terms of heavy-duty CI engine operation were considered – 75% and 100%. For these operating points K<sub>0</sub> nozzle conicity and 1500 bar rail pressure cases were chosen as a reference and validated against experimental data. EGR application was investigated as a possibility of NO<sub>x</sub> emission reduction, while higher nozzle K-factors and higher rail pressure, as well as post-injection application were investigated as possibilities of soot emission reduction. The following observations have been done during the combustion simulations:

– Both the ECFM-3Z model and the Wang mechanism underestimate the IMEP (and the power output). However, the mechanism prediction was closer to reality. Even considering different LHV of diesel-D1 fuel and n-heptane, the mechanism still provided more reliable results. Furthermore, ignition delay

times and in-cylinder peak pressures predicted by the mechanism matched the measurement better than results obtained with the model. Therefore, it can be stated that the Wang mechanism predicts combustion process under MIO engine operating conditions better than the ECFM-3Z model. When it comes to NO<sub>x</sub> emission validation for MIO conditions the mechanism also provided more reliable results, especially in cases where EGR was applied. As for soot emission the ECFM-3Z model with the kinetic soot model predicted the soot concentration with better agreement, but only for MIO cases without EGR. In case of EGR application, model as well as the mechanism significantly overestimated soot emission.

– After model validation several measures for emission reduction were investigated. Increased rail pressure in general resulted in NO<sub>x</sub> emission increase and soot emission reduction, as predicted both by the model and the mechanism. However, the level of emissions (concentration) change was different for individual cases. As for different nozzle K-factors, it was observed that in general both the kinetic soot model and the Wang mechanism predict soot emission to drop with K-factor rise. In case of the NO<sub>x</sub> emission the extended Zeldovich model predicted the lowest concentrations for K<sub>3</sub> nozzle conicity and the highest concentrations for K<sub>0</sub> nozzle conicity, while NO<sub>x</sub> results obtained with the Wang mechanism were higher for higher nozzles K-factor with only one exception in investigated cases and very small differences between all K-factors for OP75 operating point and 1500 bar rail pressure.

– Post-injection application resulted in significant soot concentration reduction without a penalty in NO<sub>x</sub> emission according to the ECFM-3Z model with kinetic soot model and extended Zeldovich NO<sub>x</sub> model. As for simulations with the Wang mechanism, soot reduction with the post-injection application was obtained only for OP75 operating point and 1500 bar rail at expense of NO<sub>x</sub> emission. In the rest investigated cases application of the post-injection resulted in both soot and NO<sub>x</sub> concentrations increase. Results of emissions concentration calculated with the mechanism for post-injection cases were not in agreement with theory and literature. Considering current understanding of post-injection influence on soot and NO<sub>x</sub> formation, the ECFM-3Z model with the kinetic soot and extended Zeldovich NO<sub>x</sub> provided more reliable results of emissions under conditions investigated in this study. However, further investigation and results validation is necessary in order to determine which method is better for emission prediction when post-injection is applied.

– Despite the differences in results, combustion and emissions models as well as the mechanism predicted that for OP75 operating point it is possible to meet soot and NO<sub>x</sub> emission targets with K<sub>0</sub> nozzle conicity, 1500 bar rail pressure, application of the post-injection and 20% of EGR. For OP100 operating point 20% of EGR is not enough to meet the NO<sub>x</sub> emission target. Therefore, further reduction of NO<sub>x</sub> concentration by 5% in regard to the reference case is required. However, only slight increase of EGR should be sufficient to meet the NO<sub>x</sub> target level without exceeding the soot emission target for OP100 operating point.

## Nomenclature

$D_{in}$	injector orifice inlet diameter	EPA	Environmental Protection Agency
$D_{out}$	injector orifice outlet diameter	FSN	filter smoke number
$K$	injector nozzle conicity factor	HRR	heat release rate
$L$	injector orifice length	IMEP	indicated mean effective pressure
$m_{min}$	fuel mass injected during the main-injection	IMO	International Maritime Organization
$m_{post}$	fuel mass injected during the post-injection	LCV	lower calorific value
$\phi$	equivalence ratio	MIO	main-injection-only engine operation
$p_{in}$	pressure at injector inlet boundary condition	OP75	75% load engine operating point
$p_{out}$	pressure at injector outlet boundary condition	OP100	100% load engine operating point
$r$	injector orifice inlet rounding	PAH	polyaromatic hydrocarbons
BDC	bottom dead center	PFP	peak firing pressure
CI	compression-ignition	TDC	top dead center
ECFM-3Z	3-Zones Extended Coherent Flame Combustion Model	UHC	unburned hydrocarbons
EGR	exhaust gas recirculation		

## Bibliography

- [1] Metz B., Davidson O.R., Bosch P.R., Dave R., Meyer L.A. Contribution of working group III to the fourth assessment report of the intergovernmental panel on climate change. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York 2007.
- [2] Emission Standards, International Maritime Organization. [Accessed: 20.03.2015]. [www.dieselnet.com/standards/inter/imo.php#nox](http://www.dieselnet.com/standards/inter/imo.php#nox).
- [3] Nehmer D., Reitz R. Measurement of the effect of injection rate and split injections on diesel engine soot and  $NO_x$  emissions. SAE Technical Paper 940668, 1994.
- [4] Tow T., Pierpont D., Reitz R. Reducing particulates and  $NO_x$  emissions by using multiple injections in a heavy duty D.I. diesel engine. SAE Technical Paper 940897, 1994.
- [5] Pierpont D., Montgomery D., Reitz R. Reducing particulate and  $NO_x$  using multiple injections and EGR in a DI diesel. SAE Technical Paper 950217, 1995.
- [6] O'Connor J., Musculus M. Post injections for soot reduction in diesel engines: a review of current understanding. SAE Technical Paper 2013-01-0917, 2013.
- [7] You Z., Hessel R., Reitz R. CFD study of soot reduction mechanisms of post-injection in spray combustion. SAE Technical Paper 2015-01-0794, 2015.
- [8] Wang H., Yao M., Reitz R. Development of a reduced primary reference fuel (PRF) mechanism for IC engine combustion simulations. *Energy & Fuels*, 27 (12), 2013, 7843–7853.
- [9] Wang H., Reitz D., Yao M., Yang B., Jiao Q., Qiu L. Development of an n-heptane/n-butanol/PAH mechanism and its application for combustion and soot prediction. *Combustion and Flame*, 160, 2013, 504–519.
- [10] Hanjalić K., Popovac M., Hadziabdić M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 25(6). 2004. 1047–1051.
- [11] AVL Fire spray module manual v2014.
- [12] AVL Fire combustion module manual v2014.
- [13] AVL Fire emission module manual v2014.
- [14] Afzal S. Prediction of diesel-spray preparation of a common-rail injector. Technische Universität München. Master's Thesis, 2014.
- [15] Lakshminarayanan P.A., Aghav Y.V. Modelling diesel combustion. Springer, Netherlands 2010.

Prof. Teodorczyk Andrzej DSc., DEng. – Professor at the Faculty of Power and Aeronautical Engineering at Warsaw University of Technology.

e-mail: [andrzej.teodorczyk@itc.pw.edu.pl](mailto:andrzej.teodorczyk@itc.pw.edu.pl)



Pyszczyk Rafał, MSc. – PhD Student at the Faculty of Power and Aeronautical Engineering at Warsaw University of Technology.

e-mail: [rafal.pyszczyk@itc.pw.edu.pl](mailto:rafal.pyszczyk@itc.pw.edu.pl)



Schmalhorst Carsten, DEng. – AVL Deutschland.

e-mail: [Carsten.Schmalhorst@avl.com](mailto:Carsten.Schmalhorst@avl.com)



## Changes in performance and wear of small diesel engine during durability test

*Changes in engine performance and efficiency, the tightness of ring-pack and wear of piston group parts during long-lasting bench durability test were investigated. The tests were conducted on 2 modern automotive diesel engines. The parameters analysed improved in the initial period of engine operation and then they started to deteriorate gradually; however, the rates of change were different for different parameters. The rate of change was the highest in the case of lubricating oil consumption (100% increase during the test). The blowby increased in that period of time by 25-60%, depending on the condition of engine operation. The changes in power and specific fuel consumption were much smaller – only a few percent. Moreover, using the previously developed method utilizing the simulations made with the use of the ring-pack model, the durability of the piston group was predicted. The predicted durability was equal to 300,000 km.*

Key words: durability, wear, cylinder, ring, blow-by, oil consumption

### Zmiany parametrów pracy oraz zużycie małego silnika o zapłonie samoczynnym podczas próby trwałościowej

*W artykule zaprezentowano analizę zmian mocy i sprawności silnika oraz szczelności układu tłok–pierścienie–cylinder, a także zużycia elementów silnika podczas długotrwałych badań stanowiskowych. Obiektem badań był nowoczesny, samochodowy silnik o zapłonie samoczynnym. Wartości analizowanych parametrów uległy poprawie w początkowym okresie pracy silnika, po czym zaczęły ulegać stopniowemu pogarszaniu, przy czym szybkość zmian dla poszczególnych parametrów była różna. Najszybciej wraz z czasem pracy silnika wzrosło zużycie oleju silnikowego (wzrost w czasie testu o około 100%). Natężenie przedmuchów spalin wzrosło w tym czasie od 25 do 60%, w zależności od warunków pracy silnika, natomiast moc i jednostkowe zużycie paliwa zmieniły się tylko o kilka procent. Ponadto, z wykorzystaniem opracowanej wcześniej metody, bazującej na symulacjach prowadzonych z użyciem matematycznego modelu uszczelnienia pierścieniowego, dokonano oceny trwałości zespołu TPC silnika. Prognozowana trwałość wyniosła 300 000 km.*

Słowa kluczowe: trwałość, zużycie, cylinder, pierścienie, przedmuchy spalin, zużycie oleju silnikowego

#### 1. Introduction

The piston group dictates the tightness of the combustion chamber. Component wear increases blow-by and oil consumption and so causes a loss of power, energy efficiency and an increase in emissions.

Currently, the tendency for increasing unit power means that the constituent parts of the piston group are subjected to increasing mechanical and thermal loads, which causes quicker wear. Experience from servicing indicates, that a large increase in the power density affects the wear of more loaded engine parts, and the durability and reliability of whole engines.

Engineers try to improve the design of engines so that durability and reliability do not deteriorate despite the more difficult conditions of operation. Before being put into production, engines are subjected to harsh durability tests.

In this paper the results of bench durability tests of a car diesel engine are presented. The engine tested was a development version of an engine with power increased by 30% relative to the base version. The results of the piston group durability prediction made with the use of the ring-pack model are also presented in the paper.

#### 2. Tested engine and test method

The object of the research was a 4-cylinder, turbocharged, 1.3 dm<sup>3</sup> CI engine with turbocharged air cooling and EGR.

#### 1. Wstęp

Zespół tłok–pierścienie–cylinder (TPC) decyduje o szczelności komory spalania. Zużycie elementów tego zespołu powoduje wzrost natężenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej oraz zużycie oleju silnikowego, a więc zmniejszenie mocy i sprawności energetycznej silnika oraz zwiększenie stężeń niepożądanych składników spalin.

Panująca obecnie tendencja do zwiększania mocy jednostkowej powoduje, że elementy zespołu TPC silnika spalinowego poddawane są coraz większym obciążeniom mechanicznym i cieplnym, co sprzyja szybszemu ich zużyciu. Doświadczenia z eksploatacji wskazują, że obserwowane obecnie duże zwiększanie wysilenia silników nie pozostaje bez wpływu na zużycie bardziej obciążonych elementów i ich trwałość oraz niezawodność i trwałość całych silników.

Konstruktorzy starają się udoskonalać konstrukcję poszczególnych zespołów silnika, tak aby trwałość i niezawodność nie uległy pogorszeniu, mimo trudniejszych warunków pracy. Przed wprowadzeniem do produkcji silniki poddaje się badaniom trwałościowym.

W niniejszym artykule zaprezentowano wyniki uzyskane podczas stanowiskowych badań trwałościowych samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym. Badany silnik jest rozwojową wersją silnika o zwiększonej o 30% mocy,

According to the producer, the engine had maximum power of 66 kW at 4000 rpm and max torque of 200 N·m at 1750–2250 rpm. The engine had 4 valves per cylinder, a common rail fuel system with direct injection, a cast iron block with cylinder bores of nominal diameter 69,6 mm. Honed cylinder liners in their upper area had narrow, deep grooves, made with laser treatment (Fig. 1). This solution could reduce wear of the piston group and oil consumption. The stroke of the piston was 82 mm. The engine had a typical ring system: a rectangular top compression ring with a barrel shape, a chromium-plated face, a tapered second compression ring and a double bevelled oil ring with a chromium-plated face and a coil spring. The aluminium piston had a cast iron insert under the top compression ring and a cooling gallery.

The engine was a development version of the original, which had maximum power of 51 kW and max torque of 180 N·m. The main elements different from the original version were: the injectors, the high pressure pump, the turbocharger, the inlet cylinder head ducts and the pistons. The pistons used in the 66 kW version had a slightly different shape of combustion chamber, but first of all, they had cooling galleries, which enabled the temperature of upper part of the piston to be maintained at an acceptable level.

The tests were conducted on two engines. Before testing, the engines were partially disassembled and geometrical measurements of selected parts were made. After assembly and installation on the test bench, the engines were subjected to a four-hour run-in. Then, each of the engines underwent a long-term durability test, during which they operated under heavy load conditions in accordance with the elementary cycle (Fig. 2). During the test, the cycle was repeated 336 times. Before, after and during the durability test (about every 42 elementary cycles), speed characteristics and other measurements were performed to determine the parameters of the engine including blow-by and oil consumption. The total time of operation of each engine during the test was about 1200 hours.

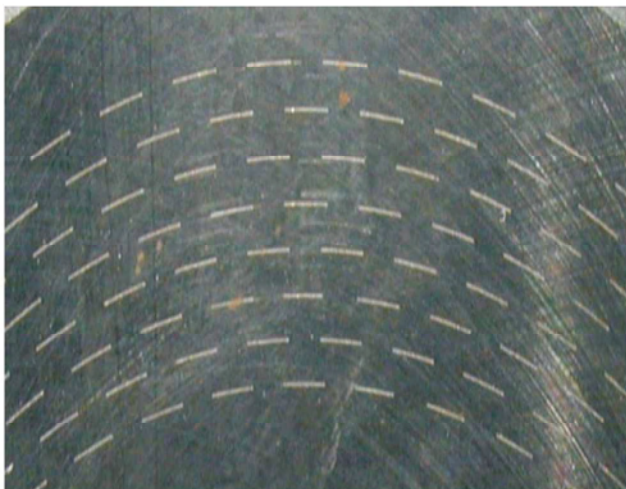


Fig. 1. Cylinder surface with laser burnt grooves

Rys. 1. Tuleja cylindrowa z laserowo wypalonymi zasobnikami olejowymi

w stosunku do silnika bazowego. Zaprezentowano również wyniki badań symulacyjnych trwałości zespołu TPC tego silnika, przeprowadzonych z wykorzystaniem modelu uszczelnienia pierścieniowego.

## 2. Obiekt i metoda badań stanowiskowych

Obiektem badań był 4-cylindrowy, turbodoładowany silnik o zapłonie samoczynnym o objętości skokowej 1,3 dm<sup>3</sup> z chłodzeniem powietrza doładowującego i recykulacją spalin. Według danych producenta silnik miał moc maksymalną 66 kW osiąganą przy 4000 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy 200 N·m w zakresie 1750–2250 obr/min. Silnik posiadał 4 zawory na cylinder, układ wtryskowy typu common rail z bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra, żeliwny blok z cylindrami o nominalnej średnicy 69,6 mm. Honowane tuleje cylindrowe miały w górnej części wąskie, głębokie rowki (zasobniki oleju smarującego) wykonane z wykorzystaniem obróbki laserowej (rys. 1). Rozwiązanie to miało na celu zmniejszenie zużycia elementów układu TPC oraz ilościowego zużycia oleju silnikowego. Skok tłoka badanego silnika wynosił 82 mm. Silnik posiadał typowy układ pierścieniowy, w skład którego wchodziły: pierwszy prostokątny pierścień uszczelniający z baryłkową, chromowaną powierzchnią czołową, drugi stożkowy pierścień uszczelniający oraz dwuwargowy pierścień zgarniający z chromowanymi powierzchniami czołowymi i ze sprężyną spiralną. Aluminiowy tłok posiadał żeliwną wkładkę pod pierwszy pierścień uszczelniający oraz kanały chłodzące.

Badany silnik był rozwinięciem wyjściowej wersji silnika, która miała moc maksymalną 51 kW i maksymalny moment obrotowy 180 N·m. Główne elementy różniące badany silnik od wersji wyjściowej to: wtryskiwacze, pompa wysokiego ciśnienia, turbosprężarka, kanały dolotowe w głowicy oraz tłoki. Tłoki zastosowane w wersji 66 kW miały nieco zmieniony kształt komory spalania, ale przede wszystkim posiadały kanały chłodzące, dzięki którym udało się utrzymać temperaturę górnej części tłoka na akceptalnym poziomie.

Badaniom stanowiskowym poddano dwa egzemplarze silnika. Przed badaniami silniki częściowo zdemontowano i przeprowadzono pomiary geometryczne wybranych elementów. Po ponownym zmontowaniu silników i umieszczeniu ich na stanowisku hamownianym, przeprowadzono czterogodzinne ich docieranie. Następnie przeprowadzono długotrwałe testy trwałościowe, podczas których każdy z silników pracował w warunkach dużych obciążeń według elementarnego cyklu (rys. 2). W czasie testu cykl ten był powtarzany 336 razy. Przed, po i w trakcie testu trwałościowego, co około 42 cykle elementarne, wykonywano charakterystyki prędkościowe oraz inne pomiary mające na celu ustalenie parametrów silnika, w tym natężenie przedmuchów spalin i zużycie oleju silnikowego. Łączny czas pracy każdego silnika podczas badań wynosił ok. 1200 godzin.

Natężenie przedmuchów spalin mierzono za pomocą przepływomierza AVL 4040-A02 Blow-by Meter podczas wykonywania charakterystyk prędkościowych pełnej mocy oraz przy małym obciążeniu silnika (moment obrotowy równy 20 N·m). W celu ustalenia zużycia oleju silnikowego

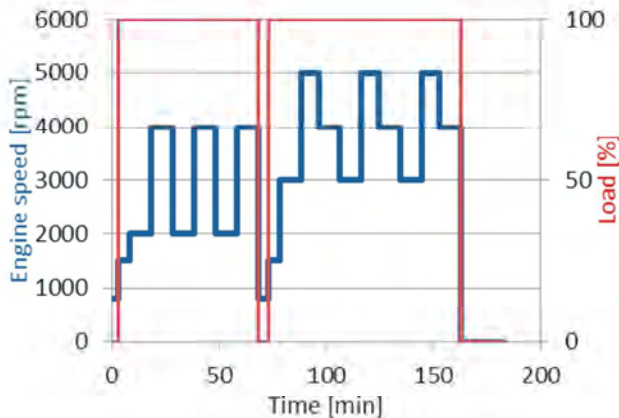


Fig. 2. Elementary cycle of the durability test  
Rys. 2. Cykl elementarny testu trwałościowego

The blow-by was measured by an AVL 4040-A02 Blow-by Meter during engine speed characteristic measurements for full and low (torque equal to 20 N·m) loads. Oil consumption was determined by weighing the oil drained from the oil sump before and after the four-hour test during which the engine worked at a steady-state condition at 3600 rpm. The oil consumption tests were performed for three engine loads: 100%, 33%, and 20 N·m.

After the end of the durability test, the engines were disassembled and micrometric measurements were carried out again. The cylinder diameters were measured at 15 depths and in two directions: parallel and perpendicular to the main engine axis with the use of the two-point bore gauge. The heights and widths of the rings were measured at 5 points: near the piston-ring joint, opposite the piston-ring joint and in the plane perpendicular to the ring joint. Ring gaps were measured after placing the ring into a benchmark sleeve.

### 3. Results of research

The results of the measurements for two engines were averaged and mean values were taken for further analysis. The changes in performance (power at 4000 rpm and torque at 2000 rpm) and in engine efficiency (specific fuel consumption at 4000 and 2000 rpm) during the durability test are presented in Fig. 3. The changes in the parameters of the combustion chamber tightness (the blow-by at 2000 rpm and 4000 rpm, and oil consumption at different engine loads) are presented in Figs 4 and 5.

All of the analysed parameters, except for the power at 4000 rpm, got better in the first period of engine operation, and then they started to deteriorate gradually. However, subsequent values of particular parameters as a function of time did not always change monotonically. Therefore, a regression analysis was applied to assess the changes of the parameters as a function of time. In this analysis, the results of the first measurements, made before the durability test ( $t = 0$ ), were ignored – it was assumed that the improvement in the values of the parameters observed in the first period of engine operation was associated with the run-in of the engines and that the run-in process had finished before the

przeprowadzono tzw. próby olejowe. Ilość zużytego oleju wyznaczano na podstawie pomiarów masy zlanego oleju z miski olejowej przed i po 4-godzinny teście silnikowym, w czasie którego silnik pracował w ustalonych warunkach z prędkością obrotową 3600 obr/min. Próby olejowe wykonywano przy trzech obciążeniach silnika: 100%, 33% i 20 N·m.

Po zakończeniu badań stanowiskowych silniki zdemonstrowano i ponownie poddano pomiarom mikrometrycznym. Średnice tulei cylindrowych mierzono za pomocą dwupunktowej średnicówki na 15 głębokościach, w dwóch kierunkach: równoległym i prostopadłym do osi głównej silnika. Wysokości i szerokości pierścieni mierzono w 5 punktach: w okolicach zamka, naprzeciw zamka oraz w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny zamka. Luz w zamku pierścienia mierzono po umieszczeniu go w tulei wzorcowej.

### 3. Wyniki badań stanowiskowych

Wyniki pomiarów dla obu badanych silników uśredniono i dalszej analizie poddano wartości średnie. Na rysunku 3 zaprezentowano zmiany osiągnięć silnika (moc przy 4000 obr/min oraz moment obrotowy przy 2000 obr/min) i jego sprawności (jednostkowe zużycie paliwa przy 4000 i 2000 obr/min) w czasie testu trwałościowego, a na rys. 4 i 5 przedstawiono zmiany parametrów charakteryzujących szczelność komory spalania (natężenie przedmuchów spalin przy pełnym i małym obciążeniu silnika przy 2000 i 4000 obr/min oraz ilościowe zużycie oleju silnikowego wyznaczone podczas prób olejowych przy różnych obciążeniach silnika).

Wszystkie z omawianych parametrów, oprócz mocy przy 4000 obr/min, uległy poprawie w pierwszym okresie pracy silnika, po czym zaczęły ulegać stopniowemu pogarszaniu. Jednak kolejne wartości poszczególnych parametrów w funkcji czasu pracy silnika nie zawsze zmieniały się w sposób monotoniczny. W związku z powyższym do oceny zmian analizowanych wielkości w czasie zastosowano analizę regresji, przy czym w analizach pominięto wyniki otrzymane w pierwszych pomiarach, tj. przed testem trwałościowym ( $t = 0$ ). Przyjęto, że obserwowana w początkowym okresie pracy silnika poprawa parametrów związana jest z docieraniem silnika i że proces docierania zakończył się przed wykonaniem drugiego pomiaru (ok. 150 godzin pracy silnika). Obliczono współczynniki korelacji liniowej pomiędzy wartościami badanych parametrów i czasem pracy silnika oraz zbadano istotność korelacji. Dla wszystkich analizowanych parametrów korelacja była istotna na poziomie istotności 0,05 [5]. Mimo że w niektórych przypadkach aproksymacja wielomianem drugiego stopnia dawała lepsze dopasowanie do wyników pomiarów (większa wartość współczynnika determinacji), to we wszystkich przypadkach ocenę zmian wartości parametrów przeprowadzono, opierając się na funkcji liniowej.

Ze wszystkich analizowanych parametrów najszybciej wraz z czasem wzrastało zużycie oleju silnikowego – wzrost w zakresie od 100 do 1200 godzin czasu pracy silnika o 108%, 96% i 113%, odpowiednio przy obciążeniach 100%, 33% i 20 N·m.

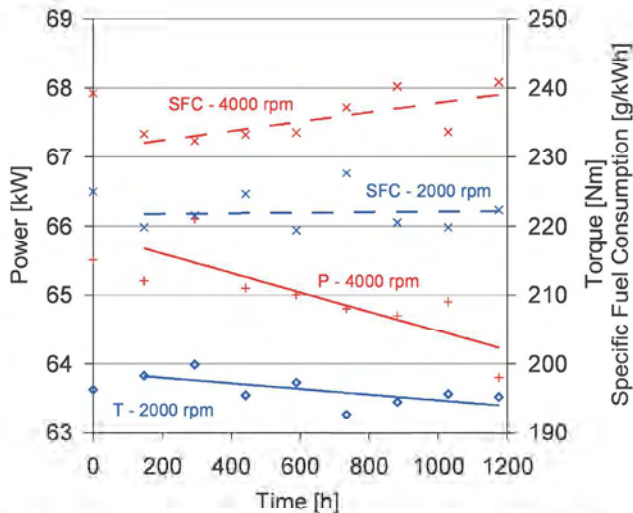


Fig. 3. Changes in power and specific fuel consumption at 4000 rpm and torque and specific fuel consumption at 2000 rpm

Rys. 3. Zmiany mocy i jednostkowego zużycia paliwa przy prędkości obrotowej 4000 obr/min oraz momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa przy 2000 obr/min

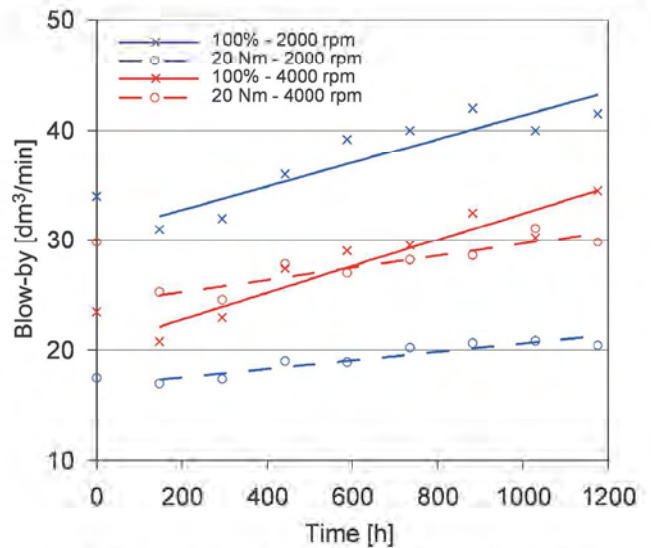


Fig. 4. Changes in blow-by at full and small engine load at 2000 and 4000 rpm

Rys. 4. Zmiany natężenia przedmuchów spalin przy pełnym i małym obciążeniu silnika i prędkościach obrotowych 2000 i 4000 obr/min

second measurements were made (before 150 hours of engine operation). Correlation coefficients between the investigated parameters and engine operating time were calculated, and the significance of the correlation was tested [5]. The correlation was significant at the 0.05 level for all parameters analysed. Although in the case of a few parameters, an approximation with a 2nd degree polynomial better fitted the results of the measurements (with a higher value of determination coefficient), the assessment of the changes in values of all parameters was based on the linear function.

Of all parameters analysed, the oil consumption as a function of time was changing the fastest – increases of 108%, 96% and 113% at loads: 100%, 33%, and 20 N·m, respectively, in the range from 100 to 1200 hours of engine operation time.

The changes in blow-by were also significant, but they depended more on the condition of engine operation. At low loads (20 N·m), both at 2000 rpm and 4000 rpm, blow-by increased by 25% in the range of 100–1200 hours of engine operation. In the same range of time, blow-by at full load and 2000 rpm increased by 37%, while at full load and 4000 rpm – by 61%.

The changes in engine performance (power, torque) in the analysed range of time, both at 2000 rpm and 4000 rpm were similar – a drop of less than 2.5%. Specific fuel consumption at 4000 rpm in the same timeframe increased by 3.4% and at 2000 rpm it practically didn't change (an increase of 0.2%).

Similarly to the rate of change for the run-in engine, the relative change in the first period of engine operation was the biggest in the case of oil consumption. Oil consumption measured after 150 hours of engine operation was smaller than measured before the durability test, by 38%, 31%, and 10% at the loads: 100%, 33% and 20 N·m, respectively. In this timeframe the blow-by at low load decreased by 3% at 2000 rpm and by 9% at 4000 rpm. At full load the blow-by

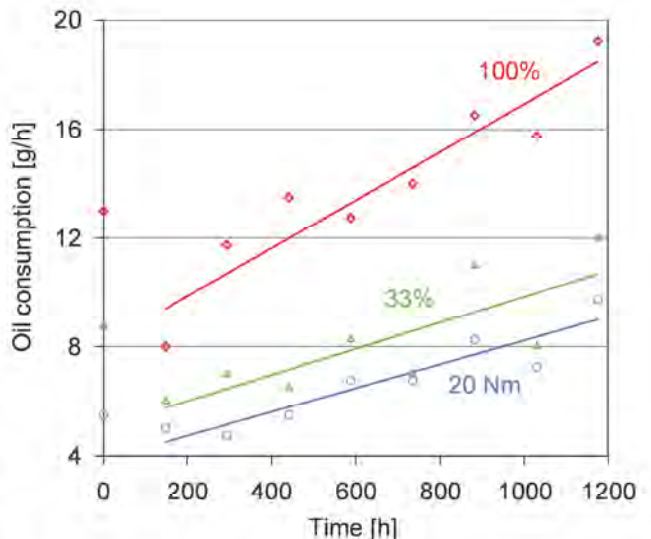


Fig. 5. Changes in oil consumption at various engine loads

Rys. 5. Zmiany ilościowego zużycia oleju silnikowego przy różnych obciążeniach silnika

Również zmiany natężenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej były znaczne, ale ich wartości zależały od warunków pracy silnika. Przy małych obciążeniach (20 N·m), zarówno przy prędkości 2000 obr/min, jak i 4000 obr/min, natężenie przedmuchów spalin wzrosło o ok. 25% w zakresie 100–1200 godzin pracy silnika. W tym samym przedziale czasu natężenie przedmuchów spalin przy pełnym obciążeniu i 2000 obr/min wzrosło o 37%, natomiast przy pełnym obciążeniu i 4000 obr/min – o 61%.

Zmiany osiągow silnika (moc, moment) w analizowanym zakresie czasu jego pracy, zarówno przy prędkości obrotowej 2000 obr/min, jak i 4000 obr/min, były zbliżone – nastąpiło zmniejszenie o niecałe 2,5%. Jednostkowe zużycie paliwa przy 4000 obr/min w tym czasie zwiększyło się

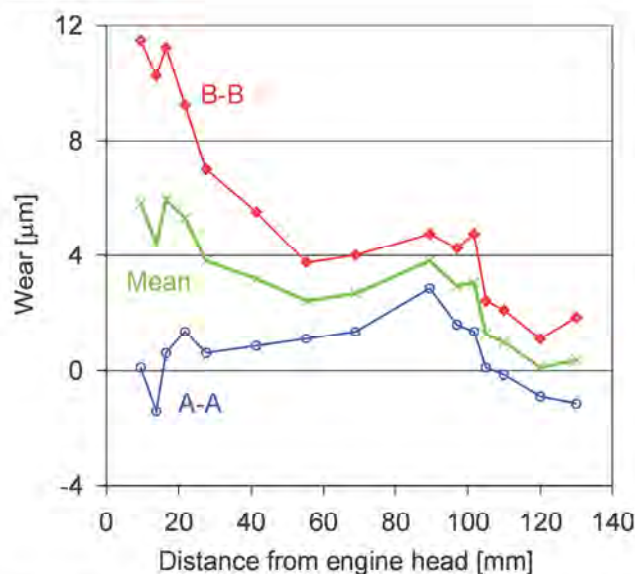


Fig. 6. Wear of cylinder liner in planes: perpendicular (B-B) and parallel (A-A) to the main engine axis

Rys. 6. Zużycie tulei cylindrowej w płaszczyznach: prostopadłej (B-B) i równoległej (A-A) do osi silnika

decreased by 15% at 2000 rpm and by 12% at 4000 rpm. Specific fuel consumption, both at 2000 and 4000 rpm, decreased by about 2.5% in this period of engine operation. The changes in power were small: an increase of 1% at 2000 rpm and a decrease of 0.5% at 4000 rpm.

Cylinder liner wear (the difference in diameter measured before and after the durability test) averaged for all cylinders of the two engines is shown in Fig. 6. The diameters of cylinder liners in the plane parallel to the engine axis didn't change a lot, but in the perpendicular plane they grew much more, especially in the top part of the liner. It must be assumed, that the changes in diameters were the results of both wear and deformation. Averaged values for both directions show that greater wear of the cylinder liner occurred in the area of the ring pack dead centers, especially the top one. The increases in ring gaps and decreases in the height of particular rings obtained in the testing are shown in Figs 7 and 8.

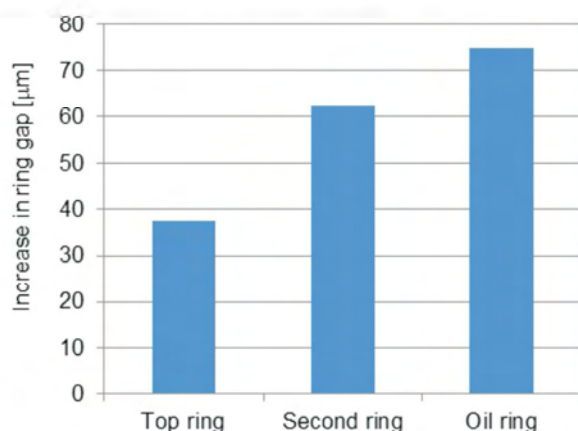


Fig. 7. Increase in ring gap for particular rings during the durability test  
Rys. 7. Przyrost luzu w zamku dla poszczególnych pierścieni tłokowych podczas testu trwałościowego

o 3,4%, natomiast przy 2000 obr/min prawie nie zmieniło się (zwiększenie o 0,2%).

Podobnie jak szybkość zmian w czasie pracy dotartego silnika, również względny spadek zużycia oleju w pierwszym okresie pracy silnika był największy spośród analizowanych parametrów. Wartości zużycia oleju zmierzone po ok. 150 godzinach pracy silnika były mniejsze, w stosunku do wartości uzyskanych w pomiarach przeprowadzonych przed testem trwałościowym, o: 38%, 31% i 10%, odpowiednio przy obciążeniach 100%, 33% i 20 N·m. W tym przedziale czasu natężenie przedmuchów spalin przy małym obciążeniu silnika zmniejszyło się o 3% przy 2000 obr/min i o 9% przy 4000 obr/min. Przy pełnym obciążeniu silnika zmniejszenie wartości tego parametru wynosiło: 15% przy 2000 obr/min i 12% przy 4000 obr/min. Z kolei jednostkowe zużycie paliwa w tym okresie, zarówno przy 2000 obr/min, jak i przy 4000 obr/min, zmniejszyło się o 2,5%. Zmiany mocy były niewielkie: wzrost o 1% przy 2000 obr/min i zmniejszenie o 0,5% przy 4000 obr/min.

Na rysunku 6 przedstawiono uśrednione dla wszystkich cylindrów obu silników zużycie tulei cylindrowych (różnice średnic zmierzonych po i przed próbą trwałościową). Średnice tulei cylindrowych w kierunku równoległym do osi silnika uległy niewielkim zmianom, natomiast w kierunku prostopadłym przyrosty średnic były większe, szczególnie w górnej części tulei. Należy przypuszczać, że powyższe zmiany średnic są następstwem zarówno zużycia powierzchni tulei, jak i ich deformacji. Średnie wartości dla obu kierunków wskazują na większe zużycie tulei w okolicach zwrotnych położen pakietu pierścieniowego, szczególnie górnego zwrotnego położenia. Uzyskane w pomiarach przyrosty luzów w zamkach oraz zmniejszenie wysokości poszczególnych pierścieni tłokowych przedstawiono na rys. 7 i 8.

#### 4. Prognoza trwałości

Do wyznaczenia przewidywanej trwałości zespołu TPC wykorzystano opracowaną wcześniej metodę [1, 2]. W metodzie tej ekstrapoluje się zużycie elementów wyznaczone podczas badań silnika i symuluje się odpowiadające im zmiany natężenia przedmuchów spalin, wykorzystując model uszczelnienia pierścieniowego (szczegółowy opis modelu

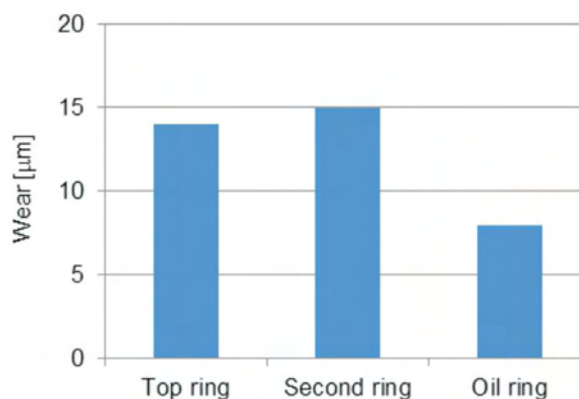


Fig. 8. Changes in rings heights during the durability test  
Rys. 8. Zmiany wysokości pierścieni podczas testu trwałościowego

#### 4. Durability prediction

To predict the durability of the piston group, a previously developed method was used [1, 2]. In this method, the wear of particular elements of the piston group obtained during engine testing are extrapolated and then the changes in blow-by caused by the wear are simulated using the ring-pack model (a detailed description of the model is presented elsewhere [3]). This way, the wear for which the increase in blow-by achieves a predetermined value is determined. This wear is taken as the boundary wear and the time after which it is achieved is considered to be the predicted durability of the piston group.

Based on the results of the measurements presented above, the courses of wear of particular parts of piston group were determined using a linear extrapolation method (Fig. 9). In the case of the cylinder liner the mean wear on the different heights (Fig. 6) were extrapolated because: a) the cylinder liner wear profile, i.e. wear as a function of distance from the engine head, is required as input data to the model, b) the ring-pack model does not take deviations of circularity into consideration.

Then, the calculations of the blow-by for the different wear states, related to different times of engine operation, were conducted with the use of the ring-pack model. In this method, the time was sought at which the blow-by reached the predetermined limit value. In this study it was assumed that the blow-by can increase by 100% in relation to the value for a new engine. In the simulation, a twofold increase in the blow-by was obtained for the wear expected after 2020 hours of engine operation. This time is the predicted durability of the piston group according to the used method.

Based on many years of experience, it is accepted that one hour of engine operation during the durability test cor-

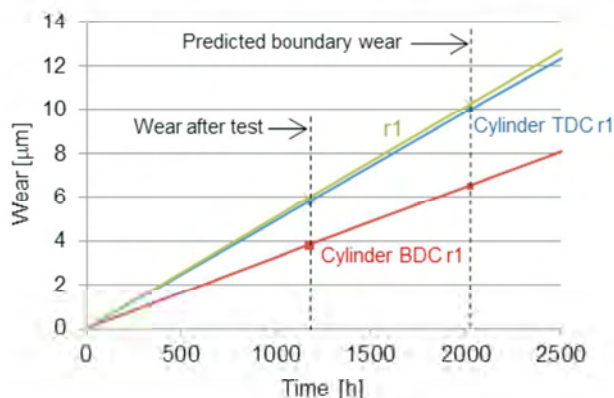


Fig. 9. Courses of wear of selected parts of PRC group: face surface of the top ring (r1), cylinder at top dead center of top ring (Cylinder TDC r1) and cylinder at bottom dead center of top ring (Cylinder BDC r1); the wear measured after the durability test and predicted boundary wear are marked

Rys. 9. Przebiegi zużycia wybranych elementów zespołu TPC: powierzchnię czołowej pierwszego pierścienia (r1), tulei cylindrowej na wysokości GMP pierwszego pierścienia (tuleja GMP r1) oraz tulei cylindrowej na wysokości DMP pierwszego pierścienia (tuleja DMP r1); na rysunku zaznaczono wartości zużycia wyznaczone w pomiarach oraz prognozowane wartości graniczne

znajduje się w pracy [3]). W ten sposób poszukuje się takiego zużycia, przy którym wzrost natężenia przedmuchów spalin osiąga założoną wartość. Zużycie to przyjmuje się za zużycie graniczne, a czas, po jakim zużycie takie jest osiągnięte, odpowiada prognozowanej trwałości zespołu TPC.

Opierając się na opisanych wyżej wynikach pomiarów mikrometrycznych, metodą ekstrapolacji liniowej, wyznaczono przebiegi zużycia poszczególnych elementów zespołu TPC (rys. 9). Dla tulei cylindrowej ekstrapolowano średnie wartości zużycia na poszczególnych wysokościach (patrz rys. 6), gdyż: a) do modelu uszczelnienia, jako dana wejściowa do obliczeń, wprowadzany jest profil zużycia tulei cylindrowej, tj. zużycie w funkcji odległości od głowicy, b) model nie uwzględnia odchyłek okrągłości elementów zespołu TPC.

Następnie, z wykorzystaniem modelu uszczelnienia, przeprowadzono obliczenia natężenia przedmuchów spalin dla różnych wartości zużycia, odpowiadających różnym czasom pracy silnika, poszukując takiego czasu pracy silnika, przy którym przedmuchy osiągnęły wartość graniczną. W niniejszych obliczeniach przyjęto, że przedmuchy mogą zwiększyć się o 100%, w stosunku do wartości uzyskanych dla nowego silnika. W symulacjach numerycznych dwukrotny wzrost natężenia przedmuchów uzyskano dla zużycia przewidywanego po 2020 godzinach pracy silnika. Czas ten jest prognozowaną trwałością układu TPC według zastosowanej metody.

Na podstawie wieloletnich doświadczeń przyjmuje się, że 1 godzina pracy silnika w wykorzystanym w badaniach teście trwałościowym odpowiada ok. 150 km przebiegu samochodu. Oznacza to, że trwałość układu TPC badanego silnika oceniono na 303 000 km.

#### 5. Podsumowanie

Wyznaczono zmiany mocy, jednostkowego zużycia paliwa i szczelności układu tłok–pierścienie–cylinder, a także zużycie elementów zespołu TPC nowoczesnego silnika samochodowego o zapłonie samoczynnym podczas długotrwałego stanowiskowego testu trwałościowego. Wartości analizowanych parametrów uległy poprawie w pierwszym okresie pracy silnika, co należy wiązać z jego docieraniem, po czym zaczęły ulegać stopniowemu pogarszaniu, przy czym względne zmiany były różne dla różnych parametrów.

Najszybciej wraz z czasem pracy silnika zmieniło się zużycie oleju silnikowego. W pierwszym okresie pracy silnika (0–150 godzin) zużycie oleju zmniejszyło się o 25%, natomiast w przedziale czasu pracy 100–1200 godzin wzrosło o ponad 100%. Zmiany natężenia przedmuchów spalin zależały od warunków pracy silnika. Średnio w pierwszym okresie natężenie przedmuchów zmniejszyło się o 10%, a na koniec testu, w stosunku do stanu po 100 godzinach czasu pracy, wzrosło o ponad 35%. Względne zmiany osiągow i sprawności były dużo mniejsze. Jednostkowe zużycie paliwa w pierwszym okresie zmniejszyło się o 2,5%, a na koniec testu wzrosło o niecałe 2%. Moc natomiast niemal nie uległa zmianie w pierwszym okresie (wzrost o 0,3%), a na koniec testu była mniejsza o 2,5% od wartości uzyskanej po 100 godzinach czasu pracy silnika.

responds to about 150 km of distance covered by a car. This means that the durability of the piston group of the tested engine was evaluated as 303,000 km.

## 5. Summary

The changes in power, specific fuel consumption and tightness of the ring-pack, as well as wear of the piston group elements of a modern car diesel engine during durability testing were determined. The values of the above parameters got better in the first period of engine work, which was connected with the run-in of the engine, and then they started to worsen gradually. However, the relative changes were different for different parameters.

The oil consumption changed the quickest of all the parameters analysed. In the first period of engine operation (0–150 hours) the oil consumption dropped by about 25%, while in the 100–1200 hours range, it increased by over 100%. The changes in the blow-by depended on the condition of the engine operation. On average, in the first period, the blow-by decreased by about 10%, and at the end of the test, was over 35% higher than after 100 hours. Relative changes in engine performance and efficiency were much smaller. Specific fuel consumption decreased by 2.5%, during the first period, and increased by less than 2% at the end of the test. In turn, the power almost didn't change in the first period (an increase of 0.3%), and at the end of the test it was 2.5% lower than after 100 hours of engine operation.

Using the results of wear measurements and the previously developed method, the durability of the piston group of the tested engine was predicted. At the assumed criterion of the boundary state (a twofold increase in blow-by), and assuming 1 hour of engine operation in the durability test to be equivalent to 150 km car mileage (following the manufacturer of the test engine), the durability of the piston group was evaluated at 300,000 km.

The determined durability of the piston group is comparable with the durability determined in the same way for the lower power (55 kW) version of the engine [2]. The wear of the cylinder liners of the more exerted engine (of higher power) was bigger than in the lower power version, especially in the ring-pack TDC region. On the other hand, the wear of the ring faces, especially in the case of the top ring, was lower for the higher power version. The rate of increase of blow-by and oil consumption as a function of engine operating time, were similar for both versions, however the absolute values were higher for the higher power version [2, 4].

Wykorzystując wyniki przeprowadzonych pomiarów zużycia oraz opracowaną wcześniej metodę, wyznaczono trwałość zespołu TPC badanego silnika. Przy założonym kryterium stanu granicznego (dwukrotny wzrost natężenia przedmuchów spalin) oraz przyjmując, za producentem silnika, że jedna godzina pracy silnika w teście odpowiada 150 km przebiegu samochodu, trwałość zespołu TPC oceniono na 300 000 km.

Wyznaczona trwałość zespołu TPC jest porównywalna z trwałością wyznaczoną w ten sam sposób dla mniej wysiłonej (55 kW) wersji badanego silnika [2]. Zużycie gładzi cylindrowych bardziej wysiłonej wersji silnika było większe, niż wersji o mniejszej mocy maksymalnej, szczególnie na wysokości górnego zwrotnego położenia części pierścieniowej tłoka. Z kolei zużycie czolowych powierzchni pierścieni, w szczególności pierwszego pierścienia uszczelniającego i pierścienia zgarniającego, w wersji o większej mocy było mniejsze. Szybkości zwiększania się natężenia przedmuchów spalin i zużycia oleju silnikowego następujące wraz z upływem czasu pracy silnika były zbliżone dla obu wersji silnika, z tym że bezwzględne wartości dla silnika o większej mocy były większe [2, 4].

## Bibliography/Literatura

- [1] Koszałka G. Predicting the durability of the piston-rings-cylinder assembly of a diesel engine using a piston ring pack model. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 3 (51), 2011, 40–44.
- [2] Koszałka G., Suchecki A. Durability prediction of a diesel engine piston-rings-cylinder assembly on the basis of test bench results. *SAE Technical Paper 2011-24-0130*, 2011.
- [3] Koszałka G., Guzik M. Mathematical model of piston ring sealing in combustion engine. *Polish Maritime Research*, 4 (84), 2014, 66–78.
- [4] Koszałka G., Suchecki A. Changes in blow-by and compression pressure of a diesel engine during a bench durability test. *Combustion Engines*, 3 (154), 2013, 34–39.
- [5] Krysiński W. i in. *Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna w zadaniach, cz. II: Statystyka matematyczna*. PWN, Warszawa 1994.

Grzegorz Koszałka, DEng. – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Grzegorz Koszałka – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: [g.koszalka@pollub.pl](mailto:g.koszalka@pollub.pl)



Andrzej Suchecki, DEng. – Head of Engine Testing Laboratory at Automotive Research and Development Institute BOSMAL in Bielsko-Biala.

Dr inż. Andrzej Suchecki – kierownik Pracowni Badań Stanowiskowych Silników w Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o. w Bielsku Białej.

e-mail: [andrzej.suchecki@bosmal.com.pl](mailto:andrzej.suchecki@bosmal.com.pl)



## The analysis of heating process of catalytic converter using thermo-vision

*The article tackles the issues related to a process of heating of three way catalytic converter during the cold start and the heating of the spark ignition engine. The measurements on the test bench were performed, taking into consideration how engine works directly after the start, on the idle speed and under the load, during which the temperature of the exhaust gases in the exhaust system and coolant on the cylinder head were measured. At the same time the track of the heat state of the catalytic converter was monitored using thermo-vision camera. The results of the measurements were presented as charts and selected thermo-grams, qualitatively representing the issue of heating of the catalytic converter.*

Key words: internal combustion engine, catalytic converter, thermo-vision

### Analiza procesu nagrzewania reaktora katalitycznego przy użyciu termowizji

*W artykule omówiono zagadnienia związane z procesem nagrzewania trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego podczas zimnego rozruchu i nagrzewania silnika spalinowego ZI. Przeprowadzono pomiary na stanowisku hamowni, uwzględniając pracę silnika bezpośrednio po rozruchu, na biegu jałowym oraz obciążonego, w czasie których mierzono temperaturę spalin w układzie wylotowym i cieczy w głowicy silnika, równocześnie prowadząc zapis stanu cieplnego reaktora katalitycznego przy użyciu kamery termowizyjnej. Wyniki pomiarów przedstawiono w postaci wykresów oraz wybranych termogramów, obrazujących jakościowo zagadnienie nagrzewania się reaktora katalitycznego.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, reaktor katalityczny, termowizja

### 1. Introduction

In Europe, passenger vehicles are mainly operated in city traffic, characterized by short trips at low speeds and frequent stops and starts. The majority of trips are realized on distances below 5 km and in approx. 30% of cases even below 2 km [1]. Such conditions are not optimal for the engine (cold starts, operation at idle, operation at low loads and frequently varying engine speeds and loads). This results in a long engine heating time and operation under non-steady thermal conditions, the consequence of which is increased fuel consumption and exhaust emissions.

Increasing the maximum temperature of the coolant is one of many methods to improve the energy conversion contained in the fuel into effective [14]. Under city traffic conditions, when the engine operates at low loads or at idle, the time necessary to obtain the optimum coolant temperature is prolonged. The optimum engine oil temperature is even more difficult to obtain. Oil temperature depends not only on the heat generated in the combustion chamber but also on the coolant flow rate resulting directly from the engine speed [2]. Consequently, the overall engine efficiency deviates from the optimum and the fuel consumption is increased. This increases the emission of carbon dioxide (CO<sub>2</sub>), carbon monoxide (CO) and hydrocarbons (HC), particularly at cold starts when the mixture is additionally enriched.

The above-mentioned conditions are also far from optimum for the operation of the catalytic converter, whose temperature needed for proper operation must exceed 300 °C [1, 6, 7]. Besides, the operation of a catalytic converter in a chemically aggressive environment and at variable temper-

### 1. Wstęp

W Europie samochody osobowe eksploatowane są głównie w ruchu miejskim, dla którego charakterystyczne jest pokonywanie krótkich dystansów z małą prędkością, częste zatrzymywanie i ruszanie pojazdu. Znaczna liczba przejazdów występuje na odcinkach poniżej 5 km, a w około 30% przypadków nawet na odcinkach mających mniej niż 2 km [1]. Oznacza to dla silnika spalinowego pracę w nieoptymalnych warunkach, a mianowicie podczas zimnego rozruchu, na biegu jałowym oraz z małymi obciążeniami i częstymi zmianami zarówno prędkości obrotowej, jak i obciążenia. Skutkuje to długim czasem nagrzewania silnika i pracą w niestabilnym stanie cieplnym, czego następstwem jest zwiększone zużycie paliwa oraz zwiększona emisja toksycznych składników spalin.

W dążeniu do poprawy sprawności przetwarzania energii zawartej w paliwie na pracę efektywną jednym z wielu działań jest zwiększanie dopuszczalnej temperatury cieczy chłodzącej [14]. Jednocześnie w warunkach miejskich, kiedy silnik pracuje przeważnie z małymi obciążeniami lub na biegu jałowym, czas osiągnięcia optymalnej temperatury cieczy chłodzącej jest znacznie wydłużony. Jeszcze trudniejsze jest osiągnięcie nominalnej temperatury pracy oleju, która zależy nie tylko od ciepła wydzielanego w komorze spalania, ale również od intensywności przepływu cieczy chłodzącej wynikającej z prędkości obrotowej silnika [2]. W efekcie sprawność ogólna silnika odbiega od nominalnej, więc zużycie paliwa jest zwiększone. Oznacza to zwiększenie emisji dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>), a także tlenku węgla (CO) i węglowodorów (HC), szczególnie przy zimnym rozruchu, kiedy mieszanka jest dodatkowo wzbogacana.

atures leads to aging caused by thermal and chemical deactivation, thus leading to a reduction of the device conversion rate and an increase in the light-off temperature [6, 7].

The results of the exhaust emissions measurements performed under the New European Driving Cycle (NEDC) conditions clearly show that during cold start (UDC cycle), before the catalytic converter reaches light-off, approx. 80% of the HC and approx. 90% CO are generated [1, 6].

In the first stage after engine start, high heat losses (exhaust system) occur due to increased heat exchange between the exhaust gas and the cold components of the engine. The catalytic converter, owing to its high thermal capacity, absorbs much greater heat from the exhaust gas than the duct between the exhaust manifold and the converter [11]. The temperature increase rate in the heating phase is decisive of the catalytic converter efficiency, hence, from the emission point of view, it is better that the engine operates under load immediately after cold start [1, 2, 10, 11].

Literature provides that the inner temperature of the catalytic converter corresponding to its light-off is approx. 300 °C. Nevertheless, the specific flow of the exhaust gas, the design of the converter and the occurring chemical reactions (oxidation) generates a temperature gradient in the radial and axial direction, which is why the measurements of the temperature distribution were performed with a thermographic camera allowing for the heating process of the converter under varied engine conditions of operation.

## 2. Measurement stand

The measurements were performed on an engine dynamometer fitted with a straight four-cylinder spark ignition engine (Fiat 170A1.00) of the displacement of 900 cm<sup>3</sup>. The engine exhaust system was fitted with a serially manufactured three-way catalytic converter. In an insulated catalytic converter casing, two ceramic support monoliths were fitted of a circular cross-section (diameter of approx. 90 mm) and the length of approx. 75 mm each, divided by a gap of approx. 8 mm. The distance between the exhaust manifold and the catalytic converter was 250 mm. During the measurements, the engine was fueled with unleaded fuel (LO 95).

Due to the specific purpose of the investigations the temperature was measured at three points of the exhaust systems: exhaust manifold and the points upstream and downstream of the catalytic converter. The coolant temperature in the cylinder head was also measured serving the purpose of validation of the engine temperature and intake air temperature monitoring the ambient conditions (engine operating conditions). The temperature measurements were performed with K thermocouples and the results were continuously recorded by Agilent 34972A with the measurement resolution of 1 s.

The recording of the thermal state of the catalytic converter was realized with a thermographic camera (Flir T335). Prior to the measurement, the following parameters were set in the camera: ambient temperature, equivalent ambient temperature, thermal emission rate of the tested

Nie są to również optymalne warunki pracy dla reaktora katalitycznego, który do prawidłowego działania wymaga temperatury wewnętrznej powyżej 300 °C [1, 6, 7]. Ponadto w wyniku eksploatacji reaktora w środowisku agresywnym chemicznie i przy zmieniających się wartościach temperatury następuje z czasem jego starzenie w wyniku dezaktywacji termicznej i chemicznej, powodujące, iż stopień konwersji toksycznych składników spalin się zmniejsza, natomiast temperatura początku działania reaktora ulega zwiększeniu [6, 7].

Wyniki pomiarów emisji limitowanych toksycznych składników spalin wykonywanych podczas europejskiego testu jezdny (NEDC) jednoznacznie wskazują, że podczas zimnego rozruchu silnika (cykl UDC), zanim reaktor katalityczny osiągnie temperaturę pracy, powstaje około 80% HC oraz około 90% CO [1, 6].

W pierwszej fazie po uruchomieniu silnika następują duże straty ciepła zawartego w spalinach, wynikające z wzmoczonej wymiany ciepła między zimnymi elementami silnika znajdującymi się na drodze przepływu spalin a spalinami. Reaktor katalityczny ze względu na dużą pojemność cieplną powoduje znacznie większy spadek temperatury spalin niż przewód znajdujący się między kolektorem wylotowym a reaktorem [11]. Szybkość narastania temperatury w fazie nagrzewania silnika decyduje o efektywności działania reaktora katalitycznego, dlatego z punktu widzenia zmniejszenia emisji toksycznych składników spalin korzystniejsza jest praca silnika po uruchomieniu z obciążeniem [1, 2, 10, 11].

W literaturze tematu podaje się, iż temperatura wewnętrzna reaktora katalitycznego odpowiadająca początkowi działania wynosi około 300 °C. Niemniej jednak charakter napływu spalin do reaktora, jego budowa oraz zachodzące w nim reakcje utleniania będą generować gradient temperatury zarówno w kierunku promieniowym, jak i osiowym. Z tego względu przeprowadzono pomiary rozkładu temperatury w reaktorze katalitycznym przy użyciu kamery termowizyjnej, uwzględniając proces nagrzewania urządzenia w różnych warunkach pracy silnika spalinowego.

## 2. Stanowisko pomiarowe

Pomiary wykonano na stanowisku hamowni silnikowej, na którym zamontowany jest czterocylindrowy rzędowy silnik spalinowy o zapłonie iskrowym Fiat 170A1.00, o objętości skokowej 900 cm<sup>3</sup>. W układzie wylotowym silnika znajduje się trójfunkcyjny reaktor katalityczny, który był stosowany w seryjnej produkcji silnika. W izolowanej obudowie reaktora umieszczone są dwa ceramiczne monolity rdzenia o przekroju kołowym (średnica około 90 mm) i o długości około 75 mm każdy, rozdzielone szczeliną o długości około 8 mm. Odległość między kolektorem wylotowym a reaktorem katalitycznym wynosi 250 mm. Podczas pomiarów silnik był zasilany benzyną bezołowiową o LO 95.

Ze względu na cel pracy mierzono temperaturę spalin w trzech punktach układu wylotowego, a mianowicie w kolektorze wylotowym oraz przed i za reaktorem katalitycznym. Ponadto pomiarowi podlegała temperatura cieczy chłodzącej w głowicy silnika, służąca weryfikacji stopnia

object, air humidity and distance from the tested object [5]. The main measurements were preceded by preliminary measurements consisting of the determination of the thermal emission rate on the surface of the elements on which the thermal state was recorded (the determined emission coefficient was  $\varepsilon = 0.75$ ) and determining appropriate temperature ranges and operating parameters of the thermographic camera.

Additionally, the excess air coefficient  $\lambda$  was measured and recorded along with the exhaust gas composition downstream of the catalytic converter with a 5 gas analyzer (Capelec CAP 3201).

### 3. Thermographic measurements

Thermography is currently perceived as one of the most interesting diagnostic-observation methods. It has found application in energy production, building industry, metallurgy, environment protection and medicine to name only a few [3, 4, 8, 9]. The wide application of thermography results from a variety of advantages that systems based on object thermal analysis have. One of such important advantages is contactless measurement of the tested objects, which in most applications, is the basic criterion for the use of thermographic technology.

Thermography utilizes the emission of electromagnetic radiation by every object whose temperature is higher than absolute zero. The electromagnetic spectrum is divided into areas of wavelengths that are distinguished by methods used for the detection of radiation. There is no fundamental difference between radiation in different bands of electromagnetic spectrum. They are all subject to the same laws and the only difference is the wavelength. In thermographic research, a part of the electromagnetic spectrum is used in the infrared range that is divided into four smaller subranges otherwise known as near (0.75–3  $\mu\text{m}$ ), mid (3–6  $\mu\text{m}$ ), far (6–15  $\mu\text{m}$ ) and very far (15–100  $\mu\text{m}$ ) infrared [12].

The value of the radiated energy grows as the temperature of the object increases, which enables the measurement of its temperature by measuring the values of the infrared radiation. The intensity of the electromagnetic radiation depends on the temperature and specific features of the object surface [13]. The obtained thermogram is a reproduction of the temperature distribution on the surface of the observed object.

Thermographic cameras are devices for the measurement of the energy of a given object. They are composed of an optical system, infrared radiation detector (with a cooling system used in more expensive units) and electronic amplification, processing and visualization equipment. Depending on the spectral range, in which cameras operate we may distinguish short-wave (3 to 5  $\mu\text{m}$ ) and long-wave (8 to 15  $\mu\text{m}$ ) cameras.

A Flir T335 thermographic camera was used for the measurements, whose results have been presented in this paper. It is a modern measurement device for contactless remote measurement of temperature and its distribution on the object (thermographic imaging). The operating temperature range of the camera is  $-20...+650$  °C and the temperature measurement error:  $\pm 2$  °C,  $\pm 2\%$  of the measurement value.

nagrzania silnika, a także temperatura w układzie dolotowym do kontroli warunków na stanowisku pomiarowym (warunków pracy silnika). Pomiary temperatury wykonywano za pomocą termopar typu K, a wyniki pomiarów rejestrowano urządzeniem Agilent 34972A w sposób ciągły z krokiem pomiarowym 1 s.

Równolegle prowadzono rejestrację stanu cieplnego reaktora katalitycznego za pomocą kamery termowizyjnej Flir T335. Przed przystąpieniem do pomiaru ustawiono w kamerze termowizyjnej wartość temperatury otoczenia, zastępczej temperatury otoczenia, emisyjność badanego obiektu, wilgotność powietrza oraz odległość od badanego obiektu [5]. Z tego powodu zasadnicze pomiary były poprzedzone pomiarami wstępnymi, polegającymi na wyznaczeniu emisyjności powierzchni elementów, na których rejestrowano stan cieplny (wyznaczony współczynnik emisyjności wyniósł  $\varepsilon = 0.75$ ), a także ustaleniu właściwych, do analizowanych zakresów temperatury, parametrów pracy kamery termowizyjnej.

Dodatkowo mierzono i zapisywano współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$  oraz skład spalin za reaktorem katalitycznym przy użyciu pięciogazowego analizatora spalin typu Capelec CAP 3201.

### 3. Pomiary termowizyjne

Termowizja uważana jest obecnie za jedną z najbardziej interesujących metod diagnostyczno-obszaryjnych. Znalazła zastosowanie w energetyce, budownictwie, hutnictwie, badaniach środowiska, medycynie i wielu innych dziedzinach [3, 4, 8, 9]. Szerokie zastosowanie termowizji wynika z wielu zalet, jakie mają systemy pomiarowe oparte na analizie termicznej badanych obiektów. Jedną z nich jest bezkontaktowy pomiar badanych obiektów, co w większości zastosowań jest podstawowym kryterium decydującym o wykorzystaniu technik termowizyjnych.

W badaniach termowizyjnych wykorzystuje się zjawisko emisji promieniowania elektromagnetycznego przez każde ciało, którego temperatura jest wyższa od zera bezwzględnego. Widmo elektromagnetyczne jest podzielone na wiele obszarów długości fal, które rozróżniane są przez metody wykorzystywane do detekcji promieniowania. Nie ma zasadniczej różnicy pomiędzy promieniowaniem w różnych pasmach widma elektromagnetycznego. Wszystkie one podlegają tym samym prawom i różnią się jedynie długością fali. W badaniach termograficznych wykorzystuje się część widma elektromagnetycznego w zakresie podczerwieni, które jest często dzielone na cztery mniejsze podzakresy, umownie określone jako podczerwień bliska (0,75–3  $\mu\text{m}$ ), średnia (3–6  $\mu\text{m}$ ), daleka (6–15  $\mu\text{m}$ ) oraz bardzo daleka (15–100  $\mu\text{m}$ ) [12].

Wartość wypromieniowanej energii rośnie ze wzrostem temperatury obiektu, co umożliwia pomiar jego temperatury przez pomiar wartości emitowanej energii, szczególnie w paśmie promieniowania podczerwonego. Intensywność promieniowania elektromagnetycznego zależy od temperatury i cech powierzchni ciała [13]. Otrzymany termogram jest odwzorowaniem rozkładu temperatury na powierzchni obserwowanego obiektu.

The applied camera was fitted with a microbolometric matrix with the resolution of  $320 \times 240$  pixels,  $25^\circ \times 18.75^\circ$  lens and had the sensitivity of N.E.T.D.  $0.05^\circ\text{C}$ .

#### 4. Results and analysis

Based on the preliminary measurements, the engine operation during the heating process was monitored at cold-start at idle with the engine speed of 2000 1/min and a load of approx. 50% of the rated value (3000 1/min, 30 N·m).

All graphs presented in this paper contain results as a function of time. Based on the analysis of the coolant temperature and exhaust gas, the presented values have been limited to the first 1200 s of the measurements.

The temperature values of the coolant in the cylinder head and the intake air for the engine at idle and under load respectively have been presented in Fig. 1, Fig. 2 presents the values of temperature of the exhaust gas in the exhaust manifold as well as downstream and upstream of the catalytic converter for both states of engine operation.

The engine temperature was validated by the coolant temperature in the cylinder head. For the engine at idle, the temperature of the initiation of thermostat opening was reached after approx. 700 s and full thermostat opening occurred after 1200 s of engine operation. For the engine under load, the time of initiation of the thermostat opening was approx. 350 s shorter and stable operating conditions at full thermostat opening were obtained after 700 s.

Upon engine start the air fuel mixture is enriched to ensure proper engine operation despite condensation of fuel on the walls of the intake manifold and cylinders and its reduced evaporation. Then, the mixture is leaned, which is reflected in the course of the exhaust gas temperature in the exhaust manifold and upstream of the catalytic converter in the initial period of engine operation. Besides, on the distance of approx. 250 mm between the measurement point in the exhaust manifold and the point in the pipe immediately upstream of the catalytic converter, the temperature decreases by approx.  $100^\circ\text{C}$ , which is a result of heat transfer to the cold walls of the exhaust pipe. The exhaust gas temperature measured downstream of the catalytic converter is rather constant and amounts to approx.  $50^\circ\text{C}$  for 50–60 s, despite a very rapid temperature increase of the exhaust gas upstream of the catalytic converter. This indicates an intense heat transfer from the exhaust gas to the converter supports. At this time, the exothermal reactions of oxidation of CO and HC do not take place. Assuming that the temperature downstream of the catalytic converter is close to the temperature of the monoliths, when the engine operated at idle the exhaust gas temperature downstream of the catalytic converter reached  $300^\circ\text{C}$  after 200 s and the corresponding exhaust gas temperature upstream of the catalytic converter was  $425^\circ\text{C}$ . For the engine under load, the exhaust gas downstream of the catalytic converter reached  $300^\circ\text{C}$  after 85 s and the temperature upstream of the catalytic converter at that time was  $560^\circ\text{C}$ .

Ceramic monoliths heat up longer than the metal ones, which is disadvantageous in the engine heating phase. At the same time, they release less heat to the environment

Urządzeniami do pomiaru energii badanego obiektu są kamery termowizyjne, składające się z układu optycznego, detektora promieniowania podczerwonego wraz z odpowiednim układem chłodzenia, zastosowanym w droższych modelach kamer, elektronicznego toru wzmacniania, przetwarzania i wizualizacji. Zależnie od zakresu spektralnego, w którym działają, kamery termowizyjne dzieli się na krótkofalowe (zakres pracy 3 do  $5\mu\text{m}$ ) i długofalowe (8 do  $15\mu\text{m}$ ).

Do pomiarów, których wyniki są zawarte w tym artykule, użyto kamery termowizyjnej typu Flir T335. Jest ona nowoczesnym urządzeniem pomiarowym służącym do bezkontaktowego, zdalnego pomiaru temperatury i za pomocą zdjęć termowizyjnych do analizy jej rozkładu na badanym obiekcie. Zakres temperatury pracy kamery wynosi:  $-20...+650^\circ\text{C}$ , a błąd pomiaru temperatury:  $\pm 2^\circ\text{C}$ ,  $\pm 2\%$  wartości pomiaru. Zastosowana kamera jest wyposażona w matrycę mikrobolometryczną o rozdzielczości  $320 \times 240$  pikseli, obiektów  $25^\circ \times 18.75^\circ$  oraz charakteryzuje się czułością N.E.T.D.  $0,05^\circ\text{C}$ .

#### 4. Wyniki pomiarów i analiza

Na podstawie pomiarów wstępnych do pomiarów zasadniczych wytypowano pracę silnika podczas procesu nagrzewania po zimnym rozruchu na biegu jałowym, z prędkością obrotową silnika 2000 1/min, jak również z obciążeniem odpowiadającym około 50% wartości nominalnej (3000 1/min, 30 N·m).

Wszystkie znajdujące się w tej pracy wykresy zawierają wyniki pomiarów w funkcji czasu, przy czym na podstawie analizy temperatury cieczy chłodzącej oraz spalin ograniczono przedstawiane wartości do pierwszych 1200 s pomiarów.

Wartości temperatury cieczy chłodzącej w głowicy oraz powietrza dopływającego do układu dolotowego silnika, odpowiednio dla pracy silnika na biegu jałowym oraz obciążonego, przedstawiają wykresy na rys. 1. Natomiast na rysunku 2 przedstawiono wartości temperatury spalin w kolektorze wylotowym, a także przed i za reaktorem katalitycznym dla obu trybów pracy silnika.

Stopień nagrzania silnika weryfikowano na podstawie temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika. Dla silnika pracującego na biegu jałowym temperatura początku otwarcia termostatu została osiągnięta po około 700 s, natomiast pełne otwarcie termostatu po 1200 s pracy silnika. Dla silnika obciążonego czas początku otwarcia termostatu był o około 350 s krótszy, a stabilne warunki pracy przy pełnym otwarciu termostatu zostały osiągnięte po 700 s.

Bezpośrednio po uruchomieniu zimnego silnika występuje wzbogacenie mieszanki paliwowo-powietrznej, tak aby, pomimo wykrapłania paliwa na zimnych ściankach kolektora dolotowego oraz komór spalania i utrudnionego odparowywania, zapewnić prawidłowe warunki pracy silnika. Następnie skład mieszanki jest zubożany, co odzwierciedla przebieg temperatury spalin w kolektorze wylotowym i przed reaktorem katalitycznym w początkowym okresie pracy silnika. Ponadto na odcinku około 250 mm między punktem pomiaru temperatury spalin w kolektorze wylotowym, a w nurze bezpośrednio przed

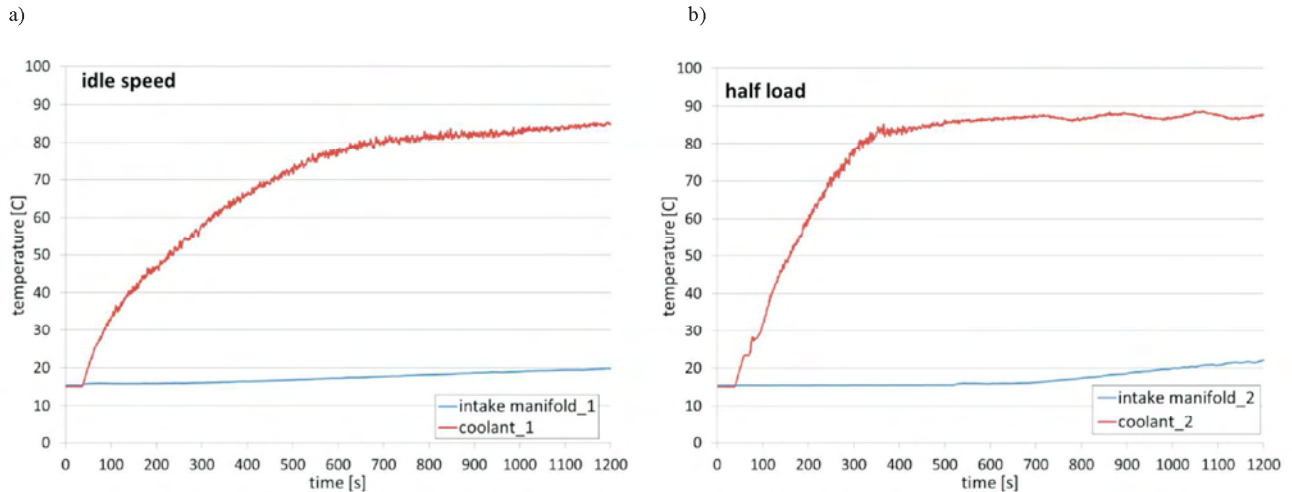


Fig. 1. Air temperature in intake manifold and coolant temperature in cylinder head: a) idle speed, engine speed 2000 1/min, b) load 30 N·m, engine speed 3000 1/min

Rys. 1. Temperatura powietrza w układzie dolotowym oraz temperatura cieczy w głowicy silnika: a) bieg luzem z prędkością obrotową 2000 1/min, b) obciążenie 30 N·m, prędkość obrotowa 3000 1/min

and when they reach light-off it is easier to maintain proper parameters. These properties result from a lower heat transfer coefficient and higher specific heat of the ceramic monolith compared to the metal one [6].

Thermal stabilization of the exhaust gas (constant temperature difference) in the section between the exhaust manifold and inlet to the catalytic converter for idle speed took place after approx. 400 s and the difference was 45 K, while for the engine under load this value was 300 s with the average temperature difference of 33 K. Lower value of the temperature difference for the engine when under load was caused by a greater exhaust gas flow resulting from higher loads and engine speeds. The constant value of the temperature difference was recorded upstream and downstream of the catalytic converter starting from 700 s for idle speed and approx. 540 s for the engine under load.

reaktorem wartość temperatury spalin zmniejsza się o około 100 °C, co jest wynikiem oddawania ciepła do zimnych ścianek rury wylotowej. Temperatura spalin mierzona za reaktorem katalitycznym ma w przybliżeniu stałą wartość równą około 50 °C przez 50–60 s, pomimo bardzo szybkiego wówczas zwiększania się wartości temperatury spalin przed reaktorem. Zależność taka wskazuje na intensywne oddawanie ciepła niesionego w spalinach do rdzeni reaktora. W tym czasie nie zachodzą egzotermiczne reakcje utleniania CO i HC. Zakładając, że temperatura spalin za reaktorem katalitycznym ma najbardziej zbliżone wartości do temperatury monolitów, podczas pracy silnika na biegu jałowym wartość 300 °C spaliny za reaktorem osiągnęły po 200 s, a odpowiadająca im temperatura spalin przed reaktorem wyniosła 425 °C. W przypadku pracy silnika obciążonego spaliny za reaktorem uzyskały temperaturę 300 °C

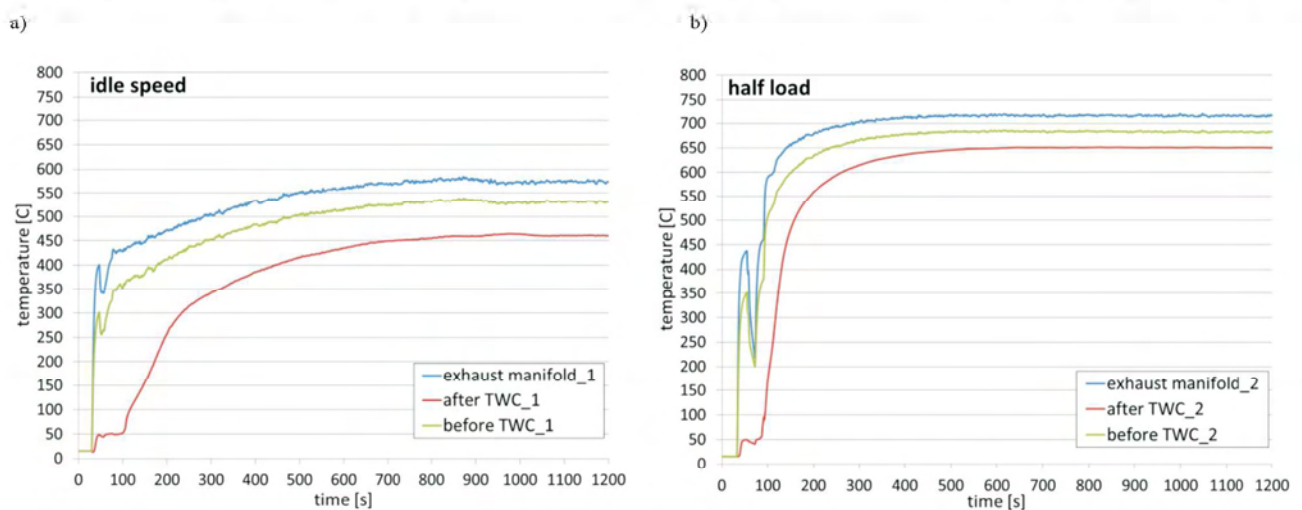


Fig. 2. Temperature of exhaust fumes in the exhaust manifold, before catalytic converter, behind catalytic converter: a) idle speed, engine speed 2000 1/min, b) load 30 N·m, engine speed 3000 1/min

Rys. 2. Temperatura spalin w kolektorze wylotowym przed reaktorem katalitycznym, za reaktorem katalitycznym: a) bieg jałowy z prędkością obrotową 2000 1/min, b) obciążenie 30 N·m, prędkość obrotowa 3000 1/min

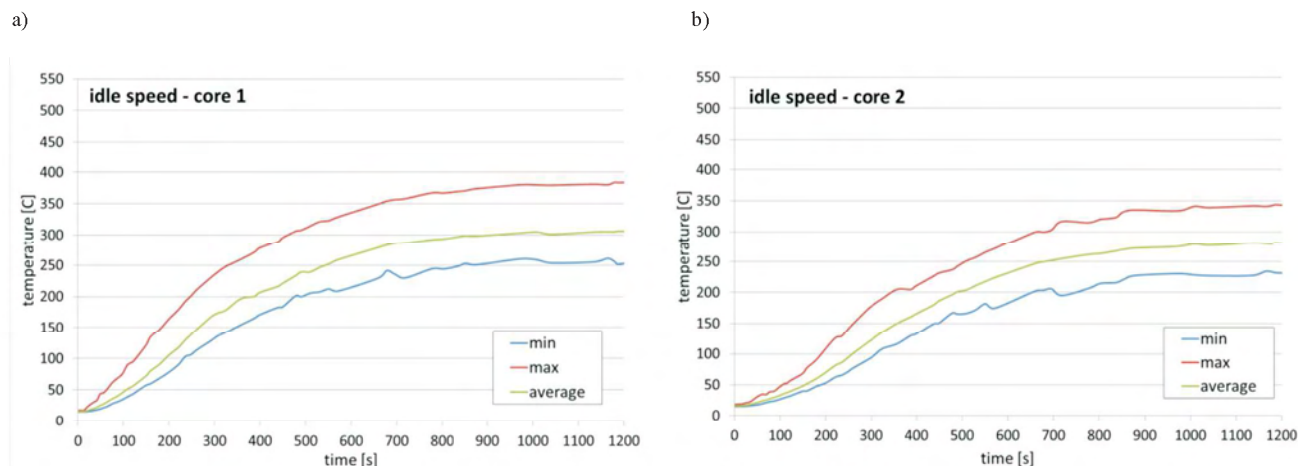


Fig. 3. Temperature of catalytic converter cores during heating of engine: a) on idle speed, b) engine speed 2000 1/min

Rys. 3. Temperatura rdzeni reaktora katalitycznego przy nagrzewaniu silnika: a) na biegu jałowym, b) z prędkością obrotową 2000 1/min

The constant temperature values for the three analyzed points of the exhaust system stabilized for idle speed after approx. 940 s and for the engine under load after approx. 540 s.

Figures 3 and 4 contain values of temperature from the measurements performed with a thermographic camera, parallel to the measurement performed with thermocouples. On the thermograms, areas corresponding to the area of each of the two supports inside the converter were distinguished and the maximum, minimum and average values were recorded for a given surface. The distribution of temperature was not uniform, hence the average values are inclined towards the minimum ones. Additionally, according to the same procedure, the temperature values were read on the surface of the inlet diffuser, outlet confuser and the gap between the supports.

Stabilization of the temperatures on the surfaces of both supports took place after the same time – for the engine operating at idle this happened after approx. 900 s and for the engine under load after 700 s. At the same time, for the other support, in the entire time range window under

po 85 s, a temperatura spalin przed reaktorem miała wówczas wartość 560 °C.

Monolit ceramiczny dłużej się nagrzewa w porównaniu z monolitem metalowym, co jest niekorzystne w fazie nagrzewania silnika. Jednocześnie mniej ciepła oddaje do otoczenia, więc kiedy już osiągnie temperaturę pracy łatwiej utrzymywane są prawidłowe parametry. Właściwości te wynikają z mniejszego współczynnika przewodzenia ciepła oraz większego ciepła właściwego materiału monolitu ceramicznego niż monolitu metalowego [6].

Stabilizacja cieplna spalin (stała różnica temperatury) na odcinku między kolektorem wylotowym a wlotem do reaktora katalitycznego dla biegu jałowego nastąpiła po około 400 s, a wartość różnicy wyniosła 45 K, natomiast dla obciążonego silnika po 300 s, ze średnią różnicą 33 K. Mniejsza wartość różnicy temperatury dla silnika obciążonego spowodowana jest większym strumieniem spalin wynikającym z większego obciążenia silnika oraz większą prędkością przepływu spalin spowodowaną większą prędkością obrotową silnika. Między wlotem a wylotem z reaktora stała różnica temperatury była rejestrowana

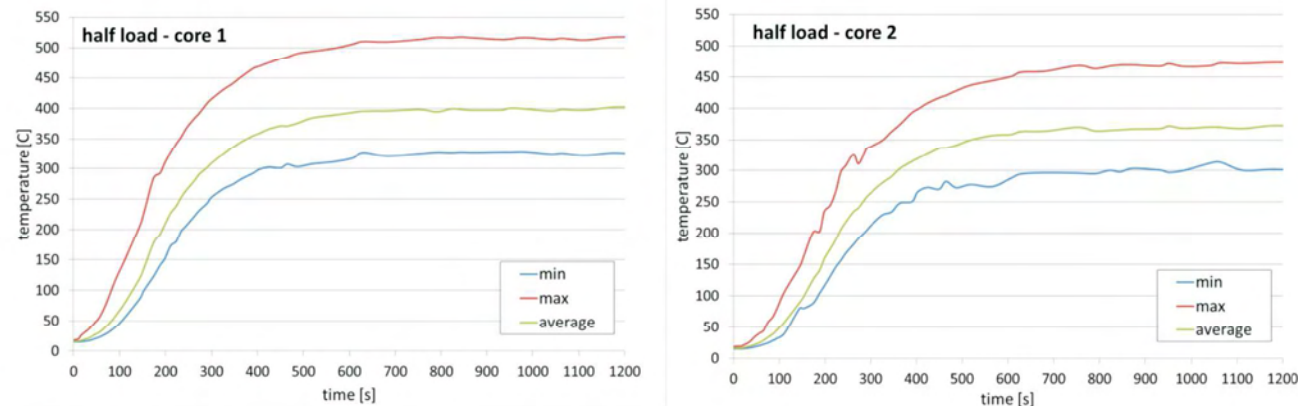


Fig. 4. Temperature of catalytic converter cores during heating of engine with load 30 N-m, engine speed 3000 1/min

Rys. 4. Temperatura rdzeni reaktora katalitycznego przy nagrzewaniu silnika z obciążeniem 30 N-m i prędkością obrotową 3000 1/min

analysis, all temperatures were lower by 30–60 K than for the first support.

The temperature values on the thermograms are much lower than the temperature of the exhaust gas. The temperature of the pipe upstream of the catalytic converter, at the point where the thermocouple was fitted, was 110–150 K lower than the temperature of the exhaust gas measured at this point. When measuring the temperature on the surface of the catalytic converter, the heat transfer coefficient is made of a greater number of components (heat transfer coefficients of the casing, the insulation, the supports, heat penetration coefficients of the gases) than for the non-insulated pipe (additionally the material of the support has high heat capacity). All this renders the results of the thermographic analysis incomparable with the values of the exhaust gas temperatures, but the qualitative changes of the temperature increment in time (curve inclination) are the same, depending on the engine load. The possibility to record the temperature distribution at the same time on the entire surface of the converter allows for observing differences in the heating level of the supports resulting from their serial location in the converter casing. Insulation mats have been attached on the surface of both supports, which additionally reduce the amount of radiated energy and the occurrence of the same layers does not influence the value of the temperature difference. A more detailed analysis of the temperature distribution on the surface of the supports is not possible. The temperature distribution on the surface of the diffuser, the gap between the supports and the confuser have been analyzed and compared with the values for the supports bearing in mind that in these parts of the converter the exhaust gas has direct contact with the casing. The columns in Fig. 5 show the value of the maximum, minimum and average temperatures for five distinguished surfaces of the converter, for both states of engine operation (already heated).

For the maximum temperatures read from the thermograms, the influence of the insulation mats is negligibly low. It is caused by the fact that the highest temperature values occur on the edges of the supports i.e. in the spots where the mats are in direct contact with the exhaust gas, which causes their faster heating as seen in the thermographic images in Fig. 6. Taking the average and minimum values into account, the influence of the mats is much more conspicuous, particularly for the first support, for which these values are much lower than for the gap immediately behind it.

Figure 6 contains selected thermographic images with their comparison taken on idle (left) and loaded (right) engine for the same moment of measurement. The application of different temperature scales was necessary due to a high heat level of the catalytic supports (depending on the engine load). In individual images, we can clearly see differences in the heating level of individual elements including the influence of the number and heat conductance of layers in a given part of the catalytic converter. Selected images taken during the measurements for a given operating

dla biegu jałowego od 700 s, a dla silnika obciążonego od około 540 s, natomiast stałe wartości temperatury dla trzech analizowanych punktów układu wylotowego ustaliły się dla biegu jałowego po około 940 s, a dla obciążonego silnika po około 540 s.

Wykresy na rysunkach 3 i 4 przedstawiają wartości temperatury pochodzące z pomiarów przeprowadzonych przy użyciu kamery termowizyjnej, wykonywanych równoległe z pomiarami termoparami. Na termogramach wydzielano obszary odpowiadające powierzchni każdemu z dwóch rdzeni mieszczących się w obudowie reaktora katalitycznego i odczytywano wartości maksymalną, minimalną oraz średnią dla danej powierzchni. Rozkład temperatury nie był równomierny, stąd wartości średnie są przesunięte w kierunku wartości minimalnych. Dodatkowo, według tej samej procedury, odczytano odpowiednio wartości temperatury na powierzchni dyfuzora wlotowego, konfuzora wylotowego oraz powierzchni szczeliny między rdzeniami.

Stabilizacja wartości na powierzchniach obu rdzeni następowała po tym samym czasie, przy czym dla silnika pracującego na biegu jałowym wystąpiło to po około 900 s, a dla silnika pracującego z obciążeniem po około 700 s. Jednocześnie dla drugiego rdzenia, w całym analizowanym przedziale czasowym, wszystkie wartości temperatury były mniejsze o 30–60 K niż dla pierwszego rdzenia.

Wartości temperatury pochodzące z termogramów są znacznie mniejsze niż temperatura spalin. Przykładowo, temperatura powierzchni rury przed reaktorem katalitycznym, w miejscu, gdzie była zamontowana termopara, była o 110–150 K mniejsza od temperatury spalin mierzonej w tym punkcie. Przy pomiarze temperatury na powierzchni reaktora katalitycznego współczynnik przenikania ciepła jest złożony z większej liczby składników (współczynniki przewodzenia ciepła obudowy, maty izolujące, rdzenie o budowie kanalikowej, współczynniki wnikania ciepła gazów) niż dla nieizolowanej rury, a dodatkowo materiał rdzeni ma dużą pojemność cieplną. Powoduje to, że wyniki z analizy termograficznej nie nadają się do bezpośredniego konfrontowania z wartościami temperatury spalin, natomiast jakościowo zmiany przyrostu temperatury w czasie (nachylenie krzywych) mają tożsamy charakter, zależny od obciążenia silnika. Możliwość rejestracji rozkładu temperatury w tej samej chwili na powierzchni całego reaktora pozwala również zaobserwować różnice w stopniu nagrzania rdzeni, wynikające z ich szeregowego umieszczenia w obudowie reaktora. Na powierzchni obu rdzeni znajdują się maty izolujące, które dodatkowo ograniczają ilość wypromieniowanej energii, niemniej jednak występowanie tych samych warstw powoduje, że nie ma to wpływu na wartość różnicy temperatury. Ale już bardziej szczegółowa analiza rozkładu temperatury na powierzchni rdzeni nie jest możliwa. Ponieważ przeanalizowano także rozkład temperatury na powierzchniach dyfuzora, szczeliny znajdującej się pomiędzy rdzeniami oraz konfuzora, porównano je z wartościami dla rdzeni, mając na uwadze, że w tych częściach reaktora spaliny mają bezpośredni kontakt z obudową. Wykresy na rysunku 5 przedstawiają wartości temperatury maksymalnej,

mode of the engine separated by time intervals, present the changes of the temperature distribution in time for given surfaces, thus providing the qualitative picture of the device heating process. When analyzing the thermographic images one needs to note that different state of the surface and its curvatures and shape variations may distort the energy radiated by the device. In the images presented in this paper such a phenomenon is clearly visible in the initial part of the outlet confuser, which may have influenced the qualitative analysis whose results have been presented in Fig. 5.

#### 4. Conclusions

The process of heating of a catalytic converter on a test stand under given operating conditions is faster because the cooling action of the air flowing around its outer parts is eliminated.

The engine operating parameters influence the exhaust gas temperature and the operating conditions of the catalytic converter defined by the heating time of the device (the time to reach light-off) and the temperature of the already heated converter. It is thus recommended that after engine cold start, it should immediately start operation under partial load.

The thermographic analysis of the catalytic converter on the test stand was difficult due to a limited access to the devices resulting from the fitting method. The insulation mats fitted between the supports and the converter casing influenced the distribution of temperature on the surface of the device. The amount of heat radiated outside will always be lower than the actual heat inside the converter (thermographic measurements are a qualitative method whose main advantage is non-invasiveness). Nevertheless, the nature of changes of the exhaust gas temperature and the temperature measured on the surface of the converter was the same, which results from the engine operating conditions. Thermographic images show the differences in the heating level of the supports and changes in the temperature distribution in time for the catalytic converter.

minimalnej oraz średniej, kolejno dla pięciu wyodrębnionych powierzchni reaktora katalitycznego, dla obu stanów pracy silnika już nagrzanego.

Przy maksymalnych wartościach temperatury odczytanych z termogramów wpływ mat izolujących jest mały, prawie pomijalny. Jednak jest to spowodowane tym, że największe wartości temperatury występują na brzegach rdzeni, tak więc w miejscach, gdzie maty mają bezpośredni kontakt ze spalinami, w związku z czym szybciej się nagrzewają, co jest dobrze widoczne na obrazach termograficznych (rys. 6). Gdy uwzględnia się wartości średnie i minimalne, wpływ mat jest dużo bardziej widoczny, szczególnie dla rdzenia pierwszego, dla którego wartości te są znacznie mniejsze niż dla szczeliny znajdującej się bezpośrednio za nim.

Na rysunku 6 zamieszczono wybrane zdjęcia termograficzne, zestawiając obok siebie obrazy wykonane podczas pracy silnika na biegu jałowym (z lewej strony) oraz pracy silnika obciążonego (z prawej strony) dla tej samej chwili pomiaru. Konieczne było zastosowanie różnych skal temperaturowych, ze względu na różny stopień nagrzania rdzeni reaktora w zależności od obciążenia silnika. W obrębie poszczególnych zdjęć wyraźnie widoczne są różnice w stopniu nagrzania poszczególnych elementów, w tym oddziaływanie ilości i przewodności warstw znajdujących się w danej części reaktora katalitycznego. Wybrane obrazy pochodzące z pomiarów dla danego trybu pracy silnika rozdzielone interwałami czasowymi prezentują następujące w czasie zmiany rozkładu temperatury dla określonych powierzchni, dając jakościowy obraz procesu nagrzewania urządzenia. Analizując obrazy termograficzne, należy również mieć na uwadze, że różny stan powierzchni oraz jej załamania i zmiany kształtu mogą wprowadzać zakłócenia w rozkładzie wypromieniowanej przez ciało energii. Na zamieszczonych w pracy obrazach zjawisko takie jest dobrze widoczne w początkowej części konfuzora wylotowego, co mogło mieć wpływ na analizę ilościową, której wyniki są zawarte na wykresach (rys. 5).

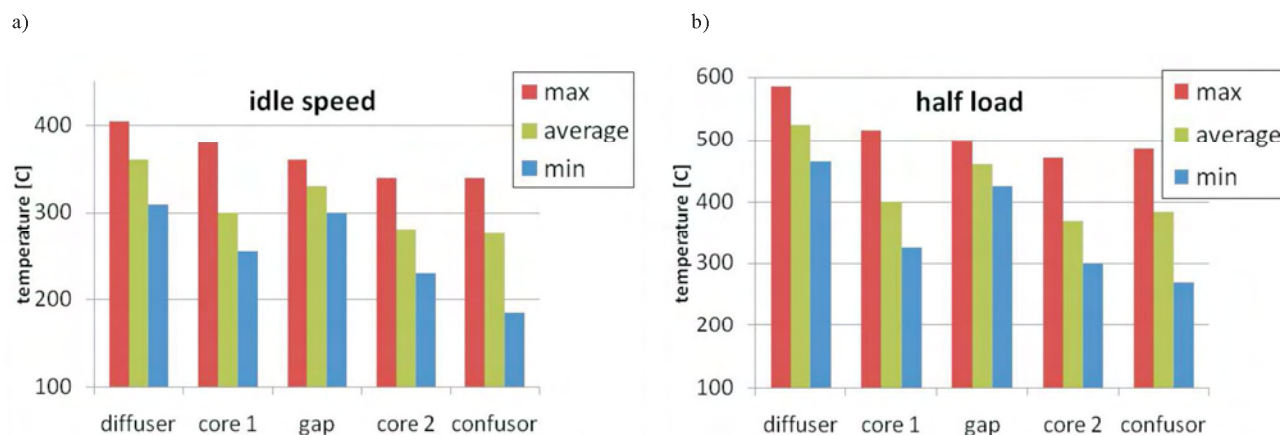


Fig. 5. Surface temperature of the catalytic converter elements for heated engine: a) idle speed, engine speed 2000 1/min, b) load 30 N·m, engine speed 3000 1/min

Rys. 5. Temperatura powierzchni elementów reaktora katalitycznego dla silnika nagrzanego: a) bieg jałowy z prędkością obrotową 2000 1/min, b) obciążenie 30 N·m, prędkość obrotowa 3000 1/min

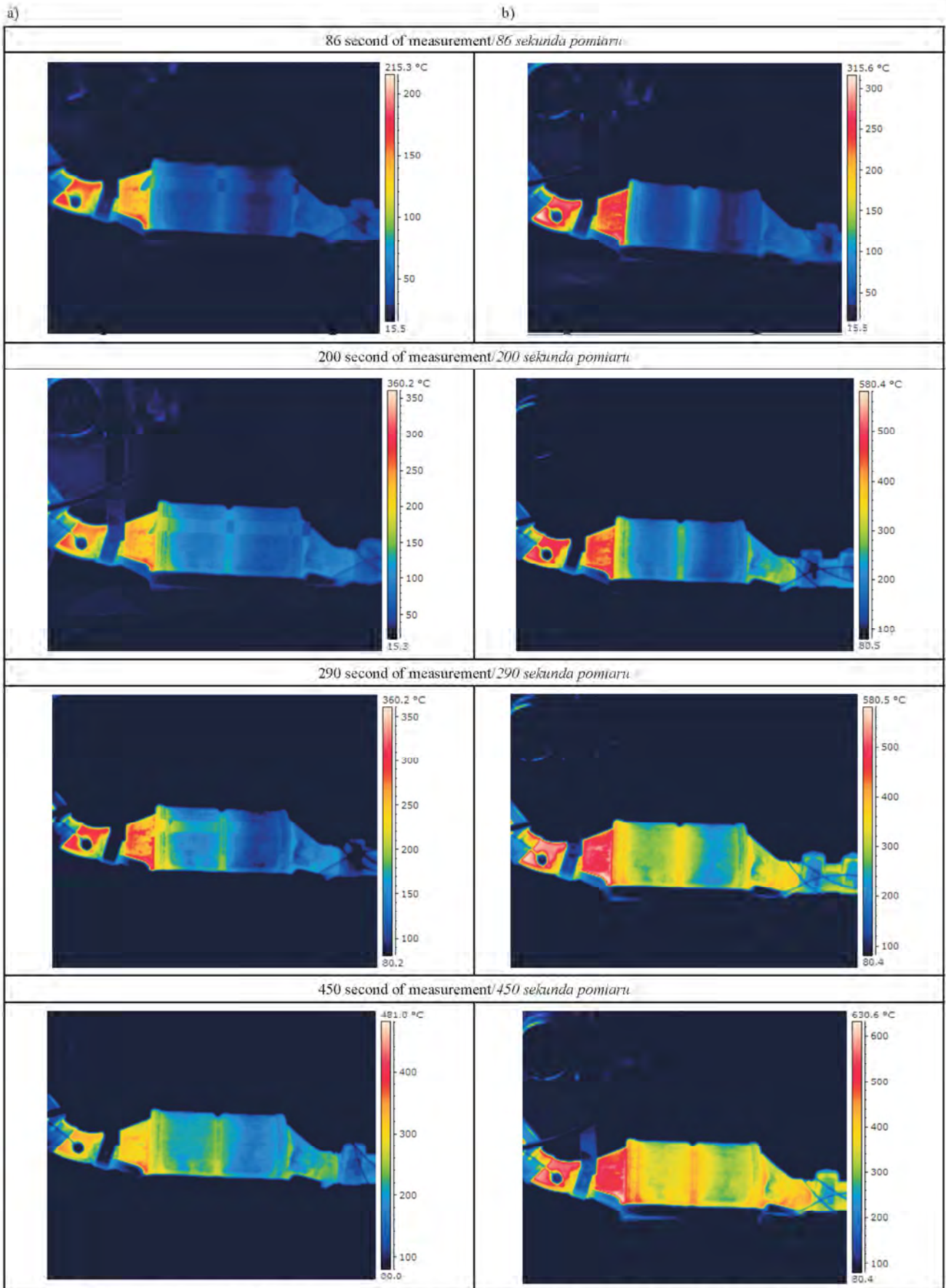


Fig. 6. Thermogram photos selected from measurements: a) idle speed, engine speed 2000 1/min, b) load 30 N·m, engine speed 3000 1/min  
 Rys. 6. Wybrane z pomiarów obrazy termograficzne: bieg jałowy z prędkością obrotową 2000 1/min; obciążenie 30 N·m, prędkość obrotowa 3000 1/min

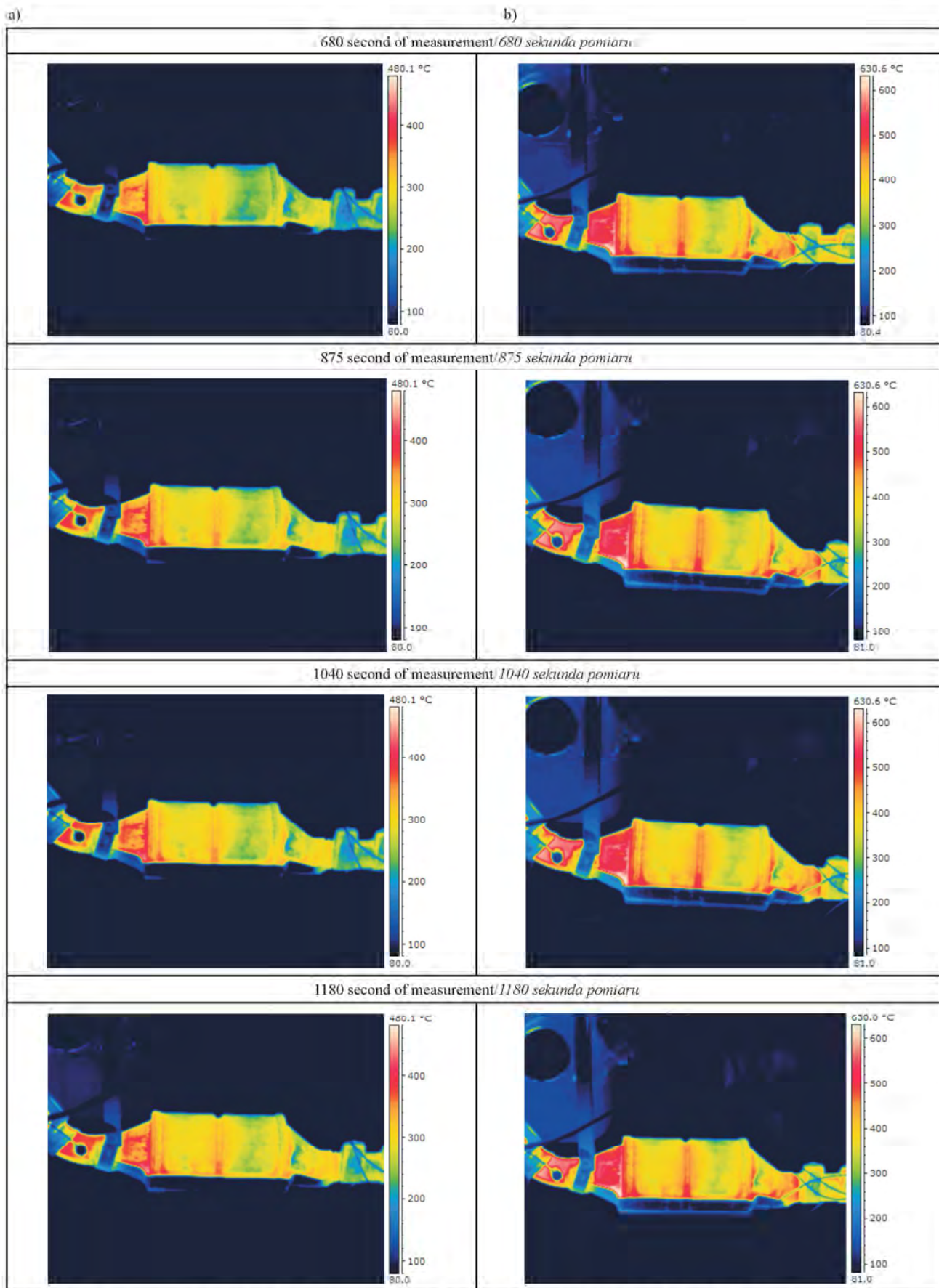


Fig. 6cont. Thermogram photos selected from measurements: a) idle speed, engine speed 2000 1/min, b) load 30 N·m, engine speed 3000 1/min  
 Rys. 6cd. Wybrane z pomiarów obrazy termograficzne: bieg jałowy z prędkością obrotową 2000 1/min; obciążenie 30 N·m, prędkość obrotowa 3000 1/min

## Bibliography/Literatura

- [1] Bielaczyc P., Merksisz J., Pielecha J. Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [2] Brzeżański M. Emisja toksycznych składników spalin w fazie nagrzewania się silnika o zaplonie iskrowym z zastosowaniem akumulatora ciepła. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2007.
- [3] Damijan Z., Uhryński A. Systemic cryotherapy influence of low temperatures on selected physiological parameters. *Acta Physica Polonica A*, 1-A (121), 2012, A-38–A-41.
- [4] Damijan Z., Uhryński A. The influence of driver's working environment on thermal changes of their organism *Acta Physica Polonica A*, 1 (118), 2010, 35–40.
- [5] Jakubowska T., Peczyński-Drewny C., Wićcek B. Standaryzacja w badaniach termograficznych w zastosowaniu praktycznym na przykładzie pracowni termograficznej w Centrum Diagnostyki i Terapii Laserowej Politechniki Łódzkiej. *Acta Bio-Optica et Informatica Medica*, 2 (12), 2006, 81–84.
- [6] Kruczyński S. Trójfunkcyjne reaktory katalityczne. Wydawnictwo ITE, Warszawa–Radom 2004.
- [7] Kruczyński S. Eksploatacja trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych – dezaktywacja termiczna. *Eksploatacja i Niezawodność*, 3 (2014), 2012.
- [8] Lepiarczyk D., Gawędzki W., Uhryński A., Tarnowski J. Usage of thermo-vision in research concerning kinematic pair of friction in machines and mechanical devices. *Vísnik Kiiv's'kogo Nacional'nogo Universitetu Tehnologij ta Dizajnu*, 3, 2012, 190–195.
- [9] Lepiarczyk D., Uhryński A. Thermo-vision analysis of iron foundry production process concerning secondary usage of heat. *Polish Journal of Environmental Studies*, 3 (23), 2014, 1017–1023.
- [10] Mitianiec W. Termochemiczny model katalizatora w układzie wylotowym silnika dwusuwowego. *Journal of KONES*, 1–2 (7), 2000.
- [11] Rybarz M., Brzeżański M. Zagadnienia tworzenia się kondensatu w układzie wylotowym silnika spalinowego. *Czasopismo Techniczne Mechanika*, 8-M, 2008.
- [12] Wićcek B., Mey G. Termowizja w podczerwieni: podstawy i zastosowania, Wydawnictwo PAK, Warszawa 2011.

## 4. Wnioski

Proces nagrzewania reaktora katalitycznego na stanowisku silnikowym, w danych warunkach pracy silnika, będzie następował szybciej, gdyż wyeliminowane jest chłodzące oddziaływanie powietrza opływającego zewnętrzną powierzchnię reaktora, wymuszone ruchem pojazdu.

Parametry pracy silnika mają wpływ na temperaturę spalin, a przez to również na warunki pracy reaktora katalitycznego, definiowane przez czas nagrzewania urządzenia, a w związku z tym – czas potrzebny do uzyskania minimalnej temperatury pracy oraz temperaturę pracy reaktora już nagrzanego. Z tego względu bezpośrednio po zimnym rozruchu silnika korzystne jest, aby pracował on z częściowym obciążeniem.

Analiza termowizyjna reaktora katalitycznego na stanowisku silnikowym była utrudniona ze względu na ograniczony dostęp wynikający ze sposobu montażu. Dodatkowo maty izolujące znajdujące się pomiędzy rdzeniami a obudową reaktora miały wpływ na rozkład temperatury na powierzchni reaktora. Wypromieniowana na zewnątrz ilość ciepła zawsze będzie mniejsza od rzeczywistej wewnątrz urządzenia, dlatego pomiary termowizyjne są metodą jakościową, a nie ilościową, której główną zaletą jest bezinwazyjność. Niemniej jednak charakter zmian temperatury spalin i temperatury zmierzonej na powierzchni reaktora był tożsamy, wynikający z warunków pracy silnika. Zdjęcia termograficzne obrazują różnice w stopniu nagrzania rdzeni oraz zmiany rozkładu temperatury w czasie dla reaktora katalitycznego.

- [13] Wiśniewski S. Wymiana ciepła. WNT, Warszawa 1997
- [14] Worsztynowicz B. Bilans cieplny silników spalinowych typu heavy-duty w aspekcie norm emisji. Silniki spalinowe i ekologia – opracowanie monograficzne. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2014.

Barbara Worsztynowicz, DEng. – Doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Robotics at AGH University of Science and Technology.

*Dr inż. Barbara Worsztynowicz – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki w Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.*

e-mail: [worsztyn@agh.edu.pl](mailto:worsztyn@agh.edu.pl)



Andrzej Uhryński, DEng. – Doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Robotics at AGH University of Science and Technology.

*Dr inż. Andrzej Uhryński – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki w Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.*

e-mail: [uhrynski@agh.edu.pl](mailto:uhrynski@agh.edu.pl)



## Aviation piston engines on-condition maintenance – proposal

*The article presents a proposal of the established in the Institute of Aviation program and tools that are to enable General Aviation Operators in our country to perform on-condition maintenance of piston engines. Program apart from the existing (strictly supervised) Engine Manual tasks, introduces new mandatory maintenance activities such as: monitoring of engine parameters during cruise and climb, with determination of their diagnostic tolerance limits (never been performed in the maintenance practice), oil spectrographic analysis, also with determination of tolerances and oil particle size monitoring. The article shows results of half year long monitored exploitations of Continental IO-240-B engines installed on Diamond DA20-C1 „Katana” aircraft.*

Key words: *on-condition maintenance, piston engine, engine condition monitoring*

## Eksplatacja lotniczych silników tłokowych według stanu technicznego – propozycja

*Artykuł prezentuje opracowaną w Instytucie Lotnictwa koncepcję umożliwiającą operatorom lotnictwa ogólnego w Polsce eksploatację lotniczych silników tłokowych według stanu technicznego. Program obsługi, oprócz ściśle monitorowanych obowiązujących już czynności obsługowych wprowadza nowe, jak: zapis i monitorowanie parametrów pracy silnika podczas wznoszenia i lotu poziomego z wyznaczeniem ich granic tolerancji diagnostycznej, analizę spektrograficzną oleju silnikowego z wyznaczeniem dopuszczalnych wielkości zawartości charakterystycznych pierwiastków i monitorowanie wielkości opilków ferromagnetycznych. W artykule przedstawiono rezultaty nadzorowanej półrocznej eksploatacji silników IO-240-B firmy Continental zainstalowanych na samolotach Diamond DA20-C1 „Katana”.*

Słowa kluczowe: *eksploatacja według stanu technicznego, silnik tłokowy, monitorowanie stanu technicznego silnika*

### 1. Preface

Appropriate engine exploitation is most important for the reliable performance and thus high level of flight safety. Possibility of the engine TBO extension and more importantly the introduction of their on-condition maintenance is the main cause of forcing a high level of aircraft engine exploitation. The first objective of this article is to present arguments supporting above mentioned thesis. The second objective is the presentation of maintenance on-condition concept of the aviation piston engines established at the Institute of Aviation

### 2. Introduction

At present in many countries aviation safety regulations allow exploitation of piston engines above recommended TBO. For example, UK CAA in the CAP 747, which applies mandatory requirements for airworthiness, contains so called Generic Requirement No 24 (GR No 24). The document determines conditions for extension of overhaul periods of light aircraft piston engines. A light aircraft is one whose maximum takeoff mass (MTOM) is less than 2730 kg, while engine installed in the aircraft has power not exceeding 400 hp (298 kW). Many types of the engines, however, are excluded from the program, mainly due to a lack of sufficient service experience.

Upon fulfilment of certain requirements 20% TBO extension is granted, for some engines with no limits. Generally, the condition for continued operation is strict adherence to manufacturer manuals and documentation of subsequent inspections.

### 1. Wprowadzenie

Odpowiednie utrzymanie i użytkowanie silnika są najistotniejszymi elementami w zapewnieniu jego niezawodnej pracy, a tym samym wysokiego poziomu bezpieczeństwa wykonywania lotów. Możliwość przedłużenia okresu międzyremontowego silników, a tym bardziej wprowadzenie ich eksploatacji według stanu technicznego, są główną przyczyną wymuszającą wysoki poziom eksploatacji zespołów napędowych samolotu. Przedstawienie argumentów wspierających powyższą tezę jest pierwszym celem tego artykułu. Drugim – przedstawienie propozycji programu eksploatacji lotniczych silników tłokowych według stanu technicznego opracowanego w Instytucie Lotnictwa.

### 2. Wstęp

Obecnie w wielu krajach przepisy dotyczące bezpieczeństwa lotniczego pozwalają na eksploatację silników tłokowych bez ograniczania okresu międzyremontowego. Na przykład: Lotniczy Nadzór Państwowy Wielkiej Brytanii w dokumencie CAP 747 dotyczącym obowiązkowych wymagań zdatości do lotu zawarł tzw. wymagania generyczne nr 24. Standardy te określają, jakim silnikom tłokowym zabudowanym na tzw. samolotach lekkich i na jakich warunkach możliwe jest wydłużenie okresu pomiędzy remontami. Samoloty lekkie mają maksymalną masę do startu mniejszą niż 2730 kg, a silniki na nich zabudowane nie przekraczają 298 kW (400 KM) mocy. Wiele typów silników wyłączonych jest jednak z programu, głównie z powodu braku wystarczającego doświadczenia w ich eksploatacji.

Similar legislation has been introduced by other world-wide NAA's from Australia to Botswana.

Summarizing: NAA's have approved exploitation of piston engines to something like quasi on-condition maintenance, but without new technical requirements in addition to those already included in the manufacturers documentation.

### 3. How is engine TBO determined

The TBO for an engine commonly referred to as "hard time" is usually established by the manufacturers carrying out test-bed endurance programs where the engine is run day and night, cycling through a specified and purposely over-punishing schedule of so many hours at full power, so many at idle, so many at cruise. During the manufacturer's tests the engine is run on the test bed in a manner which is purposely more severe than ordinary operator will use.

The tests do not take into account the damage that occurs due to aircraft being very little used through the winter, when over time the oil film breaks down and internal corrosion takes hold, aided and abetted by internal condensation and the combustion products having turned the old oil acidic. The above mentioned facts support opinion that TBO is the engine manufacturer's best shot at saying how long he thinks the engine should run reliably [5]. Most manufacturers specify a calendar life as well as hours of operation, and with the low utilisation, the calendar life often 'runs out' long before the hours have reached their TBO limit.

Condition of the engine is largely dependent on how the pilot uses it, technical staff maintenance and storage, types of oil and fuel that is used as much as the time or hours it operates.

### 4. Aviation piston engine

Aviation piston engines are characterized by their large displacement and supercharging, which improves initial cycle parameters, therefore compression levels of these engines are low and mainly are in the range  $\varepsilon = 6-8$ . Increasing level of compression, in spite of its benefits is limited by possible detonation caused by intense heat and pressure at the compression end cycle. Higher compression could also cause the engine mass increase which is unacceptable in aviation.

#### 4.1. Engine basic components – exploitation remarks

Piston engine consists of many parts, whose faultless operation enables its high level of reliability and durability. However decisive for the engine technical condition are: crankshaft system and their bearings, camshaft, cylinders and crankcase. These components condition has influence on possible TBO extension. Internal engine parts are cooled by oil. Pistons are cooled by oil and heat dissipation through cylinders. However the highest thermal loads affect the cylinders and cylinders heads, but these parts are cooled by air.

Baffles and their shape are important to keep proper direction of cooling air flow around cylinders. It is important to keep correct and properly fitting baffles throughout the whole time of the aircraft operation. Picture 1 shows cooling air flow around engine cylinders. Engine operational ratings

Po spełnieniu określonych wymagań wyrażana jest zgoda na 20-procentowe przedłużenie okresu międzyremontowego dla części silników bez jakichkolwiek ograniczeń. Ogólnie, warunkiem przedłużenia czasu eksploatacji jest ściśle przestrzeganie instrukcji obsługi i dokumentowanie kolejnych przeglądów technicznych. Podobne dokumenty wydały cywilne lotnicze nadzory wielu państw, od Australii po niektóre kraje afrykańskie.

Podsumowując: nadzory lotnicze zaaprobowały eksploatację silników tłokowych według quasi- stanu technicznego, lecz bez wymagania dodatkowych czynności ponad te zawarte w instrukcjach producenta.

### 3. Jak wyznaczany jest okres międzyremontowy silnika

Okres międzyremontowy, potocznie nazywany też resursem silnika, zazwyczaj określony jest przez producenta po przeprowadzeniu długotrwałych sprawdzeń na stacji prób. Pracuje on na niej dzień i noc w bardzo wymagającym cyklu, w którym na zakres startowy, przelotowy czy biegu jałowego przypada określony czas pracy.

Podczas prób w zakładzie produkcyjnym silniki, z jednej strony, celowo są poddawane większym obciążeniom termicznym niż te występujące podczas rzeczywistej eksploatacji u użytkownika. Z drugiej strony nie jest brana pod uwagę sezonowość. Zimą samoloty na ogół nie są wykorzystywane i w tych warunkach w silniku następuje przerwanie powłoki olejowej, co prowadzi do tworzenia się korozji. Zjawisko to potęgowane jest wzrostem stężenia produktów spalania, negatywnie wpływających na kwasowość oleju. Ten sposób wyznaczania ресурсu nie uwzględnia rzeczywistych warunków eksploatacji.

Stan techniczny silnika zależy bardziej od sposobu użytkowania przez pilota, obsługiwanie i przechowywanie przez personel techniczny, od typów stosowanego oleju i paliwa niż od czasu lub godzin jego pracy. Powyższe wspiera opinię, że okres międzyremontowy jest najlepszym przybliżeniem producenta określającym czas niezawodnej pracy silnika [5].

Większość producentów poleca okres międzyremontowy w latach i godzinach pracy silnika. Mało intensywna eksploatacja samolotu powoduje, że kalendarzowy czas pracy może znacznie wyprzedzić godzinowy.

### 4. Lotniczy silnik tłokowy

Tłokowe silniki lotnicze charakteryzują się dużymi objętościami cylindrów i stosowaniem doładowania. Podwyższa ono wielkość parametrów początkowych obiegu, dlatego ich stopnie sprężania są niewielkie i zawierają się przedziale  $\varepsilon = 6-8$ .

Zwiększenie stopnia sprężania, mimo wynikających z tego korzyści, jest ograniczone możliwością występowania spalania detonacyjnego (stukowego) przy zbyt wysokich ciśnieniach i temperaturach końca sprężania. Zwiększenie stopnia sprężania powodowałoby również znaczny, nie do zaakceptowania w lotnictwie, wzrost masy silnika.

have to be kept such that there are no excessive crankshaft loads caused by forced vibrations.

Low power and simple design engines, often have time limitations for operation on certain shaft speeds specified by the designer.

Proper work of all cylinders has a significant impact on preventing the occurrence of forced vibrations.

At present camshaft train has hydraulic lifters, which are always keeping the required valves clearances, thus only faulted spark plug can cause an increase in vibrations. Hence, on top of the safety reasons, aviation engines use two spark plugs per cylinder.

Dumping force of torsional vibrations of crank system mainly depends on engine oil viscosity, which through hours of operations becomes lower.

It is important to follow manufacturer manual requirements for frequencies of oil changes (mostly every 50 hours).

Engine reliability and durability are dependent on assembly quality, of course this is the role of manufacturers and overhaul facilities. However, in direct operation the precision of assembly of certain components and aggregates also affects the condition of the entire powertrain.

During engine units changes technical staff has to pay particular attention to proper screw tightening and securing them as well as connection of the tubes (oil, air, fuel) and electrical wires. Special attention is required in spark plug and fuel pump installation due to their correct positioning relative to the position of the crankshaft.

Inspection of the screws and bolts connections takes a lot of time for maintenance personnel. The main cause of connections loosening is the stress relaxation phenomenon.

Technicians have to be aware that such a problem is observed in stored engines as well. Before engine installation bolts, nuts and screws torques must be inspected. Values of

#### 4.1. Podstawowe zespoły silnika – uwagi eksploatacyjne

Silnik tłokowy składa się z wielu części i elementów, których prawidłowa praca wpływa na niezawodność i żywotność całego zespołu napędowego. Decydujące jednak o stanie technicznym silnika (wiążące się z możliwością przedłużenia ponad limitowany dokumentacją producenta czas jego pracy) są: układ korbowy i jego łożyska, rozrząd, cylinder i karter.

Wszystkie części wewnętrzne silnika chłodzone są olejem. Tłoki chłodzone są olejem oraz za pośrednictwem odprowadzania ciepła do cylindrów. Jednakże podzespoły najbardziej narażone na działanie wysokich temperatur, jak cylindry i ich głowice, chłodzone są bezpośrednio strumieniem powietrza atmosferycznego opływającego silnik. Kierunek chłodzącego strumienia powietrza atmosferycznego ustalony jest odpowiednim kształtem deflektorów znajdujących się w przedziale silnikowym, dlatego tak ważne jest utrzymywanie ich geometrii w idealnym stanie przez cały okres eksploatacji samolotu. Na rysunku 1 przedstawiono wymuszony deflektorami przepływ chłodzącego powietrza wokół cylindrów silnika.

Zakresy pracy w czasie eksploatacji silnika lotniczego powinny być takie, by nie pojawiały się nadmierne obciążenia wału korbowego spowodowane wymuszonymi drganiami. Silniki o małej mocy i prostej konstrukcji często mają ograniczenie dłuższej pracy na określonej przez konstruktora prędkości obrotowej.

Istotny wpływ na pewność niewystąpienia silnych drgań wymuszonych silnika ma właściwa praca wszystkich cylindrów. W związku z tym, że obecnie silniki wyposażone są w hydrauliczne kompensatory luzu zaworowego, niewłaściwie pracująca świeca zapłonowa może być przyczyną drgań. Dlatego oprócz przyczyn wynikających z bezpieczeństwa, w lotniczych silnikach tłokowych stosuje się dwie świece zapłonowe w każdym cylindrze.

Momenty tłumiące drgania skrętne układów korbowych zależą w dużym stopniu od lepkości stosowanego oleju. Ze wzrostem nalotu (godzin pracy silnika) lepkość oleju zmniejsza się, dlatego tak ważna jest jego wymiana zgodnie z wymaganiami producenta (najczęściej co 50 godzin).

Niezawodność pracy silnika i jego żywotność w dużym stopniu zależą od jakości jego montażu. Dotyczy to organizacji produkujących silniki i wyposażenia zakładów remontowych. Jednak w bezpośredniej eksploatacji dokładność montażu niektórych podzespołów i agregatów ma również wpływ na stan techniczny całego zespołu napędowego. Wymiana agregatów występuje dość często w praktyce obsługowej. Wymaga ona uwagi personelu obsługującego, szczególnie przy dokręcaniu śrub, ich zabezpieczeniu i podłączaniu do agregatów przewodów (olejowych, powietrznych, paliwowych i elektrycznych).

Wiele uwagi wymaga montaż iskrowników i wtryskowych pomp paliwowych ze względu

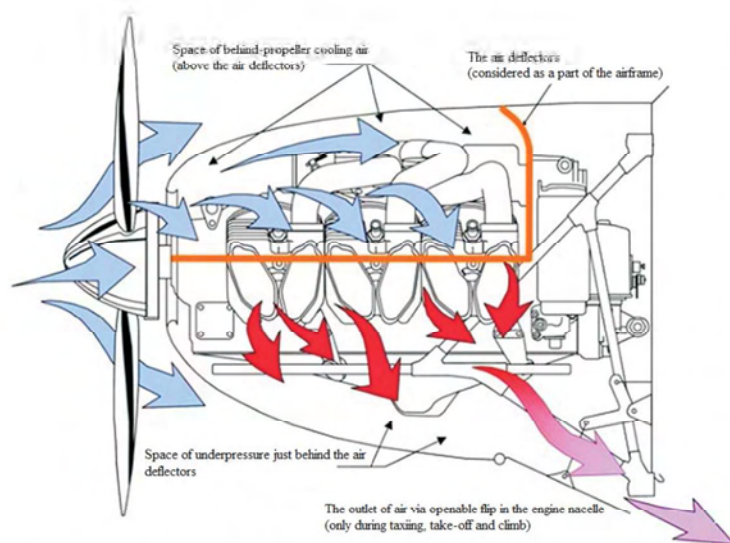


Fig. 1. The scheme of the baffles arrangement and the cooling air flow in the engine compartment [10]

*Rys. 1. Rozmieszczenie deflektorów i schemat przepływu strumienia powietrza chłodzącego w przedziale silnikowym [10]*

the torques are given for items manufactured from certain material and hasty usage of replacements made from other materials is not allowed.

#### 4.2. TBO extension conditions

Experience of aviation industry gives confidence that:

- strict adherence to the manuals procedures
- high level of technical culture
- engine condition monitoring

allows engine exploitation far above TBO recommended by the manufacturer without running the risk of sudden failure during flight.

Not all engines are suitable for running beyond TBO, due to known by aviation industry problems like: corrosion and spalling of camshafts of one of the manufacturers or crankshaft fatigue failure of other one.

In order to extend TBO, NAA's require as mentioned in chapter 2 compliance with several conditions. Also some checks included in manuals have to be carried out.

Those are:

- a) the overhaul history of the engine
- b) the maintenance history
- c) the quality of the maintenance records
- d) the kind of life it has led since overhaul – accidents, periods of neglect etc.
- e) evaluation of inspection results according to maintenance program
- f) engine configuration (modification status, PMA parts etc.)
- g) engine type (with fuel injection, supercharged, carburetor)
- h) type of the propeller powered by engine
- i) aircraft utilization e.g. acrobatic
- j) results of special inspection and engine run performed before decision for TBO extension

For the most of aviation piston engines basic inspection is 100 hours check. There are several inspection tasks included in it, those are:

1. Cylinder differential pressure
2. Each cylinder compression
3. Each cylinder BSI
4. Baffles condition
5. Oil filter
6. Magnetic chip detector (if installed)
7. Oil spectrographic analysis
8. Oil consumption

Points 5–8 are carried out every 50 hours. 100 hours check is ended by special engine run, where the following parameters have to be noted:

1. Maximum static rpm
2. Oil pressure at idle
3. Oil pressure at max. rpm
4. Oil temperature at max. rpm
5. Each cylinder head temperature at max. rpm
6. EGT at max. RPM
7. Rpm drop during the spark plug check
8. Fuel consumption at max. rpm
9. Oil consumption
10. Pressure in the air manifold

na konieczność ustalania właściwego ustawienia względem położenia wału korbowego.

Obsłudze technicznej wiele czasu zajmuje kontrola wszystkich połączeń śrubowych. Bezpośrednią przyczyną luzowania się nakrętek i śrub jest zjawisko relaksacji naprężeń. Eksploatatorzy powinni wiedzieć, że zjawisko relaksacji występuje nawet w silniku nieużytkowanym i pamiętać należy o skontrolowaniu momentów dokręcenia przed montażem silnika. Należy wziąć też pod uwagę, że wartości momentów zależą od materiału z jakiego zostały wykonane śruby, nakrętki i podkładki, dlatego nie wolno pochopnie stosować zamienników wykonanych z innego materiału niż ten określony przez wytwórcę silnika.

Opisane powyżej niektóre niekorzystne zjawiska mogące wystąpić podczas eksploatacji silnika i zasygnalizowane możliwości ich zapobiegania mają na celu przypomnienie personelowi służby inżynieryjno-lotniczej, na jakie elementy konstrukcji i praktyki obsługowej zwrócić uwagę, by utrzymać jak najdłuższy niezawodny czas pracy silnika na platowcu.

#### 4.2. Warunki przedłużenia okresu międzyremontowego

Doświadczenie eksploatacyjne w branży lotniczej prowadzi do pewności, że:

- ściśle przestrzeganie podanych w instrukcjach, lub jeśli trzeba ustalenie, odpowiednich procedur operacyjnych,
- wysoki poziom kultury technicznej obsługi,
- prowadzenie monitorowania stanu technicznego silnika pozwalają na eksploatację silników tłokowych znacznie powyżej określonego przez producenta okresu międzyremontowego, bez ryzyka nagłej usterki podczas lotu.

Nie wszystkie silniki mogą mieć przedłużony resurs ze względu na znane w branży problemy, jak np. korozja i złuszczenie się wału rozrządu silników jednego z ich producentów, czy zmęczeniowe uszkodzenia wałów korbowych silników innego wytwórcy [5].

Obecnie nadzory lotnicze, jak już wspomniano, wymagają spełnienia wielu warunków i wykonania określonych dokumentacją producenta sprawdzeń, a także analiz niezbędnych do podjęcia decyzji o zwiększeniu okresu międzyremontowego silnika. Należą do nich:

- a) sprawdzenie dokumentacji związanej z przeszłymi remontami,
- b) analiza dokumentacji z przeglądów technicznych od ostatniego remontu,
- c) jakość dokumentacji,
- d) ocena okresu eksploatacji od ostatniego remontu ze szczególnym uwzględnieniem ewentualnych wypadków, zaniedbań itp.,
- e) ocena rezultatów przeglądów wynikających z programu obsługi technicznej,
- f) konfiguracja silnika (status modyfikacji, występowanie części PMA),
- g) typ silnika (z wtryskiem paliwa, turbodoładowaniem, gaźnikowy),
- h) typ śmigła napędzanego silnikiem,
- i) rodzaj i przeznaczenie statku powietrznego, na którym jest zainstalowany silnik,

Usage of the above-mentioned methodology in everyday maintenance practice, analysis of the results from subsequent inspections, adequate employment and equipment in maintenance and continuing airworthiness management organization is an evidence of their high technical culture and responsibility. In such circumstances extension of TBO will not have an adverse effect on flight safety.

### **5. On condition maintenance of aviation piston engines**

In the preceding paragraphs existing rules of TBO extension were discussed.

Contemporary engineering expertise about the impact of external factors on performance and technical condition of the engine, knowledge of thermodynamic processes during engine operations, and available statistical data lead to the conclusion that some type of on condition maintenance is possible.

Rules of such exploitation have been developed by Institute of Aviation. They relate to both overhauled and actually in service engines. They are a compilation of manual's requirements and new, known but not utilized in current maintenance practice. They are:

- monitoring of the engine parameters adopted in the SMS
- continuing monitoring of the engine parameters from flight
- shape and size monitoring of the ferromagnetic particles in the engine oil

One of the important elements of safety management is making decisions on the basis of the characteristic factors adopted for its evaluation. These parameters, also known as indicators, are (or will be) defined by the operators, the continuing airworthiness management organizations or overhaul facilities in agreement with the competent authorities responsible for the national system of aviation safety.

For those indicators, established by different statistical methods, alert levels are defined, and their trend changes are observed. Introduction of the engine's on condition maintenance in any organization may be accepted provided they have documented technical assessments on the basis of the results of the maintenance inspections.

It is also necessary to carry out specific analysis for piston engines parameters from flight. It is important to track their trend changes. Parameters must be recorded from the beginning of the operation of the engine after installation on the airframe, after overhaul, after replacing the propeller from another aircraft. Parameters have to be recorded in the same range of engine rpm's both from cruise and climb. These parameters are:

1. Oil pressure
2. Oil temperature
3. Cylinder head temperature
4. EGT
5. Fuel consumption
6. Fuel pressure

j) wyniki specjalnego przeglądu i próby silnika wykonane przed formalnym przedłużeniem resursu, bądź zgodą na jego zwiększenie.

Podstawowym przeglądem technicznym lotniczego silnika tłokowego jest obsługa 100-godzinna, podczas której wykonywanych jest wiele czynności określających jego stan techniczny; są to sprawdzenia:

- 1) ciśnienia różnicowego cylindrów,
- 2) ciśnienia sprężania cylindrów,
- 3) endoskopowa inspekcja stanu cylindrów i tłoków,
- 4) sprawdzenie stanu deflektorów powietrza w przedziale silnikowym,
- 5) filtra oleju,
- 6) korka magnetycznego (jeśli jest zainstalowany) w instalacji olejenia na obecność opilków,
- 7) analiza spektralna oleju silnikowego,
- 8) zużycie oleju z lotu.

Punkty 5–8 wykonywane są z częstotliwością pięćdziesięciogodzinną.

Przegląd kończy specjalna próba silnika. Jej wyniki zapisywane są na formularzu i obejmują:

- 1) maksymalne sprowadzone prędkości obrotowe silnika,
- 2) ciśnienie oleju na biegu jałowym,
- 3) ciśnienie oleju na zakresie startowym,
- 4) temperaturę oleju na zakresie startowym,
- 5) temperaturę każdej głowicy cylindra na zakresie startowym,
- 6) temperaturę gazów wylotowych na zakresie startowym,
- 7) spadek prędkości obrotowej po kolejnym odłączeniu iskrowników,
- 8) zużycie paliwa na zakresie startowym,
- 9) zużycie oleju,
- 10) ciśnienie w kolektorze dolotowym powietrza.

Stosowanie przedstawionych w podpunkcie 4.2 zasad w codziennej praktyce eksploatacyjnej, analiza wyników sprawdzeń z kolejnych przeglądów, posiadanie odpowiedniego personelu przez organizację obsługową i zarządzania ciągłą zdatnością, a także posiadanie zaplecza technicznego i administracyjnego świadczą o ich wysokiej odpowiedzialności i kulturze technicznej. Wtedy przedłużenie czasu do pierwszego remontu i okresu międzyremontowego lotniczego silnika tłokowego nie spowoduje obniżenia poziomu bezpieczeństwa latania i nie powinno stwarzać jakichkolwiek zagrożeń.

### **5. Eksploatacja według stanu technicznego lotniczego silnika tłokowego**

Omówiono już istniejące zasady umożliwiające przedłużanie okresu między remontami. Współczesna eksploatacyjna wiedza inżynierska o wpływie czynników zewnętrznych na parametry pracy silnika i jego stan techniczny, znajomość procesów termodynamicznych zachodzących podczas pracy silnika tłokowego, dostępne dane statystyczne prowadzą do wniosku, że możliwa jest eksploatacja niektórych typów lotniczych silników tłokowych według stanu technicznego. Zasady takiej eksploatacji opracowano w Instytucie Lotnictwa. Dotyczą one zarówno silników nowych lub po

Lower and upper acceptable limit values should be set in the range in which they can be contained throughout engine life. Engineers should also observe the trend of their changes.

Piston aircraft engine after overhaul, or after replacement of the cylinders or cylinder for the first fifty hours of operation is in the process of forming. Therefore, the determination of the range which should contain the above parameter values should be carried out based on the data collected during the second fifty hours of engine operation, assuming their Gaussian distribution.

- parameters values should be recorded during each flight
- for each parameter mean value should be counted

$$P_m = \sum_{i=1}^n P_i / N \quad (1)$$

and the standard deviation:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_i - P_m)^2}{N - 1}} \quad (2)$$

where:  $N$  – number of flights,  $P_i$  – parameter value,  $P_m$  – mean value.

For the next overhaul, replacement of the engine or propeller replacement, each parameter value should be within established range, from  $m + 3\sigma$  to  $m - 3\sigma$ .

If any of the parameters value exceeds the limit cause of that has to be determined immediately.

A similar procedure should be carried out for the results of spectrographic analysis of oil. In this case, however, setting maximum limits for the content of given particles in the oil shall be determined after four subsequent analyses in the same laboratory.

Observing the trend of characteristic elements of quantitative changes in engine oil is important, as some manufacturers are suggesting that limits can be established by operator individually for each engine of the same type. While others provide limits that are far from values observed during standard operation.

## 6. Supervised exploitation of IO-240-A/B engines

In order to verify established rules of the on condition maintenance, at present supervised exploitation of four IO-240-A/B engines, installed on Diamond DA-20-C1 aircraft is being carried out.

IO-240-A/B (A and B differ only by type of the fuel injectors) manufactured by Continental Motors, Inc. is four cylinder, four stroke reciprocating aircraft engine with horizontally opposed cylinders, fuel injectors and wet sump. Cylinder displacement is 240 cubic inches (4000 cm<sup>3</sup>).

This engine at compression 8.5 has power 125 KM (93 kW), speed 2800 rpm, at sea level, standard atmosphere conditions. It has been certified for Avgas 100 LL and 100 fuels. IO-240 found use on Diamond DA-20-C1, Eagle Aircraft 150 B, Rans S-16 Shekari, Roko Aero NG4. In Poland the most popular of the engines are DA-20 –C1. Two types of propellers can be installed: Sensenich W69K-63 and MT-175R 150-2Ca.

remontie, jak i tych będących w eksploatacji. Są one kompilacją rekomendowanych instrukcjami producentów zadań obsługowych i proponowanych nowych, niestosowanych w dotychczasowej praktyce. Należą do nich:

- monitorowanie parametrów silnikowych przyjętych w zarządzaniu bezpieczeństwem,
- ciągle monitorowanie parametrów z lotu przyjętych do oceny stanu technicznego (*Engine Condition Monitoring*),
- pomiar i monitorowanie wielkości cząstek ferromagnetycznych w oleju silnikowym.

Jednym z ważniejszych elementów zarządzania bezpieczeństwem jest podejmowanie decyzji na podstawie charakterystycznych wielkości przyjętych do oceny silnika. Parametry te, nazywane też wskaźnikami, określone są (bądź będą) przez operatorów, organizacje zarządzania ciągłą zdadnością lub remontowe w uzgodnieniu z kompetentnymi władzami odpowiedzialnymi za krajowy system bezpieczeństwa lotniczego. Dla tych ustalonych różnymi metodami statystycznymi wskaźników przyjmuje się poziomy alarmowe, a także obserwuje trendy ich zmian.

Wprowadzenie w organizacji eksploatacji silników według stanu technicznego może być zaakceptowane pod warunkiem posiadania przez tę organizację lub operatora eksploatacyjnej dokumentacji oceny stanu technicznego na podstawie wyników przeglądów technicznych. Konieczne jest również prowadzenie analizy charakterystycznych dla silników tłokowych parametrów ich pracy w locie. Ważne jest śledzenie trendu ich zmian. Należy prowadzić zapisy wartości tych wielkości od początku pracy silnika po jego zabudowie na płatowcu po remoncie, po wymianie śmigła lub przebudowie z innego statku powietrznego. Zapisów parametrów należy dokonywać w tym samym przedziale prędkości obrotowych zarówno z lotu poziomego, jak i wznoszenia. Parametrami tymi są:

- 1) ciśnienie oleju,
- 2) temperatura oleju,
- 3) temperatura głowic cylindrów,
- 4) temperatura gazów wylotowych,
- 5) zużycie paliwa,
- 6) ciśnienie paliwa.

Należy wyznaczyć dolną i górną dopuszczalną granicę wartości w przedziale, w którym mogą się zawierać przez cały okres eksploatacji. Należy również obserwować trendy ich zmian.

Tłokowy silnik lotniczy po remoncie, po wymianie cylindrów bądź cylindra przez pierwszych pięćdziesiąt godzin użytkowania podlega procesowi formowania. Dlatego wyznaczenie przedziału, w którym powinny zawierać się wartości wymienionych parametrów przeprowadzić należy na podstawie zebranych danych w czasie drugich pięćdziesięciu godzin pracy silnika, zakładając, że przyjmują rozkład normalny.

Należy odnotowywać wartości tych parametrów podczas każdego lotu, a następnie dla każdego z nich policzyć wartość średnią – wzór (1) i odchylenie standardowe – wzór (2) gdzie:  $N$  – liczba lotów,  $P_i$  – wartość parametru,  $P_m$  – średnia wartość parametru.

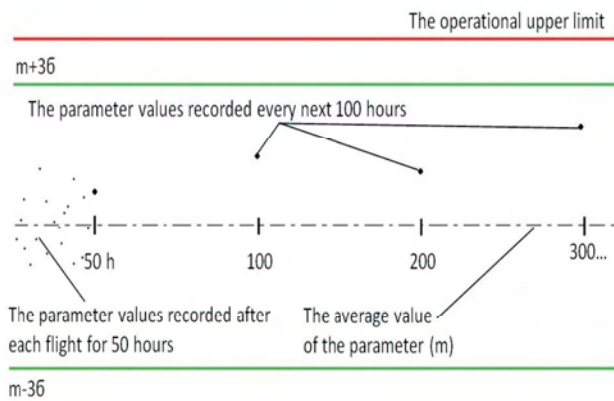


Fig. 2. Example of graphical representation of the value changes for one of the operational parameters of the engine in flight. The operational upper limit is greater than the upper limit of the diagnostic ( $m + 3\sigma$ )

Rys. 2. Przykład graficznego przedstawienia zmian wartości jednego z parametrów pracy silnika odnotowanego w locie, gdzie ograniczenie eksploatacyjne jest większe niż górna granica tolerancji diagnostycznej  $m + 3\sigma$

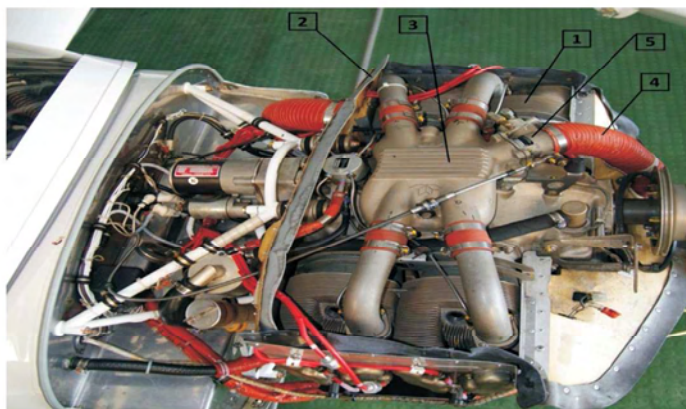


Fig. 3. IO-240-B engine seen from above: 1 – cylinder, 2 – baffles, 3 – manifold of the air supplied to the cylinders, 4 – air supply hose, 5 – throttle

Rys. 3. Silnik IO-240-B widziany z góry: 1 – cylinder, 2 – deflektor powietrza, 3 – kolektor powietrza doprowadzanego do cylindrów, 4 – przewód doprowadzania powietrza do silnika, 5 – przepustnica



Fig. 4. The propulsion system of the Diamond DA20-C1 "Katana" aircraft: 1 – the valve cover, 2 – baffles, 3 – propeller

Rys. 4. Zespół napędowy samolotu Diamond DA20-C1 „Katana”: 1 – pokrywy zaworów, 2 – deflektor powietrza, 3 – śmigło

Do następnego remontu bądź przebudowy silnika, czy wymiany śmigła wartość każdego z parametrów powinna zawierać się w wyznaczonym dla każdego z nich przedziale od  $m - 3\sigma$  do  $m + 3\sigma$  (rys. 2).

Jeżeli jakkolwiek z parametrów przekroczy graniczną wartość, należy określić przyczynę takiego stanu.

Podobną procedurę należy przeprowadzić w odniesieniu do analizy spektralnej oleju. Wtedy jednak wyznaczenia dopuszczalnych granic zawartości danego pierwiastka w oleju dokonać należy po przeprowadzeniu kolejnych czterech badań w tym samym laboratorium.

Obserwacja trendu zmian ilościowych charakterystycznych pierwiastków w oleju silnika jest istotna, ponieważ niektórzy producenci silników sugerują wyznaczenie dopuszczalnych wielkości indywidualnie przez każdego operatora, a podane przez innych wytwórców graniczne wartości wielokrotnie przewyższają te obserwowane w eksploatacji. Metodyka opracowana w Instytucie Lotnictwa nakazuje badania sześciu pierwiastków, a mianowicie: żelaza (Fe), glinu (Al), chromu (Cr), miedzi (Cu), krzemu (Si) i ołowiu (Pb). Istotne znaczenie w ocenie postępującego, a nawet katastroficznego uszkodzenia silnika ma monitorowanie

w oleju wielkości i ilości cząstek metalicznych w postaci włóków lub łusek. Producenci lotniczych silników tłokowych nie podają ani granicznej ich wielkości, ani dopuszczalnej ilości tych zanieczyszczeń.

## 6. Eksploatacja nadzorowana silników IO-240-A/B

W celu weryfikacji przyjętych zasad eksploatacji lotniczych silników tłokowych według stanu technicznego prowadzona jest eksploatacja nadzorowana czterech silników IO-240-A/B zabudowanych na samolotach Diamond DA20-C1 Katana tego samego operatora.

Silnik IO-240-A/B (wersja A od B różni się tylko typem wtryskiwaczy paliwowych) firmy Continental Motors, Inc. jest czterosuwowym, czterocylindrowym zespołem napędowym w układzie bokser („O” – *horizontally opposed cylinders*) o objętości skokowej około 4000 cm<sup>3</sup> (240 cubic inches) z mokrą miską olejową z wtryskiem paliwa („I” – *fuel injected*). Silnik ten dla maksymalnego stopnia sprężania wynoszącego 8,5 osiąga moc 93 kW (125 KM) przy prędkości obrotowej wynoszącej 2800 obr/min w warunkach atmosfery wzorcowej na poziomie morza. Certyfikowany jest na paliwa lotnicze tzw. Avgas 100 LL (niebieski) i 100 (zielony) o max. zawartości czteroetylku ołowiu odpowiednio 0,56 g/l i 1,12 g/l (w Polsce dostępna jest benzyna lotnicza B91/115 o zawartości 1,8 g/l czteroetylku ołowiu, zabarwiana na zielono; trzeba więc uważać, by nie pomylić paliw o tym samym kolorze).

IO-240 znalazły zastosowanie jako napęd samolotów Diamond DA20-C1, Eagle Aircraft 150B, Rans S-16 Shekari, Roko Aero NG4. W Polsce najpopularniejszym z wymienionych statków powietrznych jest Diamond Katana. Silnik ten, zabudowany na płatowcu Diamond,

Figure 3 shows view of the engine from the top, while figure 4 shows photo of the same power train and MT propeller viewed from the right side.

Publications for this engine are as follows:

1. IO-240-A/B Maintenance and Overhaul Manual (M-6)
2. Installation and Operation Manual (OI-6)
3. S-20/S-200 Magneto Service Manual (X42002)
4. Parts Catalog
5. Service Documents e.g. SB's, SID's

Supervised exploitation is designated to conform to established criteria and methods for the evaluation of the engine technical condition with the field operations. Engines were qualified to the program after evaluation of the subsequent inspections results and their failures analysis. They have already achieved 1152, 1485, 764, 443 hours respectively.

For both cruise and climb new engine parameters tolerances were assigned.

Figure 5 shows values of engine rpm's during cruise. Engine rpm's were in the narrow range when flight parameters have been registered. It can be assumed that engine load was almost the same during each registration.

On the figures from 6 to 8 values of the new operational limits are shown as examples. Figures with index "a" are representing their corresponding Gaussian distribution.

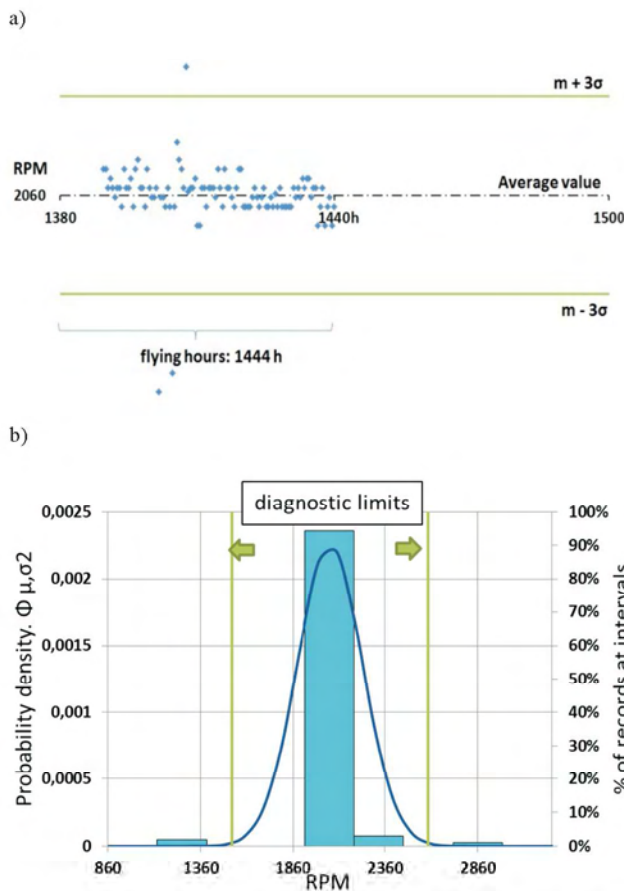


Fig. 5. Engine rpm during the flight: a) values, b) Gaussian distribution, the IO-240-B engine, installed on DA20-C1 "Katana" aircraft

Rys. 5. Prędkość obrotowa podczas przelotu a) wartości chwilowe, b) rozkład Gaussa, silnik IO-240-B, samolot DA20-C1 „Katana”

może współpracować ze śmigłami: Sensenich W69EK-63 i niemieckim MT-175 R 150-2Ca.

Na rysunku 3 przedstawiono zespół napędowy widziany z góry, natomiast na rys. 4 – ten sam zespół napędowy samolotu Diamond ze śmigłem MT widziany z prawej strony.

Obowiązująca dokumentacja dla tego typu silnika obejmuje:

1. „Instrukcję obsługi technicznej i remontu silników serii IO-240” (M-6).
2. „Instrukcję zabudowy i użytkowania” (OI 6).
3. „Instrukcję serwisową iskrowników S 20/S-200” (X42002).
4. Katalog części zamiennych.
5. Dokumenty eksploatacyjne, jak biuletyny serwisowe, czy tzw. SID (*Service Information Directive*).

Eksploatacja nadzorowana ma za zadanie skonfrontowanie kryteriów i sposobów oceny stanu technicznego silnika przyjętych w założeniach programu z rzeczywistą eksploatacją.

Silniki zakwalifikowano do eksploatacji nadzorowanej po analizie rezultatów ich kolejnych przeglądów i ocenie

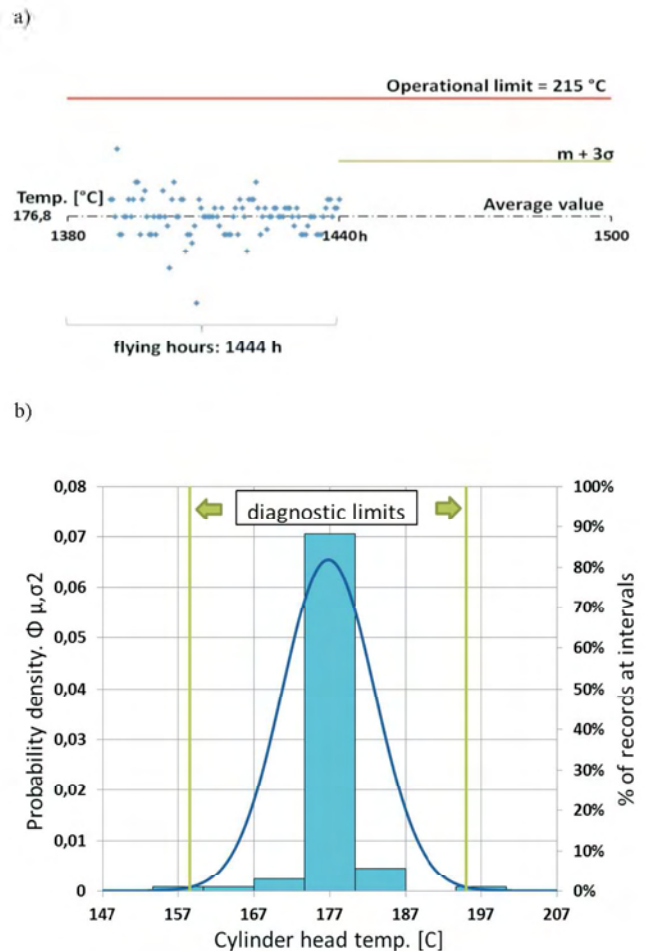


Fig. 6. Cylinder head temperature during the flight: a) values, b) Gaussian distribution, the IO-240-B engine, installed on DA20-C1 "Katana" aircraft

Rys. 6. Temperatura głowic cylindrów podczas przelotu: a) wartości chwilowe, b) rozkład Gaussa, silnik IO-240-B, samolot DA20-C1 „Katana”

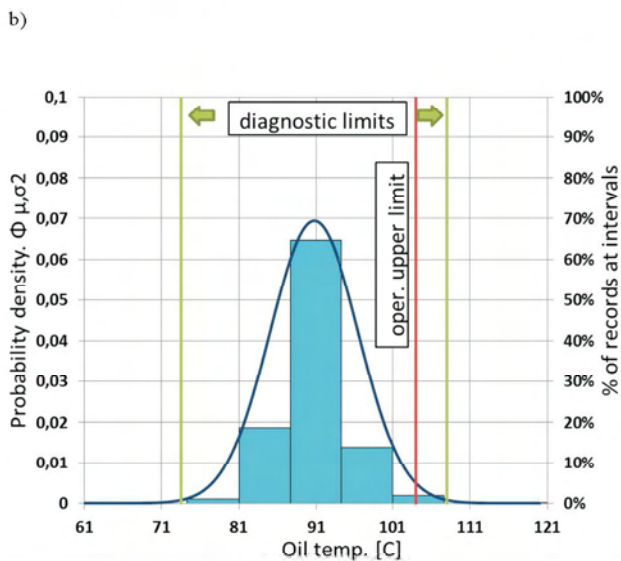
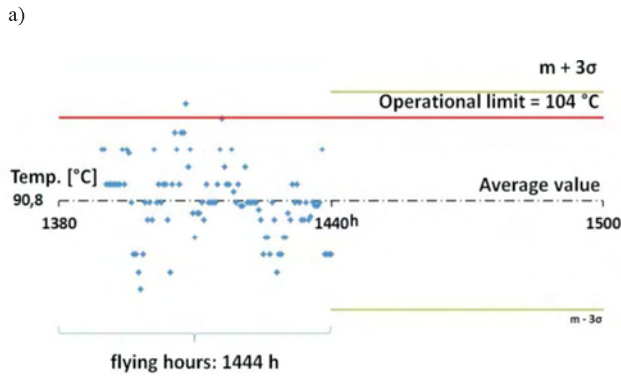


Fig. 7. Oil temperature during the flight: a) values, b) Gaussian distribution, the IO-240-B engine, installed on DA20-C1 "Katana" aircraft  
Rys. 7. Temperatura oleju podczas przelotu: a) wartości chwilowe, b) rozkład Gaussa, silnik IO-240-B, samolot DA20-C1 „Katana”

Figures 7 and 8 are showing oil temperatures of the engines installed on the two different aircraft.

Such big difference between indicated oil temperatures of these two engines was difficult to understand.

After thorough analysis of both oil systems, it was found that one of the aircraft was equipped with smaller oil cooler. This is only the case since the new diagnostic tolerance limit is higher than the limit set in the manual. In this case obligatory limit is same like in the manual.

Identical steps were established for the climb. During climb engine is more loaded than during cruise. It is important to observe power train behaviours during both flight phases.

As it was mentioned in Section 5. the spectrographic analysis of six elements in the engine oil were carried out. It was assumed that after four consecutive, performed every 50 hours analyses, carried out in the same laboratory, permissible limit of the element amount in the oil can be determined.

For example, Fig. 9 and Fig. 10 show assigned limits of iron and lead for a specific engine.

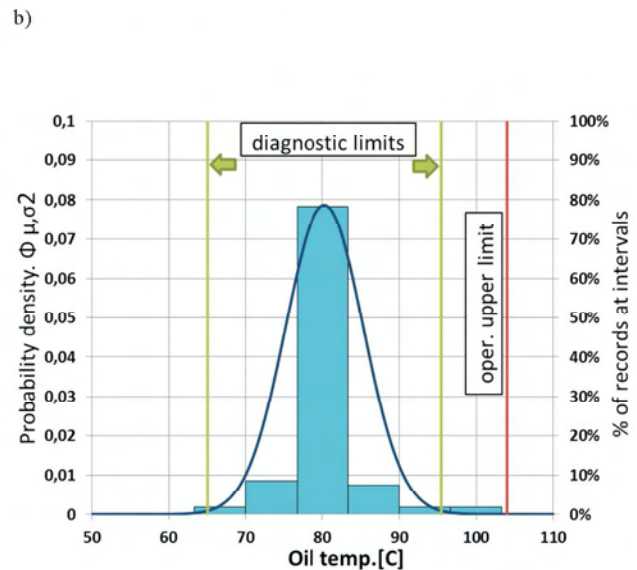
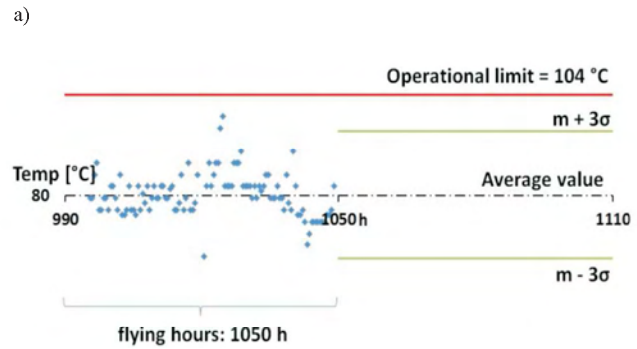


Fig. 8. Oil temperature during the flight: a) values, b) Gaussian distribution, the IO-240-B engine, installed on DA20-C1 "Katana" aircraft  
Rys. 8. Temperatura oleju podczas przelotu: a) wartości chwilowe, b) rozkład Gaussa, silnik IO-240-B, samolot DA20-C1 „Katana”

usterkowości w procesie użytkowania. Osiągnęły one już nalot, kolejno 1152, 1485, 764, 443 godziny. Zarówno z lotu, jak i z wznoszenia wyznaczono dla nich granice tolerancji diagnostycznej dla przyjętych parametrów.

Prędkości obrotowe (rys. 5), dla których dokonywano zapisów parametrów pracy silnika zawierały się w bardzo wąskim zakresie. Można przyjąć, że ich rejestracji dokonano przy tych samych obciążeniach zespołu napędowego.

Na rysunkach od 6 do 8 przedstawiono przykładowo wartości nowych ograniczeń eksploatacyjnych. Rysunki 6a–8a przedstawiają odpowiadające im parametry rozkładu normalnego.

Na rysunkach 7 i 8 przedstawiono wartości nowych ograniczeń temperatury oleju silników zabudowanych na różnych płatowcach. Znaczne różnice wielkości zarówno wartości średniej, jak i górnej granicy tolerancji diagnostycznej pomiędzy dwoma silnikami były trudne do wytłumaczenia.

W wyniku skrupulatnej analizy instalacji olejowania obydwu zespołów napędowych stwierdzono, że na jednym płatowcu zabudowana jest chłodnica oleju o mniejszej powierzchni niż na drugim. Dlatego, jako jedyny przypadek, obliczone ograniczenie (rys. 7) przewyższa podane przez

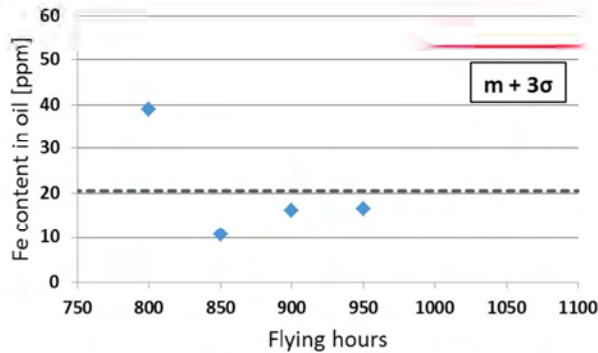


Fig. 9. The content of iron in the oil of IO-240-B engine installed on the DA20-C1 "Katana" aircraft.

Rys. 9. Zawartość żelaza w oleju silnika IO-240-B zabudowanego na samolocie DA20-C1 „Katana”

Evaluation of the content of Fe, Cr, Cu, and Al in the engine oil is carried out for obvious reasons arising from the materials used to manufacture engine components.

Examination of the Si content was introduced to assess the environmental conditions in which the aircraft and engine is operated.

Low content of lead, however, can inform about the quality and type of fuel used. Therefore, it is important to know lower limit of the amount of this element.

Increasing of the engine operating time is the cause of its deterioration, especially of friction elements. Therefore, in addition to the spectrographic analysis each time oil must be exchanged, it is necessary to examine not only the metal particles that adhere to the filter, but also those in the drained oil.

Such a procedure is particularly important when there is no magnetic plug in the lubrication system.

In the photograph (Fig. 11) shows magnet with ferromagnetic particles taken from drained engine oil. In the photograph (Fig. 12), the same elements on graph paper.

Because there are no standards defined by manufacturers for size limit and the number of large particles in the engine oil, extremely detailed documentation at every oil change should be carried out.

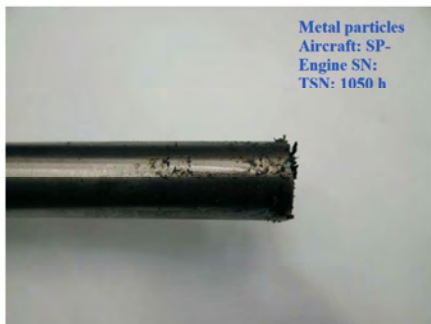


Fig. 11. View of the magnet after immersion in the oil taken from the IO 240-B engine, after fifty hours of operation

Rys. 11. Widok magnesu po zanurzeniu w zlanym oleju po pięćdziesięciu godzinach pracy silnika IO 240-B

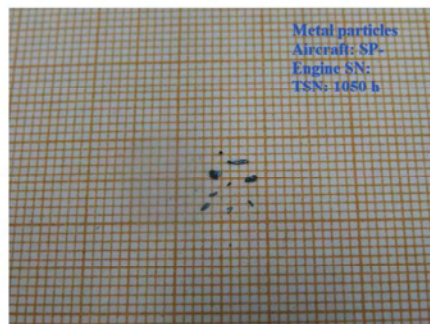


Fig. 12. Ferromagnetic particles that were present in the oil after fifty hours of operation of the IO-240-B engine, installed on the aircraft DA20-C1 "Katana"

Rys. 12. Cząstki ferromagnetyczne obecne w oleju po pięćdziesięciu godzinach pracy silnika IO-240-B zabudowanego na samolocie DA20-C1 „Katana”

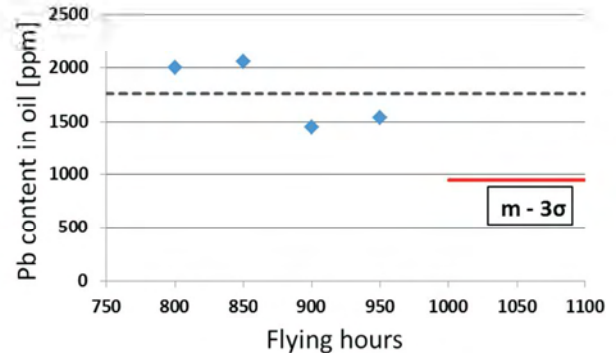


Fig. 10. The content of lead in the oil of IO-240-B engine installed on the DA20-C1 "Katana" aircraft

Rys. 10. Zawartość ołowiu w oleju silnika IO-240-B zabudowanego na samolocie DA20-C1 „Katana”

producenta. Wtedy obowiązują to wynikające z instrukcji eksploatacji tego silnika.

Identyczne postępowanie jak dla lotu poziomego obowiązuje dla wznoszeniu, podczas którego obciążenie silnika jest większe, dlatego metodyka wymaga monitorowania parametrów pracy silnika podczas obu faz lotu samolotu.

Jak podano w rozdz. 5, prowadzona jest analiza spektralna zawartości sześciu pierwiastków w oleju silnikowym. Przyjęto, że po czterech kolejnych, wykonywanych co 50 godzin, badaniach przeprowadzanych w tym samym laboratorium, wyznaczana jest granica dopuszczalnej ilości pierwiastka w oleju.

Przykładowo, rysunki 9 i 10 przedstawiają wyznaczone granice dopuszczalnych ilości żelaza i ołowiu dla konkretnego silnika.

Ocena zawartości Fe, Cr, Cu, i Al w oleju silnikowym przeprowadzana jest z oczywistych względów, wynikających z materiałów użytych do wyprodukowania elementów silnika.

Badanie zawartości Si wprowadzono do oceny warunków zapylenia środowiska, w którym eksploatowany jest samolot i silnik.

Mała zawartość ołowiu może świadczyć o jakości i rodzaju stosowanego paliwa, dlatego tak istotna jest dolna granica eksploatacyjna ilości tego pierwiastka.

Zwiększający się podczas eksploatacji czas pracy silnika jest przyczyną wzrostu jego zużycia, szczególnie elementów trących. Z tego względu oprócz analizy spektralnej oleju należy przy każdej jego wymianie dokonać analizy nie tylko cząstek metalicznych osadzających się na filtrze, lecz także tych zawartych w zlanym z silnika oleju. Procedura taka jest szczególnie ważna, gdy w instalacji olejowania silnika brakuje tzw. korka magnetycznego. Na rysunku 11 pokazano cząstki ferromagnetyczne przyciągnięte przez

On condition based maintenance includes all required tasks from the manuals. One of them – BSI is particularly important in evaluation of the engine cylinders condition.

This inspection is carried out to check the head of the cylinder, its wall and the upper surface of the piston. Detection of any cracks, missing material, excessive amounts of carbon deposits, or traces of burning requires immediate action involving the exchange of the cylinder.

It enables avoidance of a costly repair, and most of all, potential faults during the flight. Picture (Fig. 13) shows the upper surface of the piston, the next (Fig. 14) shows the surface condition of valves and valve seats.

The results of subsequent engine BSI's must be kept, to be able to compare the intensity of the possible deterioration of the cylinders. Similar requirement applies to documented results of all the activities listed in section 4.2.

## 7. Conclusions

Results of supervised exploitation confirm the assumptions made for the program of on condition maintenance. It should be emphasized that each engine must be treated individually and it is not possible to average the various constraints in such a way that they can be the same for different types of engines. This is due to the fact that at least various types of propellers or the various components in key systems are installed (e.g. earlier mentioned oil cooler).

The next step in improving the analysis of operating parameters of the engine will be FDR installation on the airframe, which will allow elimination of the pilot's reading errors and examination of the changes in the parameters during the entire flight will be possible (whether in the certain time not exceeding the permissible values).

The positive outcomes of the results from the recorder for engine analysis will enable the extension of FDR capabilities for the aircraft flight parameters, which will lead to the introduction of objective flight control. Thus improve the safety of flying.



Fig. 13. View of the no 1 piston inside the cylinder of the IO-240-B engine, installed on the DA20-C1 "Katana" aircraft

*Rys. 13. Tłok cylindra nr 1 silnika IO-240-B zabudowanego na samolocie DA20-C1 „Katana”*

zanurzony magnes w naczyniu ze zlanym z silnika olejem, a rys. 12 te same elementy na papierze milimetrowym. Ponieważ brak jest jakichkolwiek norm producentów określających dopuszczalną wielkość i liczbę dużych cząstek w oleju silnikowym, należy prowadzić wyjątkowo skrupulatne ich dokumentowanie przy każdej wymianie oleju.

Eksploatacja według stanu technicznego obejmuje wszystkie wymagane instrukcjami producentów czynności. Jedną z nich jest bardzo ważna dla oceny stanu technicznego silnika endoskopowa kontrola stanu cylindrów. Podczas niej przeprowadzane jest sprawdzenie głowicy, ściany cylindra i górnej powierzchni tłoka. Wykrycie jakichkolwiek pęknięć, ubytków materiału, nadmiernej ilości nagaru, śladów przepaleń wymaga podjęcia natychmiastowych czynności związanych z wymianą cylindra. Unika się w ten sposób kosztownego remontu, a przede wszystkim potencjalnej usterki w trakcie lotu. Rysunek 13 przedstawia górną powierzchnię tłoka, a rys. 14 – stan powierzchni zaworów i ich gniazd.

Wyniki kolejnych przeglądów endoskopowych silnika należy przechowywać, by móc porównać intensywność ewentualnego pogarszania się stanu cylindrów. Podobne wymaganie dotyczy dokumentowania wyników wszystkich czynności wymienionych w podpunkcie 4.2.

## 7. Podsumowanie

Dotychczasowe wyniki eksploatacji nadzorowanej potwierdzają założenia przyjęte w programie wprowadzenia eksploatacji lotniczych silników tłokowych według stanu technicznego.

Podkreślenia wymaga to, że każdy silnik należy traktować indywidualnie i nie jest możliwe uśrednienie poszczególnych ograniczeń w taki sposób, by mogły być jednakowe dla poszczególnych typów silników. Wynika to choćby ze współpracy z różnymi typami śmigieł, czy zainstalowania różnych podzespołów w ważnych instalacjach (jak np. wspomniana chłodnica oleju).



Fig. 14. View of the no 1 cylinder head of the IO-240-B engine, installed on the DA20-C1 "Katana" aircraft

*Rys. 14. Głowica cylindra nr 1 silnika IO-240-B zabudowanego na samolocie DA20-C1 „Katana”*

Despite the fact that the on condition maintenance requires additional tasks and analysis, it enables the detection of dangerous fault symptoms at an early stage. Operator avoids potential incident and related economic effects, also reduces the direct engine operating costs per flight hour.

*"... The suggestion to introduce the method of operation of reciprocating engines according to the principles for assessment of the current technical condition into our national aviation, I feel is fully justified and I strongly support it.*

*The effects of the implementation of this method to the maintenance practice of aircraft piston engines has not only a positive economic impact for general aviation operators, but also intangible, like improvement of the flight safety, technical culture and sense of responsibility of aviation technical staff and pilots ..."*

Professor Stefan Szczeciński

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

BSI	borescope inspection/inspekcja endoskopowa
CAA	Civil Aviation Authority/Cywilny Nadzór Państwowy
CAP	Civil Aviation Publications/Publikacje Nadzoru Państwowego
FDR	flight data recorder/pokładowy rejestrator parametrów lotu
NAA	National Aviation Authority/Narodowy Nadzór Lotniczy
SID	service information directive/informacyjna dyrektywa serwisowa
SB	service bulletin/biuletyn serwisowy
TBO	time between overhaul/czas między kolejnymi remontami silnika

Innym krokiem w udoskonaleniu analizy parametrów pracy silnika będzie zainstalowanie na płatowcu pokładowego rejestratora parametrów (obecnie w fazie prób). Wyeliminowane zostaną możliwe błędy odczytu przez pilota i możliwe będzie przeanalizowanie zmian parametrów podczas całego lotu (czy w jakimkolwiek momencie nie nastąpiło przekroczenie ich dopuszczalnych wartości).

Pozytywne wyniki zastosowania rejestratora na potrzeby analiz silnikowych umożliwią rozszerzenie zapisów z lotu na parametry samolotu, co doprowadzi do zobiektywizowania kontroli lotów. Tym samym poprawi bezpieczeństwo latania.

Pomimo tego, że eksploatacja według stanu technicznego wymaga wykonywania dodatkowych czynności i analiz, to jednak pozwala wcześniej wykryć symptomy powstania niebezpiecznej usterki. Operator uniknie potencjalnego zdarzenia lotniczego i związanych z nim skutków ekonomicznych. Taki sposób eksploatacji redukuje również bezpośrednie koszty obsługi silnika na godzinę lotu.

*.....Sugestię wprowadzenia metody eksploatacji silników tłokowych według zasady oceny bieżącego stanu technicznego w naszym krajowym w lotnictwie uważam za w pełni uzasadnioną i gorąco ją popieram.*

*Skutki wdrożenia tej metody do praktyki użytkowania lotniczych silników tłokowych to nie tylko wymierne pozytywne skutki ekonomiczne dla operatorów lotnictwa ogólnego, ale i niewymierne – jak podniesienie poziomu bezpieczeństwa latania i kultury technicznej oraz poczucia odpowiedzialności służb naziemnych lotnictwa i pilotów..."*

Prof. dr hab. inż. Stefan Szczeciński

### Bibliography/Literatura

- [1] Dzierżanowski P., Łyżwiński M., Szczeciński S. Silniki tłokowe. WKŁ, Warszawa 1981.
- [2] Kostia T. Silniki lotnicze. Wydawnictwo MON, Warszawa 1953.
- [3] Szczeciński S. Lotnicze silniki tłokowe. Wydawnictwo MON, Warszawa 1969.
- [4] Annex 19 to the Convention on International Civil Aviation – Safety Management. International Civil Aviation Organization, First Edition, July 2013.
- [5] Engine overhaul life and operating on – condition. Light Aircraft Association, TL 2.23, 2011.
- [6] Lycoming Service Instruction, No. 1009 AV, 2013.
- [7] Mandatory requirements for airworthiness CAP 747. Safety Regulation Group, Civil Aviation Authority, 2012.
- [8] Safety management manual. International Civil Aviation Organization, Doc. 9859 AN/474, Third edition, 2012.
- [9] Service Letter No. L171. Textron Lycoming, 1971.
- [10] Tips on engine care. Continental Motors Inc, TEC 1, 2011.

Paweł Głowacki, DEng. – Assistant professor in the Center of Space Technologies of the Institute of Aviation.

*Dr inż. Paweł Głowacki – adiunkt w Centrum Technologii Kosmicznych Instytutu Lotnictwa.*

e-mail: [pawel.glowacki@ilot.edu.pl](mailto:pawel.glowacki@ilot.edu.pl)



Borys Łukasik, MEng. – Research associate in the Center of Space Technologies of the Institute of Aviation.

*Mgr inż. Borys Łukasik – asystent w Centrum Technologii Kosmicznych, Instytutu Lotnictwa.*

e-mail: [borys.lukasik@ilot.edu.pl](mailto:borys.lukasik@ilot.edu.pl)



## The application of carbon nanotubes for reducing the friction losses of internal combustion engine

*Carbon nanotubes are a relatively new allotropic variety of carbon and due to a number of very favorable properties – including chemical and mechanical – are now under intensive investigation. Introduction to the main part of the article requires an overview of carbon nanotubes studies conducted by different authors, the results of which can provide important guidelines for possible use of the material in the construction of piston engines. The core of the article is the description of attempts to use carbon nanotubes made by the authors in order to improve the functional properties of various components of internal combustion engines, in particular to reduce losses caused by friction. Therefore, the results from the original study have been presented which indicate that the use of carbon nanotubes as an additive for engine lubricant can contribute to a significant reduction in friction losses. Article concludes with a discussion of the tasks that need to be completed in order to allow for an industrial application of carbon nanotubes.*

Key words: carbon nanotubes, internal combustion engines, friction losses

### Zastosowanie nanorurek węglowych w celu ograniczenia strat tarcia tłokowego silnika spalinowego

*Nanorurki węglowe stanowią niedawno poznaną odmianę alotropową węgla i ze względu na wiele wyjątkowo korzystnych właściwości – między innymi chemicznych i mechanicznych – poddawane są obecnie intensywnym badaniom. Wprowadzeniem do zasadniczej części artykułu jest przegląd takich badań nanorurek węglowych prowadzonych przez różnych autorów, których wyniki mogą stanowić istotne wskazówki do zastosowania tego materiału w konstrukcji tłokowych silników spalinowych. Główną część pracy stanowi opis podjętych przez autorów tego artykułu prób wykorzystania nanorurek węglowych do poprawy właściwości funkcjonalnych różnych elementów tłokowych silników spalinowych, w szczególności w celu ograniczenia strat tarcia. W tym zakresie przedstawiono wyniki oryginalnych badań wskazujące, że zastosowanie nanorurek węglowych jako dodatku do oleju smarującego może przyczynić się do istotnego zmniejszenia strat tarcia. Artykuł podsumowują rozważania dotyczące zadań, które muszą być wykonane, aby umożliwić przemysłowe zastosowanie nanorurek węglowych.*

Słowa kluczowe: nanorurki węglowe, tłokowy silnik spalinowy, straty tarcia

### 1. Introduction

Carbon nanotubes are an allotropic form of carbon, and are characterized by mechanical and chemical properties that make them extremely important when producing engines. Carbon nanotubes are a recently discovered material, and therefore were not yet used in internal combustion engines. At the same time there exists a consensus in scientific and technological circles that, given the favorable physical and chemical characteristics of carbon nanotubes, they should be much more widely used in industrial products. Industrial use of carbon nanotubes requires continuation and intensification of ongoing research. Such conclusion stems from a critical review of the state of research on implementation of carbon nanotubes into the industry, published in the journal *Science* [4, 32]. Carbon nanotubes are characterized by favorable tribological properties, elasticity, vibration damping and the ability to functionalize the surface and connecting of catalyst particles, which is of great importance in the context of their application in internal combustion engines. A review of the properties of carbon nanotubes in terms of their possible use in future reciprocating internal combustion engines was made in [15].

### 1. Wprowadzenie

Nanorurki węglowe stanowią alotropową odmianę węgla i cechują się właściwościami mechanicznymi i chemicznymi, które są potencjalnie bardzo korzystne w aspekcie zastosowania w konstrukcji silników. Stanowią materiał niedawno odkryty i dlatego dotychczas nie znalazły zastosowania w silnikach. Jednocześnie w kręgach naukowych i technicznych panuje zgoda co do tego, że wobec korzystnych cech fizycznych i chemicznych nanorurek węglowych powinny one być znacznie szerzej wykorzystane w produktach przemysłowych. Zastosowanie przemysłowe nanorurek węglowych wymaga kontynuowania trwających badań i ich intensyfikacji. Wnioski takie wynikają między innymi z krytycznego przeglądu stanu badań wdrożeniowych nanorurek węglowych opublikowanego w czasopiśmie *Science* [4, 32]. Nanorurki węglowe cechują korzystne właściwości tribologiczne, sprężystość, tłumienie drgań oraz możliwość funkcjonalizacji powierzchni i przyłączania cząstek katalizatora, co ma ogromne znaczenie w kontekście zastosowania w silniku spalinowym. Przeglądu właściwości nanorurek węglowych w aspekcie ich zastosowania w przyszłościowych tłokowych silnikach spalinowych dokonano w pracy [15].

## 2. Carbon nanotubes as an allotropic form of carbon [15]

Carbon may exist in amorphous form, characterized by a complete structural disorder, or create different allotropic varieties. All allotropic varieties have the same physical state, however, their physical and chemical properties differ, sometimes drastically. These differences result from the spatial arrangement of crystalline carbon atoms and their interaction. Depending on the allotropic variety carbon atoms in the crystal lattice can form  $sp^2$  or  $sp^3$  bonds. The most important, in practice, are the following allotropic varieties of carbon: graphite, graphene, diamond, fullerenes and carbon nanotubes. Figure 1 shows a schematic of the crystal lattice structure of graphite and diamond, which are best-known and most widely used allotropic varieties of carbon.

The crystal lattice of diamond is formed by  $sp^3$  bonds; each atom is bonded with four others with equal 0.154 nm bonds. The crystal lattice of graphite is composed of  $sp^2$  type bonds, where each atom is bonded with a length of 0.142 nm to three other atoms forming the same plane and having a bond of length of 0.333 nm with one of the atoms in an adjacent plane. Short bonds of carbon atoms that are on the same plane are much stronger than the bonds existing between adjacent planes.

Single planes isolated from the graphite structure form graphene. The existence of this allotropic variety was confirmed in 2004. Due to the extremely high strength and good electrical and thermal conductivity of graphene it is currently the subject of many studies. Ongoing attempts are being made to allow industrial use of graphene, mainly in the construction of semiconductor technology.

Carbon nanotubes are an allotropic form of carbon. The structure of their crystal lattice can be conceptually described as a plane of graphene rolled up in such a way as to set up a cylindrical peripheral surface<sup>1</sup>. As in the case of graphene,

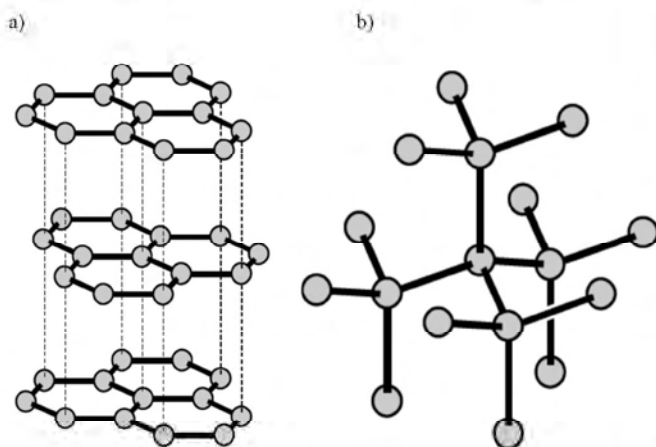


Fig. 1. Crystal structure of graphite (a) and diamond (b)  
Rys. 1. Struktura krystaliczna grafitu (a) i diamentu (b)

<sup>1</sup> It should be noted that the presented description is purely conceptual in character and has no relations to the synthesis process of carbon nanotubes.

## 2. Nanorurki węglowe jako odmiana alotropowa węgla [15]

Węgiel może występować w postaci amorficznej, cechującej się całkowitym nieuporządkowaniem atomów, lub tworzyć różne odmiany alotropowe. Wszystkie odmiany alotropowe mają ten sam stan skupienia, jednak różnią się między sobą, niekiedy diametralnie, właściwościami fizycznymi i chemicznymi. Różnice te wynikają z przestrzennej struktury krystalicznej atomów węgla i ich wzajemnego oddziaływania. W zależności od odmiany alotropowej atomy węgla w sieci krystalicznej mogą tworzyć wiązania typu  $sp^2$  lub  $sp^3$ .

Największe znaczenie w praktyce mają następujące odmiany alotropowe węgla: grafit, grafen, diament, fulereny i nanorurki węglowe. Na rysunku 1 przedstawiono schematycznie strukturę sieci krystalicznej grafitu i diamentu, które są najlepiej poznanymi i najpowszechniej wykorzystywanymi odmianami alotropowymi węgla.

Sieć krystaliczna diamentu jest utworzona przez wiązania typu  $sp^3$ ; każdy atom łączy się z czterema innymi wiązaniami o jednakowej długości równej 0,154 nm. W sieci krystalicznej grafitu występują wiązania typu  $sp^2$ , przy czym każdy atom jest połączony wiązaniami o długości 0,142 nm z trzema innymi atomami tworzącymi płaszczyznę oraz wiązaniem o długości 0,333 nm z jednym z atomów w płaszczyźnie sąsiadującej. Krótkie wiązania atomów znajdujących się na jednej płaszczyźnie są znacznie silniejsze od wiązań występujących między płaszczyznami sąsiadującymi.

Pojedyncze płaszczyzny wyizolowane ze struktury grafitu tworzą grafen. Istnienie tej odmiany alotropowej zostało potwierdzone w 2004 roku. Ze względu na wyjątkowo dużą wytrzymałość oraz dobre przewodnictwo elektryczne i ciepłe grafen jest obecnie przedmiotem wielu badań. Trwają próby jego zastosowania przemysłowego, głównie w technologii budowy półprzewodników.

Nanorurki węglowe to alotropowa odmiana węgla; strukturę ich sieci krystalicznej można ideowo opisać jako płaszczyznę grafenu zwiniętą w taki sposób, by utworzyła pobocznice walca. Podobnie jak w odniesieniu do grafenu, atomy węgla tworzące nanorurkę węglową tworzą wiązania typu  $sp^2$ , jednak ze względu na zakrzywienie powierzchni wiązania te mają nieco inny charakter. Pewna liczba atomów węgla w nanorurce węglowej tworzy wiązania typu  $sp^3$ .

## 3. Budowa i właściwości nanorurek węglowych [15]

Wyróżnia się nanorurki jednościenne (SWCNT, *single-walled carbon nanotubes*) i wielościenne (MWCNT, *multi-walled carbon nanotubes*), zbudowane z wielu koncentrycznie złożonych nanorurek jednościennych. Na rysunku 2 przedstawiono schematycznie budowę i typowe wymiary nanorurek jednościennej i dwuściennej

<sup>1</sup> Standardowe włókno węglowe nie zawiera w swej strukturze nanorurek węglowych, należy zdecydowanie odróżnić je od włókien wytwarzanych z nanorurek węglowych.

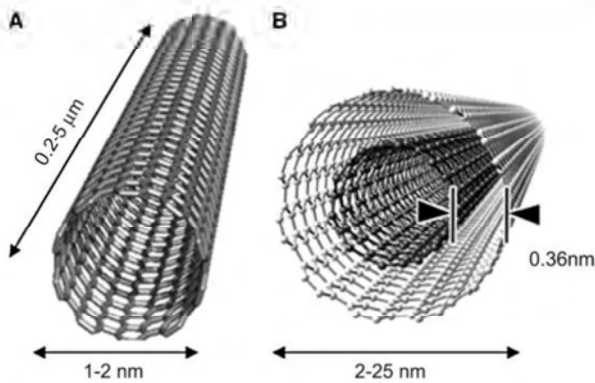


Fig. 2. Structure schematic and the typical dimensions of a single-walled (a) and a double-walled carbon nanotube (b)

Rys. 2. Schemat budowy i typowe wymiary nanorurki węglowej jednościennej (a) i dwuściennej (b)

carbon atoms forming the carbon nanotube form  $sp^2$  bonds, but because of the curvature of the fixation surface have slightly different character a number of carbon atoms forming the carbon nanotube form  $sp^3$  type bonds.

### 3. Structure and properties of carbon nanotubes [15]

Carbon nanotubes are divided into single-walled carbon nanotubes (SWCNT) and multi-walled carbon nanotubes (MWCNT), which are made up of a number of single-



Fig. 3. Multi-walled carbon nanotube with a concentric spatial structure (c-MWNT); image obtained with TEM microscopy [5]

Rys. 3. Nanorurka wielościenne o koncentrycznej strukturze przestrzennej (c-MWNT); obraz uzyskany za pomocą mikroskopu TEM [5]

nej, będącej najprostszym przykładem nanorurki wielościennej.

Średnica jednościennej nanorurek węglowych wynosi od około 0,4 nm do 2,5 nm. Dolna granica wynika z rosnącego wraz ze zmniejszaniem promienia nanorurki poziomu energetycznego tworzonej struktury [34], górna jest związana z ograniczoną stabilnością struktury nanorurki i jej samoistnym przekształceniem do płaskiej formy o niższym poziomie energetycznym [30]. Długość nanorurek podlega jedynie ograniczeniom technicznym, wynikającym z warunków ich syntezy, i może sięgać wielu mikrometrów. Kształt nanorurek węglowych cechuje zatem niezwykle duży stosunek powierzchni do objętości, co nadaje im wiele unikalnych właściwości fizycznych i chemicznych.

Średnica zewnętrzna nanorurek wielościennej zawiera się zwykle w przedziale od kilkunastu do kilkudziesięciu nanometrów, a odległości pomiędzy kolejnymi warstwami są względnie niezmiennie i wynoszą około 0,34–0,36 nm (rys. 2) [5, 6]. Nanorurki wielościenne w najprostszej formie mogą cechować się budową koncentryczną przedstawioną na rys. 3, ale mogą też przybierać znacznie bardziej złożone formy przestrzenne, czego przykład przedstawiono na rys. 4.

Nanorurki wielościenne są wytwarzane na skalę przemysłową małym kosztem, jednak ich właściwości są na ogół gorsze w porównaniu z nanorurkami jednościennej. Nanorurki wielościenne uzyskiwane w standardowych procesach syntezy stanowią produkt będący mieszaniną nanorurek znacznie zróżnicowanych pod względem struktury i wielkości. Przyczyną gorszych właściwości materiałowych nanorurek wielościennej jest przede wszystkim stosunkowo duża liczba defektów sieciowych, zaś rodzaj struktury przestrzennej ma znaczenie drugorzędne [5].

Ze względu na charakter niniejszej pracy w dalszej jej części omówiono dokładniej wybrane właściwości nanorurek węglowych z podziałem na:

- właściwości mechaniczne,
- właściwości chemiczne,
- przewodnictwo elektryczne i ciepłne.

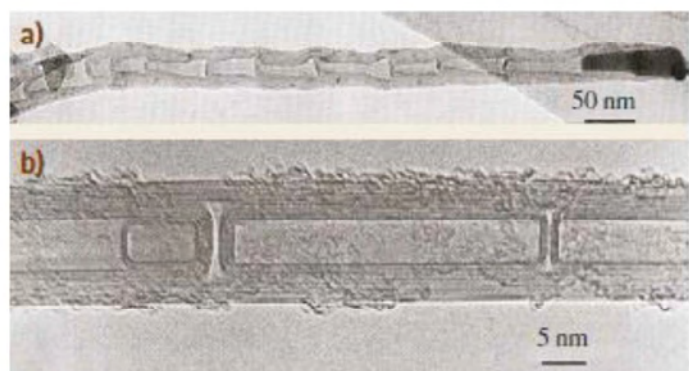


Fig. 4. Multi-walled nanotube with a bamboo-herringbone structure (bh-MWNT), the images were obtained using a TEM microscope. a) recurrence of the structure visible at low magnification; b) a close-up view of a nanotube fragment [12, 26]

Rys. 4. Nanorurka wielościenne o strukturze drzewa bambusowego (bh-MWNT); obrazy uzyskane za pomocą mikroskopu TEM, a) powtarzalność struktury widoczna przy małym powiększeniu, b) fragment w zbliżeniu [12, 26]

walled nanotubes combined concentrically. Figure 2 shows the structure and typical dimensions of a single-walled and a double-walled carbon nanotube, which is the simplest example of multi-walled nanotubes.

The diameter of single-walled carbon nanotubes can vary from about 0.4 nm to 2.5 nm. The lower limit results from the increase in energy level of the formed structure with the decrease of radius of the nanotubes [34], the upper limit is associated with reduced stability of the nanotube structures, and the spontaneous transformation of the nanotube to its planar form with lower energy level [30]. The length of the nanotubes is subject only to technical restrictions resulting from the conditions of their synthesis, and can reach several microns. Therefore the shape of carbon nanotubes has a very high surface to volume ratio, which gives them a number of unique physical and chemical properties.

Multi-walled nanotube outer diameter is usually in the range of several to tens of nanometers, and the distances between successive layers are relatively constant at around 0.34–0.36 nm (Fig. 2) [5, 6]. Multi-walled carbon nanotubes in their simplest form can be characterized by a concentric structure shown in Fig. 3, but can also take a much more complex spatial forms, an example of which is shown in Fig. 4.

Multi-walled nanotubes are produced on an industrial scale at relatively low cost, but their properties are generally inferior compared to the single-walled nanotubes. Multi-walled nanotubes obtained in standard synthesis processes are the product of a mixture of nanotubes that are significantly different in terms of structure and size. The cause of inferior material properties of multi-walled nanotubes is primarily a relatively large number of structural faults, while the type of the spatial structure is of lesser importance [5].

Due to the nature of this study precisely selected properties of carbon nanotubes are discussed which are divided into:

- mechanical properties
- chemical properties
- thermal and electric conductivity.

### Właściwości mechaniczne nanorurek

Nanorurki węglowe cechują się odpornością na rozciąganie niemal o dwa rzędy większą niż odporność stali. Porównanie takie, często powtarzane w literaturze, jest nieprecyzyjne, ponieważ właściwości wytrzymałościowe pojedynczej nanorurki są zestawiane z właściwościami stali w skali makroskopowej. Dla stali dopuszczalne naprężenia zależą od struktury krystalicznej, w szczególności od obecności dyslokacji. Podobnie właściwości włókien i folii wytwarzanych z nanorurek węglowych zależą w decydującym stopniu od uporządkowania nanorurek. Obecnie wytwarzane są włókna i folie z nanorurek, które mają odporność na rozciąganie taką samą jak najlepsze gatunki stali stopowych. Uważa się, że w przyszłości będzie możliwe zwiększenie tej wartości o jeden rząd. Porównanie właściwości mechanicznych nanorurek węglowych, włókien węglowych i stali przedstawiono w tabeli 1.

Nanorurki charakteryzują się dużą ciągliwością, ale tylko w wysokiej temperaturze. W badaniach przedstawionych w publikacji [13] uzyskano wydłużenie o 280% i 15-krotne zmniejszenie przekroju nanorurek rozciąganych w temperaturze 2000 °C bez uszkodzenia ich struktury.

### Właściwości chemiczne nanorurek

Nanorurki węglowe cechują się większą reaktywnością niż grafen, co wynika nie z charakteru wiązań międzyatomowych, lecz z istnienia defektów sieci utworzonej przez atomy węgla. Reaktywność chemiczna końców nanorurek jest zwykle większa niż płaskiej powierzchni bocznej; odgrywa ona szczególną rolę w wielościennych nanorurkach z otwartymi końcami (typu h-MWNT).

Jednościenne nanorurki węglowe zachowują stabilność sieci atomowej do temperatury bliskiej 2000 °C, jeżeli proces podgrzewania zachodzi w próżni lub w atmosferze gazu obojętnego. W obecności tlenu wykazano stabilność cieplną nanorurek do temperatury około 750 °C, jednak procesy utleniania mogą zachodzić już w niższej temperaturze [23]. Badania odporności nanorurek węglowych na utlenianie były prowadzone przez wiele niezależnych zespołów, w atmos-

Table 1. Basic mechanical properties of carbon nanotubes, carbon fibers and steel

Tabela 1. Podstawowe właściwości nanorurek węglowych, włókien węglowych i stali

Material/ material	Density/gęstość $\rho$	Young's modulus/ moduł Younga E	Tensile strength/ wytrzymałość na rozciąganie Rm	Tensile strength per unit mass/ wytrzymałość na rozciąganie na jednostkę masy
	[g/dm <sup>3</sup> ]	[GPa]	[GPa]	[-]
Single-walled carbon nanotubes/ nanorurki jednościenne	1400	542	65 (1000) <sup>*</sup>	462
Multi-walled carbon nanotubes/ nanorurki wielościenne	1800	400	2.7 (1300) <sup>*</sup>	15
Carbon fibers/włókna węglowe	1600	152	2.1	13
Steel/stal	7600	207	0.7	1
<sup>*</sup> Values presented are for carbon nanotubes without structural lattice faults/wartości dla nanorurek pozbawionych defektów sieciowych [31, 35]				

<sup>2</sup> Standard carbon fiber does not contain carbon nanotubes in its structure, it should be clearly distinguished from fibers made from carbon nanotubes.

<sup>2</sup> Standardowe włókno węglowe nie zawiera w swej strukturze nanorurek węglowych, należy zdecydowanie odróżnić je od włókien wytwarzanych z nanorurek węglowych.

### Mechanical properties of carbon nanotubes

Carbon nanotubes are characterized by a tensile strength almost two orders of magnitude greater than that of steel. Such a comparison, frequently used in literature, is imprecise because the tensile strength properties of a single nanotube is compared with the properties of steel on a macroscopic scale. In the case of steel the permissible stresses depend on the crystalline structure, in particular the presence of dislocations. Similarly, the properties of fibers and films made from carbon nanotubes are critically dependent on the arrangement of the nanotubes. Currently produced films and fibers composed of carbon nanotubes have tensile strength same as the best grades of alloy steel. It is believed that in the future it will be possible to increase that value by an order of magnitude. Comparison of mechanical properties of carbon nanotubes, carbon fibers and steel are shown in Table 1.

Carbon nanotubes have a high ductility, but only at high temperatures. The study presented in [13] obtained a 280% elongation and a 15 fold decrease in cross-sectional size of nanotubes stretched at a temperature of 2000 °C without damaging their structure.

### Chemical properties of carbon nanotubes

Carbon nanotubes exhibit greater reactivity than graphene, which comes not from the nature of interatomic bonds, but the existence of defects in the lattice structure formed by carbon atoms. Chemical reactivity of the ends of the nanotubes is typically greater than the flat side surface; it plays a specific role in multi-walled nanotubes with open ends (such as h-MWNT).

Single-walled carbon nanotubes retain a stable atomic lattice in temperature up to nearly 2000 °C, provided the heating process takes place in vacuum or in an inert gas atmosphere. In the presence of oxygen the thermal stability of carbon nanotubes was demonstrated to a temperature of about 750 °C, although oxidation can take place at lower temperatures [23]. Tests of resistance to oxidation of carbon nanotubes have been carried out by many independent research teams, in atmospheres of different compositions. Based on these results it can be concluded that in the heating process amorphous carbon is the earliest to oxidize, then oxidation of single-walled carbon nanotubes takes place and last are the multi-walled carbon nanotubes [5].

Nanotubes are commonly used for their ability to attach different atoms onto other surfaces; which leads to the formation of covalent bonds [33]. The surface of carbon nanotubes can be subjected to functionalization involving the attachment of particles, such as platinum [6].

### Thermal and electric conductivity of carbon nanotubes

Carbon nanotubes are characterized by a very good electrical conductivity. In the studies presented in [4] a current per unit cross section equal to 109 A/cm<sup>2</sup> was demonstrated, a value 1000 times greater than the maximum values obtained for conventional copper or silver. The research presented in [10] shows that the electrical conductivity of nanotubes is qualitatively different in nature than in metals. In the case

ferze o zróżnicowanym składzie. Na podstawie wyników tych badań można stwierdzić, że w procesie ogrzewania najwcześniej ulega utlenieniu węgiel amorficzny, później utleniają się nanorurki jednościenne, a na końcu nanorurki wielościenne [5]. Powszechnie wykorzystuje się zdolność nanorurek do przyłączania na powierzchni różnych atomów; powstałe w ten sposób wiązania mają charakter kowalencyjny [33]. Powierzchnia nanorurek węglowych może być poddana funkcjonalizacji polegającej na przyłączeniu cząstek, na przykład platyny [6].

### Przewodnictwo elektryczne i ciepłne nanorurek

Nanorurki węglowe cechuje bardzo dobre przewodnictwo prądu elektrycznego. W badaniach przedstawionych w pracy [4] uzyskano natężenie prądu na jednostkę przekroju równe 109 A/cm<sup>2</sup>, to jest wartość 1000 razy większą niż maksymalne wartości uzyskane dla konwencjonalnych przewodów miedzianych lub srebrnych. Z badań przedstawionych w publikacji [10] wynika, że przewodnictwo prądu elektrycznego w nanorurkach ma jakościowo inny charakter niż w metalach. W odniesieniu do nanorurek wielościennej jego wartość silnie zależy od ich struktury przestrzennej.

Unikalną cechą nanorurek węglowych jest duża wartość współczynnika przewodzenia ciepła, równa w temperaturze otoczenia 6000 W/(m·K), większa kilkakrotnie niż dla diamentu i ponad dziesięciokrotnie w odniesieniu do srebra. Nanorurki mają cechy anizotropowe i wykazują dobre przewodnictwo ciepłne wzdłuż osi, zaś w kierunku prostopadłym są izolatorami cieplnymi [6].

## 4. Pozasilnikowe badania nanorurek węglowych

### Badania właściwości pojedynczych nanorurek węglowych

W literaturze przedstawiono liczne prace, które polegały na wyznaczeniu współczynnika tarcia nanorurek węglowych na drodze symulacji dynamicznych procesów zachodzących w skali atomowej [21, 28, 36]. Zjawiska tarcia i adhezji w odniesieniu do pojedynczej nanorurki węglowej były również przedmiotem badań prowadzonych z zastosowaniem mikroskopowej metody wyznaczania sił AFM (*atomic force microscopy*) [8, 11, 20]. W obu przypadkach celem badań było wykorzystanie struktury pojedynczej nanorurki do zbudowania łożyska o gabarytach w odpowiednio małej skali. Ze względu na subatomową skalę odległości nanorurki od podłoża jej ruch uwarunkowany jest siłą tarcia oraz siłami van der Waalsa, co schematycznie przedstawiono na rys. 5. Tworzące wielościenne nanorurkę węglową atomy węgla, podlegające działaniu sił międzyatomowych, zaznaczono kolorem żółtym.

Prace prowadzone niezależnie w wielu zespołach badawczych doprowadziły do wyznaczenia współczynników tarcia różniących się o dwa rzędy wartości. Adhezja zachodząca na poziomie atomowym utrudnia ekstrapolację wyników badań prowadzonych w skali pojedynczych nanorurek na powierzchnie o wielkości makroskopowej, pozwala jednak na sprecyzowanie następujących przesłanek do badań silnikowych:

- siła tarcia nanorurek w dużym stopniu zależy od kierunku ruchu względem ich osi.

of multi-walled nanotubes its value depends strongly on the spatial structure.

A unique feature of carbon nanotubes is a large coefficient of thermal conductivity which in the ambient temperature is equal to 6000 W/(m·K), several times greater than that of diamond and more than ten times that of silver. The nanotubes have anisotropic properties and exhibit good thermal conductivity along the axis while in the direction perpendicular to the axis they become thermal insulators [6].

#### 4. Carbon nanotube research

##### Testing the properties of singular carbon nanotubes

The literature contains numerous positions, which consist of determining the friction coefficient of carbon nanotubes through the simulation of dynamic processes in atomic scale [21, 28, 36]. Friction and adhesion properties for a single carbon nanotube were also the subject of research conducted using the microscopic method of determining forces AFM (atomic force microscopy) [8, 11, 20]. In both cases, the aim of the research was to use the structure of the nanotubes to build a single bearing with suitably small dimensions. Due to the subatomic distance scale of the nanotubes to the substrate its movement is conditioned by the friction force and van der Waals forces, as schematically shown in Fig. 5. Carbon atoms forming a multi-walled carbon nanotube that were subject to interatomic forces have been marked in yellow.

The work carried out independently in several research teams led to determining the friction coefficients differing by two orders of magnitude. Adhesion occurring at the atomic level makes it difficult to extrapolate the results of research conducted in the scale of individual nanotubes to surfaces of macroscopic size, however, it allows to specify the following rationale for possible engine-related research:

- the friction force of nanotubes is largely dependent on the direction of their movement relative to their axis
- an increase in temperature increases the thermal motions of atoms which in the atomic scale leads to increased friction force
- the diameter of the carbon nanotubes does not substantially affect the value of the friction force
- the friction force increases along with the increase in speed of the nanotubes relative to the substrate
- non-carbon atoms of elements attached to the outer surface of nanotubes can greatly reduce the friction force; the use of fluorine allows for reduction of the friction coefficient to the value of 0.002–0.07 [33].

Because of the relatively weak, resulting solely from van der Waals forces, interaction between the opposing walls of multi-walled nanotubes the carbon nanotubes can undergo deformation as shown in Fig. 5b. The deformations are elastic and reversible, and the nanotubes are not destroyed in the process due to the strong covalent bonds existing between adjacent carbon atoms. In the studies discussed in [27] single-walled and multi-walled nanotubes were subjected to normal loads, as shown in Fig. 5b. A linear relationship was found between the force and the deformation, allowing for the determination of Young's modulus. For single-walled

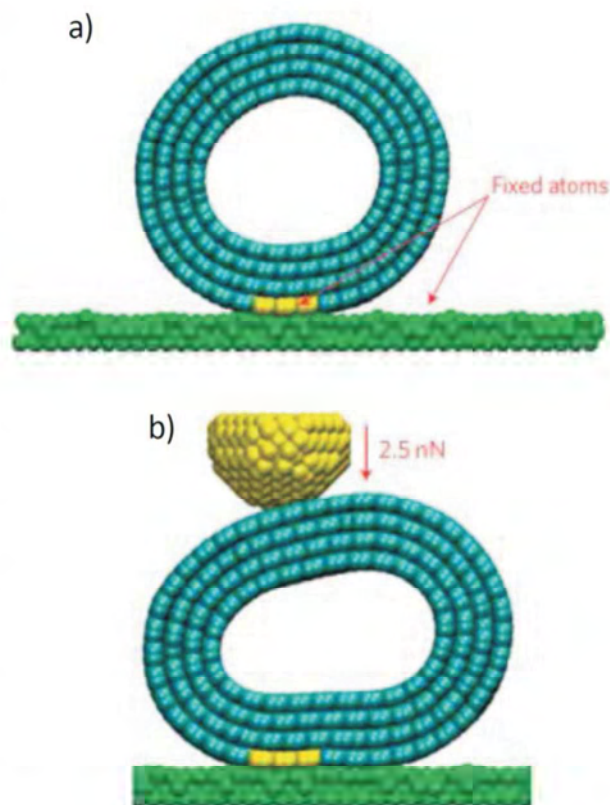


Fig. 5. Experimental determination of the friction force of a carbon nanotube; a) nanotube placed on the ground without a normal force, b) deformation of the nanotube induced by a normal force, own development based on [21]

Rys. 5. Eksperymentalne wyznaczenie siły tarcia nanorurki węglowej: a) nanorurka umieszczona na podłożu bez działania siły normalnej, b) odkształcenie nanorurki wywołane działaniem siły normalnej; opracowanie własne na podstawie [17]

- wzrost temperatury nasila ruchy cieplne atomów i w skali atomowej prowadzi do wzrostu siły tarcia,
- średnica nanorurki nie wpływa zasadniczo na wartość siły tarcia,
- siła tarcia rośnie wraz ze wzrostem prędkości nanorurki względem podłoża,
- atomy innych niż węgiel pierwiastków przyłączone do zewnętrznej powierzchni nanorurki mogą znacznie ograniczyć siłę tarcia; zastosowanie fluoru umożliwia zmniejszenie współczynnika tarcia do wartości 0,002–0,07 [33].

Ze względu na słabe, wynikające wyłącznie z sił van der Waalsa, oddziaływanie między przeciwległymi ściankami nanorurki wielościenne mogą ulegać odkształceniu takiemu jak na rys. 5b. Odkształcenia mają charakter sprężysty i odwracalny, a nanorurki nie ulegają przy tym destrukcji, ponieważ między sąsiadującymi atomami węgla występują silne wiązania kowalencyjne. W badaniach omówionych w pracy [27] nanorurki jednościenne i wielościenne poddano obciążeniom normalnym, takim jak na rys. 5b. Stwierdzono liniową zależność siły i odkształcenia, co umożliwiło wyznaczenie modułu Younga. Dla nanorurek jednościennych uzyskano wartość modułu 810 ±410 GPa, dla wielościen-nych o średnicy od 26 nm do 76 nm, odpowiednio, 1,28

carbon nanotubes the value of Young's modulus of  $810 \pm 410$  GPa was obtained, while for multi-walled nanotubes with a diameter of 26 nm to 76 nm it was  $1.28 \pm 0.59$  TPa. The same study found that the mechanical properties of multi-walled nanotubes obtained in the catalytic synthesis process strongly depend on their structure. The resilience of the atomic structure of carbon nanotubes can be used in the layer that covers the bearing surface of the piston for damping the forces arising from its lateral movements.

#### The study of layers composed of carbon nanotubes

Tribological studies of a layer of carbon nanotubes obtained by the catalytic synthesis process on the surface of silicon and cemented carbides was documented in [3]. Substrate surfaces were sprayed with nickel nanoparticles which constitute a catalyst for the synthesis of carbon nanotubes. Synthesis of carbon nanotubes has been assisted with plasma, where the selection of the parameters for the plasma has enabled adjustment of the adhesive properties of the obtained layers. Tribological tests were carried out using a ball pressed against a rotating plate placed in vacuum and in moist air. The results show the benefits of strong bonding of carbon nanotube layers with the parent material. The smallest value of the coefficient of friction of less than 0.1 was obtained for highly adhesive layers that did not undergo mechanical destruction. Furthermore, it was observed that reducing friction favors the use of layers of nanotubes with a high degree of ordering.

In an independent later project [1] carbon nanotubes have been synthesized with an ordered structure, parallel to the surface of the sample made of stainless steel. One of the experiments used an intermediate layer of cobalt, resulting in a more compact growth of nanotubes and strongly favorable tribological properties.

Although the cited research did not use engine oil or any other lubricant, the conclusions formulated on its basis may be partially applicable to the conditions of the mixed friction between the bearing surface of the piston and cylinder wall.

Due to the exceptionally favorable surface to volume ratio carbon nanotubes are often added to a variety of synthetic materials in order to improve their properties. Friction between the surfaces of carbon nanotubes suspended in a suitable resin gives coatings formed from such a composite advantageous vibration damping properties [19]. The intensity of vibration damping can be controlled by the selection of the properties of the resin and carbon nanotubes and the volume fraction of carbon nanotubes in the composite structure. The obtained results indicate that, for most applications, it is sufficient for the concentration of nanotubes to be equal to 1%.

The subject of research in [29] have been the vibration-damping properties of an epoxy resin containing carbon fibers, on the surface of which carbon nanotubes have been synthesized. Carbon nanotubes entangling carbon fibers led to a substantial increase in contact area with resin, and enabled a considerable improvement in the damping properties of the composite. The authors explain the vibration damping

$\pm 0.59$  TPa. W tej samej pracy stwierdzono, że właściwości mechaniczne otrzymanych w procesie syntezy katalitycznej nanorurek wielościennych silnie zależą od ich struktury. Sprężystość struktury atomowej nanorurki węglowej może być wykorzystana w warstwie pokrywającej powierzchnię nośną tłoka do tłumienia sił wynikających z jego ruchów poprzecznych.

#### Badania warstw utworzonych z nanorurek węglowych

Badania tribologiczne warstwy nanorurek węglowych uzyskanej w procesie katalitycznej syntezy na powierzchni krzemu i węglików spiekanych udokumentowano w literaturze [3]. Powierzchnia substratów została napylna nanocząstkami niklu, stanowiącymi katalizator w procesie syntezy nanorurek węglowych. Synteza nanorurek była wspomagana plazmą, przy czym dobór parametrów plazmy umożliwił kształtowanie właściwości adhezyjnych uzyskanych warstw. Badania tribologiczne przeprowadzono z użyciem kulki dociskanej do obracającej się płyty, w próżni i w wilgotnym powietrzu. Wyniki wskazują na korzyści wynikające z silnego związania warstw nanorurek węglowych z materiałem rodzimym. Najmniejsze wartości współczynnika tarcia, poniżej 0,1, uzyskano dla warstw o dużej adhezji, nieulegających destrukcji mechanicznej. Ponadto zaobserwowano, że do ograniczenia tarcia pożądane jest stosowanie warstw nanorurek o jak najwyższym stopniu uporządkowania.

W niezależnym, później zrealizowanym projekcie [1] dokonano syntezy nanorurek węglowych o uporządkowanej, równoległej strukturze na powierzchni próbki ze stali nierdzewnej. W jednej z wersji eksperymentu użyto pośredniej warstwy kobaltu, zyskując gęściejszy wzrost nanorurek i korzystne właściwości tribologiczne.

Chociaż w przedstawionych badaniach nie stosowano oleju ani żadnego innego smaru, sformułowane na ich podstawie wnioski mogą być w pewnym stopniu odniesione do warunków tarcia mieszanego między powierzchnią nośną tłoka i gładzią cylindra. Ze względu na wyjątkowo korzystny stosunek powierzchni do objętości nanorurki węglowe są często dodawane do różnych tworzyw sztucznych w celu poprawy ich właściwości. Tarcie między powierzchniami nanorurek zawieszonych w żywicy nadaje powłokom utworzonym z takiego kompozytu korzystne właściwości tłumiące drgania [19]. Intensywność tłumienia drgań może być kształtowana między innymi przez dobór właściwości żywicy i nanorurek węglowych oraz udziału objętościowego nanorurek węglowych w strukturze kompozytu. Uzyskane wyniki badań świadczą o tym, że w większości zastosowań wystarczający jest udział nanorurek węglowych równy 1%.

Przedmiotem badań prezentowanych w publikacji [29] były właściwości tłumiące drgania żywicy epoksydowej zawierającej włókna węglowe, na powierzchni których dokonano syntezy nanorurek węglowych. Nanorurki węglowe oplatające włókna węglowe przyczyniły się do znacznego zwiększenia powierzchni kontaktu z żywicą i umożliwiły znaczną poprawę właściwości tłumiących kompozytu. Tłumienie drgań i dyssypację energii autorzy tłumaczą tarciami zachodzącym między żywicą i nanorurkami. Prezentowane

and energy dissipation effects of the substance as a result of the friction existing between the resin and the carbon nanotubes. The proposed composites [19, 29] may serve as inspiration to create layers that could be used as replacement for graphite coating used in covering the bearing surface of the piston. Similar materials are already being used in commercially produced plain bearings [2, 22, 25].

In parallel to the resin studies described above work is underway to create carbon nanotube reinforced composites on an aluminum base. Powder metallurgy is usually used for this purpose; nanotubes are mixed with metal powder, sintered and subjected to the extrusion process [16]. This technique is time-consuming, costly and difficult to use in mass production of engine pistons. The preferred solution is to modify the surface layer of the piston material, which may consist of introducing carbon nanotubes into the parent material in the process of local melting forced by friction. A description of a successful experiment can be found in [14], which also confirmed single-walled carbon nanotubes resistance to high temperatures occurring during the executed process.

#### The study of carbon nanotubes as an additive to lubricants

Adding micro- and nanoparticles of substances such as copper, tungsten, molybdenum and molybdenum disulfide to the lubricating oil is a well-established method of reducing friction. Under certain conditions, friction may activate the process of deposition of these substances on the surfaces of cooperating elements, leading to the so-called friction without wearing and to reduce friction resistance [18]. Similarly, a layer of carbon nanotubes can be formed spontaneously on the friction surface by settling of nanotubes contained in the lubricating oil [7]. In study [24] single-walled carbon nanotubes were added to the lubricating oil, then a reduction in the friction forces between cooperating metal surfaces was observed. When the mass fraction of carbon nanotubes was on the level of 1% for various unit pressures the friction coefficient was found to be the lowest, equal to 0.08. A similar test performed by a different research team obtained friction a coefficient equal to 0.087 when the mass fraction of carbon nanotubes in the oil was limited to 0.5% [9].

Based on friction force test results in subsequent work cycles [24] shown in figure 6a it can be concluded that the most preferred mass fraction of carbon nanotubes is equal to 1%, and a further increase in their concentration is inefficient. The change of the coefficient of friction recorded when the mass concentration of nanotubes was limited to 0.5% shows a significant reduction of frictional forces only after multiple cycles. This result indicates that the formation of a layer of nanotubes on the friction surfaces was hindered and delayed.

It is important to note that under the same operating conditions, with unit pressures equal to 0.83 GPa, carbon nanotubes dissolved in oil reduce the friction force more effectively than graphite, and C60 fullerene (Fig. 6b). Beneficial effects of modifying the friction conditions, observed in studies using friction machine, may also appear in

kompozyty [19, 29] mogą stanowić inspirację do tworzenia warstw zastępujących lakier grafitowy pokrywający powierzchnię nośną tłoka. Podobne materiały są już wykorzystywane w produkowanych na skalę przemysłową łożyskach ślizgowych [2, 22, 25].

Równoległe do przedstawionych wyżej badań żywic prowadzone są prace mające na celu stworzenie wzmocnionych nanorurkami węglowymi kompozytów na osnowie aluminium. Zwykle wykorzystuje się do tego metalurgię proszków; nanorurki są mieszane z proszkiem metalu, spiekane i poddawane procesowi ekstruzji [16]. Technologia taka jest czasochłonna, kosztowna i trudna do zastosowania w wielkoseryjnej produkcji tłoków silnika. Rozwiązaniem korzystniejszym jest modyfikacja wierzchniej warstwy materiału tłoka, która może polegać na wprowadzeniu nanorurek węglowych w głąb materiału rodzimego w procesie lokalnego przetopienia wymuszonego tarciem. Opis takiego udanego eksperymentu znajduje się w artykule [14], gdzie potwierdzono jednocześnie odporność jednościennych nanorurek węglowych na wysoką temperaturę występującą chwilowo w czasie realizowanego procesu.

#### Badania nanorurek jako dodatku do oleju smarującego

Dodawanie do oleju smarującego mikro- i nanocząstek takich substancji, jak miedź, wolfram, molibden i dwusiarczek molibdenu jest dobrze poznaną metodą ograniczania tarcia. W pewnych warunkach tarcie może aktywować proces osadzania wymienionych substancji na powierzchniach współpracujących elementów, co prowadzi do tzw. tarcia bezzużyciowego i do zmniejszenia oporów tarcia [18]. Podobnie warstwa nanorurek węglowych na powierzchni trącej może się utworzyć samoistnie, przez osiadanie nanorurek zawartych w oleju smarującym [7]. W badaniach prezentowanych w pracy [24] do oleju smarującego dodano jednościenne nanorurki węglowe i zaobserwowano zmniejszenie siły tarcia współpracujących powierzchni metalowych. Przy udziale masowym nanorurek węglowych na poziomie 1% w zakresie różnych nacisków jednostkowych uzyskano najmniejszą wartość współczynnika tarcia, równą 0,08. W wyniku podobnych badań przeprowadzonych w niezależnym zespole otrzymano wartość współczynnika tarcia równą 0,087 przy udziale masowym nanorurek węglowych w oleju ograniczonym do 0,5% [9].

Na podstawie przedstawionych na rys. 6a wyników badań siły tarcia w kolejnych cyklach pracy [24] można wnioskować, że najkorzystniejszy jest udział masowy nanorurek równy 1%, a dalsze zwiększanie ich koncentracji jest nieefektywne. Jednocześnie przebieg współczynnika tarcia zarejestrowany dla stężenia masowego nanorurek ograniczonego do 0,5% przedstawia znaczne zmniejszenie siły tarcia występujące dopiero po wielu cyklach. Taki wynik wskazuje na utrudnione i opóźnione tworzenie warstwy nanorurek na powierzchniach trących.

Jest znamienne, że w tych samych warunkach pracy, przy naciskach jednostkowych równych 0,83 GPa, nanorurki węglowe rozpuszczone w oleju skuteczniej ograniczają siłę tarcia niż grafit i fuleren C60 (rys. 6b). Korzystne efekty

a combustion engine, specifically in the nodes where there is mixed friction.

The concept of adding carbon nanotubes or other nanoparticles of molybdenum disulfide to the lubricating oil is a separate issue [17].

## 5. Using carbon nanotubes as an additive to engine lubricants used in a piston engine

### Research concept

The study was conducted on a VW TDI type AXD engine. It is a 5 cylinder turbocharged diesel engine with an engine displacement of approximately 2.5 dm<sup>3</sup> and a maximum power of 96 kW. The investigation of the effect of carbon nanotubes additive for motor oil involved comparing the external drive torque of an engine lubricated with a reference motor oil, Shell Formula SAE 10W-30, API SN, ILSAC GF-5 and the corresponding results obtained for an engine which used the same oil with the addition of multi-walled carbon nanotubes with a mass concentration of about 1%. To ensure the reproducibility of test results the following measures were taken:

- In each case, the oil level was set for a cold engine to reach the minimum amount plus 2/3 of the height between the recommended minimum and maximum levels on the oil dipstick.
- In order to avoid distortions due to the additional load on the engine by the crankshaft driven alternator the same battery was fully charged using an external source before each measurement. For the same purpose the electrical circuit powering the spark plugs has been disconnected.
- All tests for both types of oil, were carried out on the engine with the oil filter disassembled. Filter was dismantled in order to avoid formation of agglomerates of carbon nanotubes in the oil filter.
- Before each test the torque measuring system had been left working for approximately 2 hours, and only after that time the measuring system was reset.

modyfikacji warunków tarcia obserwowane w badaniach prowadzonych z wykorzystaniem maszyny tarciowej mogą się ujawnić również w silniku spalinowym, w tych jego węzłach, gdzie występuje tarcie mieszane.

Odrębne zagadnienie stanowi koncepcja dodawania do oleju smarującego nanorurek lub innych nanocząstek dwusiarczku molibdenu [17].

## 5. Badania nanorurek węglowych jako dodatku do oleju smarującego zastosowanego w tłokowym silniku spalinowym

### Koncepcja badań

Badania przeprowadzono na silniku VW TDI, typu AXD – jest to pięciocylindrowy, doładowany turbosprężarką silnik ZS o objętości skokowej około 2,5 dm<sup>3</sup> i maksymalnej mocy 96 kW. Badania wpływu dodatku nanorurek węglowych do oleju silnikowego polegały na porównaniu momentu napędu zewnętrznego silnika smarowanego olejem referencyjnym Formula Shell SAE 10W-30, API SN, ILSAC GF-5 z odpowiednimi wynikami uzyskanymi dla silnika, w którym znajdował się taki sam olej z dodatkiem wielościennych nanorurek węglowych o stężeniu masowym równym około 1%. Aby zapewnić powtarzalność badań podjęto między innymi następujące działania:

- W każdym przypadku poziom oleju ustalony w zimnym silniku na bagnecie kontrolnym sięgał wskaźnika minimum plus 2/3 wysokości pomiędzy zalecany poziom minimalnym i maksymalnym.
- W celu wyeliminowania zakłóceń wynikających z dodatkowego obciążenia silnika przez napędzany od wału korbowego alternator przed każdym pomiarem ten sam akumulator był całkowicie naładowany z wykorzystaniem źródła zewnętrznego. W tym samym celu rozłączono obwód elektryczny świec żarowych.
- Wszystkie badania, dla obu rodzajów oleju, przeprowadzono na silniku ze zdemontowanym filtrem oleju. Filtr

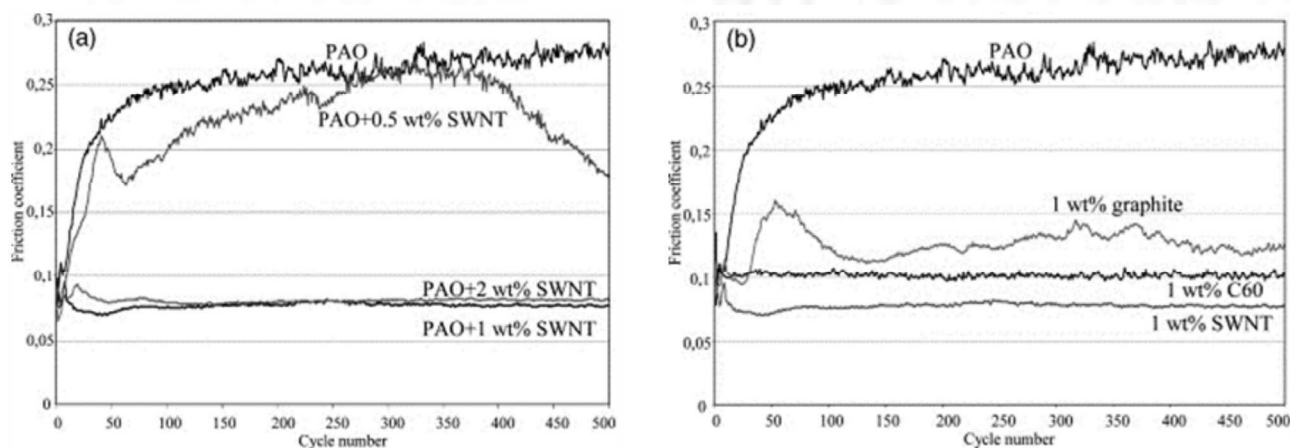


Fig. 6. Changes in the friction coefficient of two metallic surfaces in subsequent cycles; results of additives dissolved in the lubricating oil; a) an oil containing nanotubes of different mass concentration, b) oil containing carbon nanotubes and other varieties of allotropic atoms [24]

Rys. 6. Zmiany współczynnika tarcia dwóch powierzchni metalowych w kolejnych cyklach pracy; wyniki badań dodatków rozpuszczonych w oleju smarującym: a) olej z dodatkiem nanorurek o zróżnicowanym stężeniu masowym, b) olej z dodatkiem nanorurek i innych odmian alotropowych węgla; opracowanie własne na podstawie [24]

## Results

Studies carried out for a fully warmed-up engine operating at a speed of 1000 rpm and at 2500 rpm indicate a beneficial effect of carbon nanotubes on losses due to friction in the engine. For engine speed equal to 2500 rpm an average torque of 47.17 N·m was obtained using oil without carbon nanotubes and 45.19 N·m for oil with added carbon nanotubes. Reduction of the external drive torque resulting from the application of carbon nanotubes is therefore about 4.2%. At the speed of 1000 rpm, the difference increased to 7.1%, and the absolute values of the external drive torque for regular oil and nanotube oil were 36.57 N·m and 33.96 N·m respectively. Each measurement was repeated three times, and the dispersion of resulting measurements averaged 0.2 N·m up to a maximum less than 0.6 N·m.

## Analysis

The results indicate a significant potential to reduce losses due to friction in piston engines as a result of the addition of nanotubes to the lubricating oil. It should be strongly emphasized, however, that the review of the literature and the results of preliminary engine tests are a justification to undertake further detailed studies. The results are not sufficient to postulate the implementation of relevant industrial applications of carbon nanotubes; a number of problems listed below still require explanation:

- Nanotubes do not form a suspension of sufficient dispersion with the engine oil, over time aggregates of up to about 1 mm are formed. Such particles are easily stopped by the oil filter or settle on the walls of the sump. Figure 7 shows oil droplets affixed to a piece of paper using the oil dipstick immediately after the engine stopped. Figure 8 presents a new oil filter and an oil filter removed after about 2 minutes of work in an engine with oil, which contained the remains of carbon nanotubes.
- It is probable, but not certain, that the desired effects resulting from the use of carbon nanotubes in an external drive are the same for the operating conditions inside the engine. However, the impact of the engine load on the engine losses to friction for oil with the addition of carbon nanotubes remains unknown.
- The effect of nanotubes on the environment and human health has not been explained clearly so far, although a considerable amount of research was done on animals. Due to differences in the protocols of these studies and the dose and exposure time, as well as the use of different animals, the results are contradictory. There are no test results testing the product life cycle; oil recycling methods with the addition of carbon nanotubes are unknown.

## 6. Studies of carbon nanotubes used as a layer on the bearing surface of the piston

A detailed report on the research of carbon nanotubes used in the form of a layer covering the bearing surface of a piston is shown in [15]. Because of the length of this description it will not be repeated in this article. The list below contains only a summary of its achievements:

wymontowano, aby uniknąć odfiltrowania nanorurek węglowych tworzących aglomeraty.

- Każdorazowo przed rozpoczęciem badań włączano na około 2 h układ rejestracji momentu obrotowego i dopiero po tym czasie zerowano momentomierz.

## Wyniki badań

Badania przeprowadzone dla w pełni nagrzanego silnika pracującego z prędkością obrotową równą 1000 obr/min i 2500 obr/min wskazują na korzystny wpływ nanorurek węglowych na straty tarcia silnika. Dla prędkości obrotowej 2500 obr/min uzyskano średni moment obrotowy równy 47,17 N·m dla oleju bez nanorurek węglowych oraz 45,19 Nm dla oleju z dodatkiem nanorurek węglowych. Zmniejszenie momentu napędu zewnętrznego wynikające z zastosowania nanorurek węglowych wynosi tym samym około 4,2%. Przy prędkości obrotowej 1000 obr/min różnica zwiększyła się do 7,1%, a bezwzględne wartości momentu napędu zewnętrznego wynosiły odpowiednio 36,57 N·m oraz 33,96 N·m. Każdy pomiar powtarzano trzykrotnie, a otrzymany rozrzut wyników pomiarów wynosił średnio 0,2 N·m, maksymalnie mniej niż 0,6 N·m.

## Interpretacja

Uzyskane wyniki wskazują na możliwość znacznego zmniejszenia strat tarcia tłokowego silnika spalinowego dzięki zastosowaniu dodatku nanorurek do oleju smarującego. Należy stanowczo podkreślić, że przegląd literatury oraz wyniki wstępnych prób silnikowych stanowią uzasadnienie do podjęcia dalszych, szczegółowych badań. Uzyskane wyniki są niewystarczające do postulowania wdrożenia odpowiedniego zastosowania przemysłowego nanorurek węglowych; wyjaśnienia wymaga wiele zagadnień wymienionych niżej:

- Nanorurki nie tworzą w oleju silnikowym zawiesiny o zadowalającym stopniu dyspersji; z upływem czasu dochodzi do tworzenia agregatów o wielkości do około 1 mm. Cząstki takie z łatwością są zatrzymywane przez filtr oleju lub osiadają na ściankach miski olejowej. Na rysunku 7 przedstawiono krople oleju naniesione bagnetem kontrolnym na kartkę papieru bezpośrednio po zatrzymaniu silnika. Na rysunku 8 przedstawiono nowy filtr oleju i filtr oleju wymontowany po około 2 minutach pracy w silniku z olejem, w którym znajdowały się pozostałości nanorurek węglowych.
- Jest prawdopodobne, ale nie jest pewne, że korzystne zależności wynikające z zastosowania nanorurek węglowych obserwowane w warunkach napędu zewnętrznego potwierdzą się w warunkach pracy silnika. Nieznany pozostaje jednak wpływ obciążenia silnika na straty tarcia silnika z olejem z dodatkiem nanorurek węglowych.
- Do tej pory nie wyjaśniono jednoznacznie wpływu nanorurek na środowisko i zdrowie człowieka, choć przeprowadzono wiele badań na zwierzętach. Ze względu na różnice w protokołach tych badań, wykorzystanie różnych zwierząt, dawek i czasu ekspozycji otrzymane wyniki są wzajemnie sprzeczne. Nie ma wyników badań cyklu

1. A prototype piston with a carbon nanotube covered side-surface operating in contact with the cylinder was produced. A technique allowing for application of layers of nanotubes onto surfaces on industrial scale was developed.
2. Due to the limited resistance of aluminum alloys at high temperatures it is difficult to use the established method of chemical synthesis of carbon nanotubes CVD, which typically leads to good results, on the bearing surface of standard pistons. This limitation does not apply to steel pistons, which may be more widely used in the future due to multiple reasons. Experimental pistons were made of standard aluminum alloy and coated with a layer of nanotubes deposited via spraying an aqueous solution containing a carbon nanotubes mixed with a chemical binder.
3. The technique used for the application of carbon nanotubes is very similar to offset printing method, utilized for the application of standard graphite layers to the bearing surfaces of the pistons manufactured industrially. It is easy to implement this technique into mass production of pistons as it was used to produce the experimental pistons.
4. Images of the samples taken from the surface of the pistons after engine tests, recorded using a transmission electron microscope TEM, confirm the resistance of carbon nanotubes to the chemical environment and mechanical loads occurring on the bearing surface of engine pistons.
5. Measurements of surface roughness as well as the deviations of shapes of the pistons made before and after tests

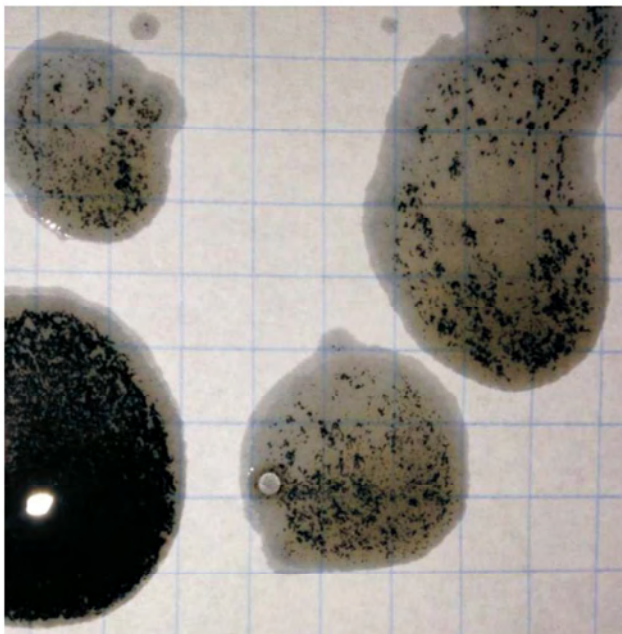


Fig. 7. Droplets of oil with the addition of carbon nanotubes deposited on piece of paper with the oil dipstick, visible agglomerates formed by the nanotubes

*Rys. 7. Krople oleju z dodatkiem nanorurek węglowych naniesione ba-gnetem kontrolnym na kartkę papieru; widoczne aglomeraty utworzone przez nanorurki*

zycia produktu; nieznane są metody recyklingu oleju z dodatkiem nanorurek węglowych

## 6. Badania nanorurek węglowych zastosowanych jako warstwa na powierzchni nośnej tłoka

Szczegółowy raport z badań nanorurek węglowych zastosowanych między innymi w formie warstwy pokrywającej powierzchnię nośną tłoka silnika przedstawiono w pracy [15]. Ze względu na obszerność, opis ten nie będzie powtórzony w niniejszym artykule; poniżej zamieszczono jedynie streszczenie osiągnięć.

1. Wykonano prototypowy tłok, którego powierzchnia boczna w części współpracującej z cylindrem pokryta została nanorurkami węglowymi. Opracowano technologię nanoszenia warstw nanorurek możliwą do zastosowania w przemysłowej skali produkcji.
2. Ze względu na ograniczoną odporność stopów aluminium na wysoką temperaturę utrudnione jest wykorzystanie sprawdzonej, prowadzącej do dobrych rezultatów chemicznej metody syntezy nanorurek węglowych CVD na powierzchni nośnej standardowych tłoków. Ograniczenie to nie dotyczy tłoków stalowych, które w przyszłości mogą być z wielu innych powodów szerzej stosowane. Tłoki eksperymentalne wykonano ze standardowego stopu aluminium i pokryto warstwą nanorurek naniesionych metodą natryskową w roztworze wodnym z dodatkiem spoiwa.
3. Zastosowana technologia nanoszenia nanorurek węglowych jest bardzo podobna do metody sitodruku, stosowanej w celu nanoszenia standardowych warstw grafitowych na powierzchnie nośne tłoków produkowanych seryjnie. Bardzo łatwo można wdrożyć produkcję wielkoseryjną z wykorzystaniem technologii zastosowanej do wykonania tłoków eksperymentalnych.



Fig. 8. New oil filter (left) and a filter removed after two minutes operation in the engine oil which contained a residue of carbon nanotubes (right)

*Rys. 8. Filtr oleju nowy (z lewej strony) i wymontowany po dwóch minutach pracy w silniku z olejem, w którym znajdowały się pozostałości nanorurek węglowych*

- showed high abrasion of layers of carbon nanotubes. However, this problem arises primarily from the type of binder used, and not the properties of the carbon nanotubes themselves and it is likely it can be easily solved in the future.
6. The results of a substantial part of the research indicate that following the application of experimental pistons in the test engine the total moment of the external drive mounted in the experimental setup decreased in the vast majority of operating points, as determined by the speed, oil temperature and pressure in the cylinder. The difference in the measured external drive torque of standard pistons and prototype pistons – coated with a layer of nanotubes – amounted to 16%.
  7. The experimental pistons removed from the engine after the tests completed were not significantly different in outer diameter or surface roughness to the reference pistons. Hence the criterion for the comparability of friction losses was met.
  8. It has been shown that carbon nanotubes do not adversely affect the process of cylinder liner wear.
- At the same time the research work presented above helped identify a number of questions and technological problems, the solution of which may be the subject of further research.
- A study of the effects of addition of carbon nanotubes to the engine oil on the working conditions of nodes of friction.
  - Determining the impact of carbon nanotube layer covering the bearing surfaces of the piston on its lateral movement and vibration damping.
  - Studying the impact of the type of carbon nanotubes, the characteristics of their design and the layer structure on friction losses in real working conditions present in friction nodes of piston internal combustion engine. The production of experimental pins and piston rings, elements of plain bearings of crankshaft and timing system components with sliding surfaces coated with layers of carbon nanotubes as well as the analysis of the impact of these layers on engine working conditions.
  - Determining the impact of the method of incorporating a layer of carbon nanotubes on the functional properties of coatings applied to the sliding surfaces. Using the method of chemical synthesis of nanotube layers CVD to form carbon nanotubes on elements resistant to high temperature.
  - Development of improved binders for nanotubes applied by spraying or screen printing, the applicability of resins used in applying layers of graphite to the bearing surface of a piston. Increasing the abrasion resistance of layers of nanotubes.
  - Examining the impact of a nanotube layer of relatively high abrasion to prevent seizing of a new engine in a maximum engine load test in a cold start. Such a test is particularly important to ensure proper operation of supercharged engines with high unit power in extreme conditions.
4. Obrazy próbek powierzchni tłoków pobranych po badaniach silnikowych, zarejestrowane z użyciem elektronowego mikroskopu transmisyjnego TEM, stanowią potwierdzenie odporności nanorurek węglowych na środowisko chemiczne i obciążenia mechaniczne występujące na powierzchni nośnej tłoków.
  5. Na podstawie pomiarów chropowatości i odchyłek kształtu tłoków, wykonanych przed rozpoczęciem i po zakończeniu badań, wykazano dużą ścieralność warstw nanorurek węglowych. Problem ten wynika jednak przede wszystkim z rodzaju zastosowanego spoiwa, a nie z właściwości nanorurek węglowych i prawdopodobnie może być w przyszłości łatwo rozwiązany.
  6. Wyniki zasadniczej części badań świadczą o tym, że w następstwie zastosowania tłoków eksperymentalnych całkowity moment napędu zewnętrznego silnika zamontowanego na stanowisku symulacyjnym zmalał w znacznej większości punktów pracy, opisanych prędkością obrotową, temperaturą oleju i ciśnieniem w cylindrze. Różnica momentu napędu zewnętrznego zmierzona dla silnika z tłokami standardowymi i prototypowymi – pokrytymi warstwą nanorurek – wynosiła do 16%.
  7. Wymontowane z silnika tłoki eksperymentalne nie różniły się znacznie średnicą zewnętrzną ani chropowatością powierzchni od tłoków referencyjnych; tym samym zostało spełnione podstawowe kryterium porównywalności strat tarcia.
  8. Wykazano, że nanorurki węglowe nie wpływają negatywnie na proces zużycia tulei cylindrowej.  
Jednocześnie wykonanie przedstawionej wyżej pracy badawczej pozwoliło wskazać wiele pytań badawczych i problemów technologicznych, których rozwiązanie może być przedmiotem dalszych prac:
    - Badanie wpływu dodatku nanorurek węglowych do oleju silnikowego na warunki pracy węzłów tarcia.
    - Określenie wpływu warstwy nanorurek węglowych pokrywającej powierzchnię nośną tłoka na jego ruchy poprzeczne i tłumienie drgań.
    - Badanie wpływu rodzaju nanorurek węglowych, cech ich budowy i struktury warstwy na straty tarcia w rzeczywistych warunkach panujących w węzłach tarcia tłokowego silnika spalinowego. Wykonanie eksperymentalnych sworzni i pierścieni tłokowych, elementów łożysk ślizgowych wału korbowego i elementów układu rozrządu z powierzchniami ślizgowymi pokrytymi warstwami nanorurek węglowych i analiza wpływu tych warstw na warunki pracy.
    - Określenie wpływu metody konstituowania warstwy nanorurek węglowych na jej cechy funkcjonalne w zastosowaniu do pokrycia powierzchni ślizgowych. Wykorzystanie metody chemicznej syntezy nanorurek CVD do wytworzenia warstw nanorurek węglowych na elementach odpornych na wysoką temperaturę.
    - Opracowanie udoskonalonych spoiw dla nanorurek nanoszonych natryskowo lub metodą sitodruku, wykorzystanie żywic stosowanych w warstwach grafitowych nanoszonych na powierzchnię nośną tłoka. Zwiększenie odporności ściernej warstw nanorurek.

- Development and testing of covers for sliding surfaces in which the nanotubes make up a substrate for attaching nanoparticles with favorable tribological properties, such as molybdenum disulfide.
- Analysis of the results of the proposed research and development of multi-layered sliding surfaces, including the bearing surface of the piston. Individual coating layers, starting from the surface of the base material of the piston, should be constructed to perform specialized functions:
  - damping forces resulting from the piston hitting the wall of the cylinder by elastic deformation; it has been demonstrated that nanotubes with ordered growth direction exhibit particularly advantageous properties in this regard [11].
  - reducing losses due to friction and possibly creating a base for application of anti-abrasion nanoparticles.
  - protective wear layer for the process of engine break-in.
- Zbadanie wpływu warstwy nanorurek o dużej ścieralności na zapobieganie zatarciu nowego silnika w teście maksymalnego obciążenia silnika nierozgrzanego. Test taki ma szczególne znaczenie dla zapewnienia właściwej pracy doładowanych silników o dużych mocach jednostkowych w skrajnych warunkach eksploatacji.
- Opracowanie i zbadanie pokryć powierzchni ślizgowych, w których nanorurki stanowią podłoże do osadzenia nanocząstek o ustalonych korzystnych właściwościach tribologicznych, takich jak np. dwusiarczek molibdenu.
- Analiza wyników proponowanych badań i opracowanie wielowarstwowych pokryć powierzchni ślizgowych, między innymi powierzchni nośnej tłoka. Poszczególne warstwy powłoki w kolejności od powierzchni materiału rodzimego tłoka powinny być tak zbudowane, by pełniły wyspecjalizowane funkcje:
  - tłumienia sił wynikających z uderzenia tłoka w ściankę cylindra przez deformację sprężystą; dowiedziono, że szczególnie korzystne cechy wykazują w tym zakresie nanorurki o uporządkowanym kierunku wzrostu [11].
  - ograniczania strat tarcia i ewentualnie podłoża dla nanocząstek stanowiących dodatki przeciwcierne.
  - warstwy ścieralnej zabezpieczającej silnik na etapie docierania.

## 7. Conclusions

The obtained results show that it is appropriate to undertake research and development towards the use of carbon nanotubes in engine design. Favorable tribological properties of carbon nanotubes have been shown, allowing the reduction of friction and improvement of the mechanical efficiency of the engine. Previous works are characterized by their interdisciplinary nature and required a combination of knowledge in the fields of construction and operation of internal combustion engines as well as chemistry, physics, and materials science. In further works aimed at industrial applications of carbon nanotubes it will be necessary to examine the life cycle of the product, its impact on humans and the environment and to develop recycling methods.

## 7. Podsumowanie

Uzyskane wyniki badań wskazują, że celowe jest podjęcie prac badawczo-rozwojowych odnośnie do zastosowania nanorurek węglowych w konstrukcji silnika. Dowiedziono korzystnych właściwości tribologicznych nanorurek węglowych, pozwalających na zmniejszenie tarcia i poprawę sprawności mechanicznej silnika. Dotychczasowe prace cechują się interdyscyplinarnym charakterem i wymagały połączenia wiedzy z zakresu budowy i działania tłokowych silników spalinowych oraz chemii, fizyki i materiałoznawstwa. W pracach mających na celu zastosowania przemysłowe dodatkowo konieczne będzie zbadanie cyklu życia produktu, jego wpływu na człowieka i środowisko oraz opracowanie metod recyklingu.

## Bibliography/Literatura

- [1] Abad M.D., Sánchez-López J.C., Berenguer-Murcia A., Golovko V.B., Cantoro M., Wheatley A.E.H., Fernández A., Johnson B.F.G., Robertson J. Catalytic growth of carbon nanotubes on stainless steel: characterization and frictional properties. *Diamond and Related Materials*, 11 (17), 2008.
- [2] Adam A., Prefot M., Wilhelm M. Kurbelwellenlager für Motoren mit Start-Stop-System. *MTZ*, 12, 2010.
- [3] Atsushi H., Nobuaki Y. Sliding friction properties of carbon nanotube coatings deposited by microwave plasma chemical vapor deposition. *Tribology International*, 11–12 (37), 2004.
- [4] Baughman R.H., Zakhidov A.A., de Heer W.A. Carbon nanotubes – the route toward applications. *Science*, 5582 (297), 2002, 787–792.
- [5] Bhushan B. *Springer Handbook of Nanotechnology*, third edition, revised and expanded, Springer Verlag, Berlin-Heidelberg 2010.
- [6] Brand L., Gierlings M., Hoffknecht A., Wagner V., Zweck A. Kohlestoff-Nanoröhrchen: Potenziale einer neuen Materialklasse für Deutschland. *Technologieanalyse*, VDI Technologiezentrum GmbH, Düsseldorf 2009.
- [7] Chauveau V., Mazuyer D., Dassenoy F., Cayer-Barrioz J. In situ film-forming and friction-reduction mechanisms for carbon-nanotube dispersions in lubrication. *Tribology Letters*, 3 (47), 2012, 467–480.
- [8] Cook E.H., Buehler M.J., Spakovszky Z.S. Mechanism of friction in rotating carbon nanotube bearings. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 61, 2013, 652–673.
- [9] Cursaru D.L., Andronescu C., Pirvu C., Ripeanu R. The efficiency of Co-based single-wall carbon nanotubes (SWNTs) as an AW/EP additive for mineral base oils. *Wear*, 290–291, 2012, 133–139.

- [10] Dekker C. Carbon nanotubes as molecular quantum wires. *Physics Today*, 5, 1999.
- [11] Fenimore A.M., Yuzvinsky T.D., Han W.Q., Fuhrer M.S., Cumings J., Zettl A. Rotational actuators based on carbon nanotubes, *Nature*, 424 (6947), 2003, 408–410.
- [12] Harris P.J.F. Carbon nanotubes and related structures. Cambridge University Press, Cambridge 1999.
- [13] Huang J.Y., Chen S., Wang Z.Q., Kempa K., Wang Y.M., Jo S.H., Chen G. Dresselhaus M.S., Ren Z.F. Superplastic carbon nanotubes. *Nature*, 439, 281, 2006.
- [14] Johanne L.B., Yowell L.L., Sosa E., Arepalli S., Mishra R.S. Survivability of single-walled carbon nanotubes during friction stir processing. *Nanotechnology*, 17, 3081, 2006.
- [15] Kaluźny J. Eksperymentalne zastosowania nanorurek węglowych w konstrukcji tłokowego silnika spalinowego. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2013.
- [16] Kashyap K.T., Rahul R., Yamdagni S. Strengthening in carbon nanotube/aluminium (CNT/Al) composites. *Scripta Materialia*, 10 (53), 2005, 1159–1163.
- [17] Kogovšek J., Remškar M., Mrzel A., Kalin M. Influence of surface roughness and running-in on the lubrication of steel surfaces with oil containing MoS<sub>2</sub> nanotubes in all lubrication regimes. *Tribology*, 61, 2013, 40–47.
- [18] Kotnarowski A. Konstruowanie warstw ochronnych z nanoprošków miedzi i molibdenu w procesach tribologicznych, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2009.
- [19] Lin R.M., Lu C. Modeling of interfacial friction damping of carbon nanotube-based nanocomposites. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 8 (24), 2010.
- [20] Lu H., Goldmann J., Ding F., Sun Y., Pulikka-thara M.X., Khabashesku V.N., Yakobson B.I., Lou J. Friction and adhesion properties of vertically aligned multi-walled carbon nano-tube arrays and fluoro-nanodiamond films. *Carbon*, 10 (46), 2008, 1294–1301.
- [21] Lucas M., Palaci I., Riedo E., Zhang X., To-satti E. Hindered rolling and friction anisotropy in supported carbon nanotubes. *Nature Materials*, 8, 2009, 876–881.
- [22] Meng H., Sui G.X., Xie G.Y., Yang R. Friction and wear behavior of carbon nanotubes reinforced polyamide 6 composites under sliding and water lubricated condition. *Composites Science and Technology*, 5 (69), 2009, 606–611.
- [23] Méténier K., Bonnamy S., Béguin F., Journet C., Bernier P., de la Chapelle L.M., Chauvet O., Lefrant S. Coalescence of single walled nanotubes and formation of multi-walled carbon nanotubes under high temperature treatments. *Carbon*, 40, 2002, 1765–1773.
- [24] Pottuz L.J., Dassenoy F., Vacher B., Martin J.M., Mieno T. Ultralow friction and wear behavior of Ni/Y-based single wall carbon nano-tubes (SWNTs). *Tribology International*, 11–12 (37), 2004.
- [25] Qianming G., Dan L., Xiaosu Y., Ji L. Tribology of polymeric nanocomposites. *Friction and Wear of Bulk Materials and Coatings*, Elsevier 2013.
- [26] Saito Y. Nanoparticles and filled nanocapsules. *Carbon*, 7 (33), 1995, 979–988.
- [27] Salvétat J.P., Bonard J.M., Thomson N.H., Kulik A.J., Forró L., Benoit W., Zuppiroli L. Mechanical properties of carbon nanotubes. *Applied Physics A*, 69, 1999, 255–260.
- [28] Servantir J., Gaspard P. Rotational dynamics and friction in double-walled carbon nanotubes. *Phys. Rev. Lett.* 97 (18), 2006.
- [29] Tehrani M., Safdari M., Boroujeni A.Y., Razavi Z., Case S.W., Dahmen K., Garmestani H., Al-Haik M.S. Hybrid carbon fiber/carbon nanotube composites for structural damping applications. *Nanotechnology*, 24, 155704, 2013.
- [30] Tersoff J., Ruoff R.S. Structural properties of a carbon-nanotube crystal, *Physical Review*, 5 (73), 1994, 676–679.
- [31] Treacy M.M.J., Ebbesen T.W., Gibson J.M. Exceptionally high Young's modulus observed for individual carbon nanotubes. *Nature*, 381, 1996, 678–680.
- [32] De Volder M.F.L., Tawfik S.H., Baughman R.H., Hart A.J. Carbon nanotubes: present and future commercial applications. *Science*, 6119 (339), 2013, 535–539.
- [33] Vander Wall R.L., Miyoshi K., Street K.W., Tomasek A.J., Peng H., Liu Y., Margrave V.N., Khabashesku V.N. Friction properties of surface-fluorinated carbon nanotubes. *Wear*, 1–6 (259), 2005, 738–743.
- [34] Wang N., Tang Z.K., Li G.D., Chen J.S. Single-walled 4Å carbon nanotube arrays. *Nature*, 408, 2000, 50–51.
- [35] Yao N., Lordie V. Young's modulus of single-wall carbon nanotubes. *Journal of Applied Physics*, 84, 1998, 1939–1943.
- [36] Zhang S., Liu W.K., Ruoff R.S. Atomistic simulations of double-walled carbon nanotubes (DWCNTs) as rotational bearings. *Nano Letters*, 4 (2), 2004.
- [37] Hountalas D.T., Kouremenos A.D. Development of fast and simple simulation model for the fuel injection system of diesel engines. *Advanced in Engineering Software*, 1 (26), 1998, 13–28.

Jarosław Kaluźny, DSc., DEng. – Faculty of Architecture at Poznań University of Technology.

*Dr hab. inż. Jarosław Kaluźny – Wydział Architektury Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jaroslaw.kaluzny@put.poznan.pl](mailto:jaroslaw.kaluzny@put.poznan.pl)



Prof. Antoni Iskra DSc., DEng. – Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

*Prof. dr hab. inż. Antoni Iskra – Wydział Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [antoni.iskra@put.poznan.pl](mailto:antoni.iskra@put.poznan.pl)



Prof. Krzysztof Kempa, DSc. – Department of Physics, Boston College, USA.

*Prof. dr hab. Krzysztof Kempa – Wydział Fizyki, Boston College, USA.*

e-mail: [kempa@bc.edu](mailto:kempa@bc.edu)



Prof. Michael Giersig, DSc. – Department of Physics, Freie University Berlin, Germany.

*Prof. dr hab. Michael Giersig – Wydział Fizyki, Freie Universität Berlin, Niemcy.*

e-mail: [giersig@physik.fu-berlin.de](mailto:giersig@physik.fu-berlin.de)



## Thermodynamic simulation comparison of opposed two-stroke and conventional four-stroke engines

Today's technology leveraging allows OP2S (Opposed Piston 2-Stroke) engine to be considered as an alternative for the conventional four-stroke (4S) engines as mechanical drive in various applications, mainly in transportation. In general, OP2S engines are suited to compete with conventional 4-stroke engines where power-to-weight ratio, power-to-bulk volume ratio and fuel efficiency are requirements. This paper does present a brief advent, as well as the renaissance of OP2S engines and the novel technologies which have been used in the new approach.

Also precise thermodynamic benefits have been considered, to demonstrate the fundamental efficiency advantage of OP2S engines. Hence, simulations of two different engine configurations have been taken into consideration: a one-cylinder opposed piston engine and two-cylinder conventional piston four-stroke engine. In pursuance of fulfilling this goal, the engines have been simulated in AVL Boost™ platform which is one of the most accurate Virtual Engine Tools, to predict engine performance such as combustion optimization, emission and fuel consumption. To minimize the potential differences of friction losses, the bore and stroke per cylinder are taken as constant. The closed-cycle performance of the engine configurations is compared using a custom analysis tool that allows the sources of thermal efficiency differences to be identified and quantified. As a result, brake thermal efficiency, power and torque of OP2S engine have been improved compared to conventional engines while emission concern has been alleviated.

Key words: opposed piston two-stroke engine, AVL Boost software, thermodynamic benefits, conventional crankshaft engines

### 1. Introduction

With soaring demand of high-efficiency, fuel economy and emission pollutions, opposed piston (OP) engines have been offered as a solution for challenges facing the ICEs (internal combustion engines) in certain applications. However, to provide as economically sustainable solution, these technologies must increase efficiency without increasing cost.

The most promising solution to meet the current, and future, standards is the opposed piston engine. However, OP engines have inherently suffered from both high oil consumption and high thermal load.

In addition to a brief explanation of OP advent and also its inherent efficiency benefits, challenges facing OP engines have been investigated. Therefore, a single-cylinder OP engine has been simulated in AVL Boost to compare with a conventional four-stroke engine. Finally, the simulations have been considered in different cases to highlight the thermodynamic benefits of OP engines.

Computational aided engineering development enables the renaissance of ICEs, so that AVL Boost platform, as an advanced Virtual Engine Simulation tool, can model an accurate predicting of engine performance, power, torque regarding of the emission optimizing and fuel consumption. Besides, Boost provides an engine simulation tool applicable from the concept phase up to Engine Control Unit calibration.

### 2. History of opposed piston engines

Opposed piston two-stroke engines in appeared in public during 1890s in Germany by Witting [1]. Opposed piston engines are characterized by pairs of pistons operating in a single cylinder shown in Fig. 1, eliminating the need for

cylinder head because two engines in reality have been combined into one engine by placing them top to top and joining the cylinders [1–4]. Gas exchange for two stroke versions is handled by piston-controlled ports on cylinder walls. They began to be used commercially around 1900 for numerous land, marine, and aviation purposes. Around 1900s, Oxford Company introduced a new OP engine used in marine application due to low speed crankshaft of engine. Then, Junker was a new OP using two crankshafts resulting with higher speeds during 1930s and they were used in light airplanes. They were developed because of high potential efficiency compared to its competitors [1, 4].

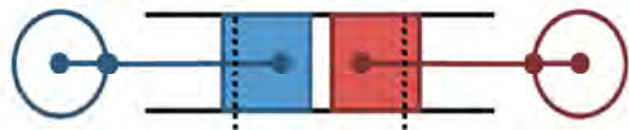


Fig. 1. Schematic of opposed piston two-stroke engine

Regardless of the field of application, OP (opposed piston) engines are getting popular due to the higher power-to-weight ratio, higher thermal efficiency, and more economic fuel consumption compared to the four stroke conventional crankshafts engines; however, they are facing many traditional two-stroke engines obstacles. Nevertheless, there are well established solutions [1].

After 2009, a renaissance of OP engines occurred by introducing Achatas Power engine [1]. It has addressed the historical challenges with piston heat load that applies to all two stroke engines. The heat input due to combustion

as well as heat rejection under piston's crown to cooling oil [1, 5–8].

The Achates Power OP2S diesel engine demonstrates significantly higher thermal efficiencies than comparable four stroke diesel engines with the same power [6–8]. Fair Diesel is another unique OP diesel engine introduced since 2000. It has combined two concepts of Barrel and OP engines. They are used in an exceptionally well-balanced lightweight diesel engine for wide range of applications. The use of shaped drive cams allow them to optimize the combustion cycle, resulting in higher thermal efficiency performance. The key feature of this patent is inertia force cancellation, resulting in a quiet engine with exceptionally low degrees of vibration [9]. Swash-Plate is used to transfer the reciprocating motion of the piston to rotational motion, although its brake efficiency decreases [9, 10].

Eco-Motors Company investigates on a new OPOC that each single opposed cylinder contains two pistons that move in opposite directions. The benefit of this architecture is significantly higher power density with smaller and lighter package [11] and commercially they have been used in light and medium vehicle applications [2, 11].

PAMAR-3 is another OP Barrel engine which transmits the reciprocating motion of the pistons into rotational motion by using Wobble plate. This engine is a prototype aeronautical engine built and designed by Pawel Mazuro [2]. Wobble plate mechanism blocked by gear which has been identified as the most promising for further analysis and research.

### 3. Advantages of OP engines

Generally, there are some advantages making the OP engines unique in comparison with the conventional crankshaft engines:

**Absence of cylinder head:** combination of two single cylinders from top to top eliminates the needs of cylinder head. Therefore the engine becomes lighter and more compact. Moreover, eliminating the cylinder head reduces the heat losses, which improves the thermal efficiency. Consequently,

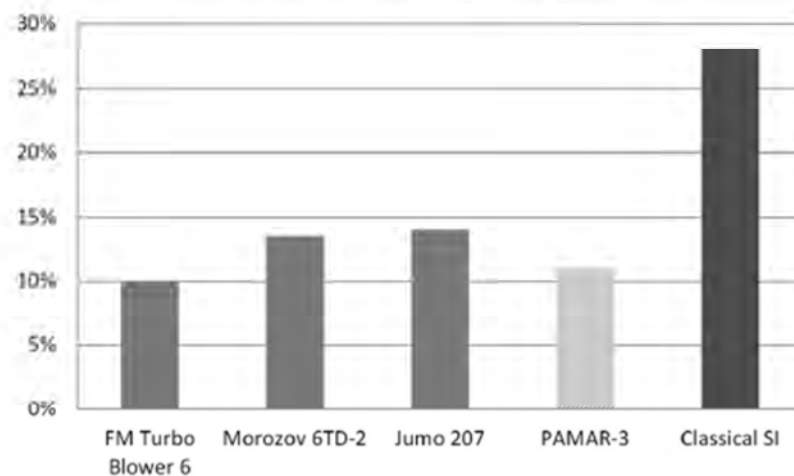


Fig. 2. Comparison of heat rejected to the cooling system of 4 OP engines and a classical spark ignition (PAMAR-3 is a prototype aeronautical engine built and designed by Pawel Mazuro)

the emission of unburned hydrocarbons and carbon monoxide will be reduced [2]. Figure 2 shows various classifications of OP engines compared with classical crankshaft engines. The heat rejected to the cooling system of four OP engines is almost half the classical spark ignition engines.

**Combustion chamber:** OP engines can provide nearly twice lower SA/V than the conventional crankshaft engines, leading to higher thermal efficiency higher SA/V is of high importance due to the fact that Heat is generated proportionally to the volume (V) of the combustion chamber, while heat losses are proportional to the surface area (SA) [2]. Additionally, the amount of fuel injected in cylinder remains constant, but the volume is increased, resulting in leaner combustion and consequently it increases the specific heat ratio. Large volume combustion provides faster combustion duration at constant volume with same pressure rise rate [5].

**Higher stroke to bore ratio:** engines with higher stroke-to-bore ratio have smaller surface area exposed to combustion gases, leading to decreased heat transfer in-cylinder and consequently, it improves thermal efficiency. However, the mechanical efficiency is also affected [2, 4]. Also, higher S/B will increase SE (scavenging efficiency), resulting in lower pumping work. Besides, based on Achates Power for a fixed PCP, the crankshaft bearing friction decreases as the S/B increases, while the power-cylinder friction has the opposite effect. As a conclusion, both indicated thermal efficiency and pumping work benefit from a “longer S/B” [2, 4, 12–14].

**Multi fuel technology:** multi-fuel engine technologies are interested in both military applications due to fuel shortage and emission concern due to global climate contamination concern [2, 4].

These engines must meet two basic conditions to be able to run on multi-fuel bases. First, VCR (variable compression ratio), permits firing fuel with the highest octane rating; second, it must be strengthened to withstand widely changing working conditions (the temperature from burning biogas is different from one from aviation fuel).

Both aforementioned conditions are met in OP engines. VCR is incomparably easier to adapt in OP than in conventional engines, where a moving cylinder head or complicated shaft system must be adapted. Furthermore, fewer moving parts, simple combustion chamber shape and a more compact design make them more robust and durable [1, 2].

Uni-flow scavenging in OP2S engines gives higher effective flow area, resulting in reducing pumping work compared to 4-stroke or a single piston, 2-stroke uni-flow or loop scavenged engine [2, 5]. Besides, the scavenging ports are distributed all around the circumferences of the cylinder, resulting in trapping efficient air volume as well as increasing the volumetric efficiency.

Combustion of OP engines has been developed by Achates Power. This unique combustion system was composed of two identical pistons coming together to form an elongated ellipsoidal combustion volume where the injectors are located at the end of the long axis. This combustion system allows high turbulence, mixing and air utilization with both swirl and tumble charge motion. The ellipsoidal combustion chamber results in air entrainment into the spray stream from two sides with mid-cylinder penetration of fuel stream enabling larger  $\lambda = 1$  iso-surfaces, excellent control at lower fuel flow rates because of two small injectors instead of one large one. Multiple injection events and optimization flexibility with strategies such as multiphase injection and rate-shaping [14]. All these factors result in minimal flame-wall interaction and no direct fuel spray impingement during the combustion. This improves performance and emissions [3] with fewer hot spots on the piston surfaces, enhancing piston thermal management and increasing engine durability [4]. As a result, Achates Power Technology has superior thermal efficiency and more fuel economy advantages.

**4. Opposed piston challenges**

OP engines are also facing some challenges such as high thermal load, changing linear to rotary motion, oil losses, side injection and numerical modelling are the worst issues [2, 5–7, 14] while some established solutions do exist [1]:

**High thermal load:** as the contiguous combustion takes place at the middle of the cylinder at the circumference, the maximum heat load is around there and also due to a longer stroke and also absence of long cooling induc-

tion stroke results in higher thermal loading of the piston crown and liner. Either air gap between the crown and piston skirt or side injection are used to isolate the piston crown, resulting in reducing the major negative feature of OP engines [1].

**Oil consumption:** higher oil consumption is a historical issue with two-stroke engines, while providing adequate lubrication to the piston pin and manage piston temperature. High oil consumption of the engines rises the running cost and additionally particulate emissions will increase. Some solutions have been established, one is design such interfaces (piston-liner and ring-liner) that can work with little oil by using special cylinder finishing, piston rings or cylinder materials. Another solution is effective oil impingement systems (an area, where marine engines are unsurpassed). The third direction of development is new synthetic oils [1].

**Side injection:** OP engine architecture does not allow to enjoy central fuel injection providing more homogeneous air-fuel mixing, and also due to lack of space the injector nozzles are preferred to be placed at the end of the cylinder. Therefore, the combustion system allows high turbulence, mixing and air utilization with both swirl and tumble charge motion, furthermore, the ellipsoidal combustion chamber developed by [15] Achates Power results in air entrainment into the spray plumes from two sides. Moreover, using multiple injection events alleviate the control of fuel flow at low ranges and optimize flexibility with strategies such as injector strategies and rate-shaping [14]. As a result, fuel spray does no longer impinge on the piston walls and also interaction between flame and wall would be getting minimal during the combustion. This technology would improve the performance and emissions [7, 14] with fewer hot spots on the piston surfaces, appending piston thermal management and enhancing engine durability [14, 16].

**Linear motion transmission to rotational motion:** two crankshafts are used to transfer the reciprocating motion into rotary motion, while one crankshaft was used in classic engines. Opposed piston engines are classified into different categories based on the crankshaft mechanism. An excellent summary of the propulsion transmission has been summarized in Pirault and Flint book [1]. According to the Mazuro’s paper published in 2007, different crankshaft mechanism of barrel engines were compared to the conventional crankshaft engines, wobble-plate blocked by bevel gear mechanism conducted as the most promising mechanism of motion transmission due to higher mechanical efficiency than that of the crankshaft mechanism, favourable distribution of piston side thrust, resulting in smaller friction work [17].

**Numerical modelling:** several major 1D engine software platforms (GT Power, AVL Boost and Ricardo WAVE) have the capability to build up standard two-stroke and four-stroke engines

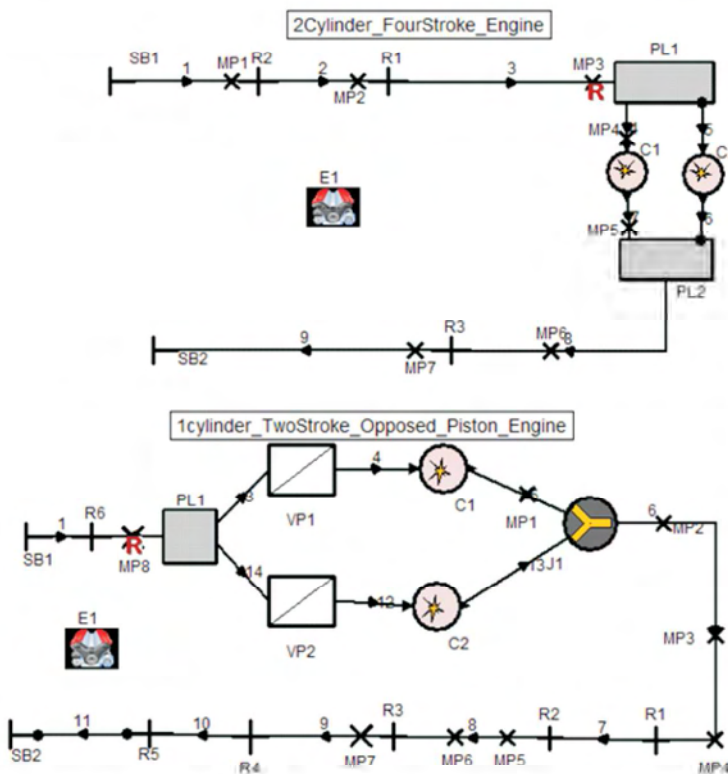


Fig. 3. Simulation model of 4-stroke and opposed piston 2-stroke engine in AVL Boost Platform

characteristic. Unfortunately, none of them are able to simulate a true opposed piston engine. Only AVL Boost can build-up an OP engine by defining the relative piston motion profile. Meanwhile, Diesel RK known as 0D simulation software can model only an OP with uni-flow scavenging module, but it is less flexible and less useful in design process.

On the other hand, two 3D CFD software (Ansys Fluent and AVL Fire) have simulation OP module; however, for a simple OP simulation may take long time. Therefore, these software are useless in terms of time limitation [2].

### 5. Engine configurations

Two different engine configurations were taken into consideration in this paper: a two-cylinder four-stroke conventional crankshaft (4S) engine with standard architecture and fixed cylinder head and a hypothetical single cylinder opposed piston two-stroke (OP2S) engine (Fig. 3). The cylinder bore diameter and stroke per piston were held constant for each engine configuration to keep the friction work associated with each engine as similar as possible. First, the engines were compared at 4 different speeds to specify the importance of OP technology as an alternative for ICEs.

Second, the power output and engine speed were held constant for all thermodynamic comparisons at engine operation of range speed of 1500 rpm; however, the scavenging period of OP2S engine was varied by changing the engine architecture and valve/porting timings.

As an opposed piston engine is paired of two pistons in a cylinder, two classical four-stroke engines are specified to have the same stroke per piston as mentioned before.

For 4S engine, the total volume of the 4S engine is assumed 1.4 litre (0.65 l per cylinder). The engine power was specified to be 9.7 bar BMEP at a range of 1500 rpm. Additionally, the piston crowns and cylinder heads were flat and parallel, the intake valve closed  $100^\circ$  bTDC, the exhaust valve opened at  $82^\circ$  aTDC, and the data were taken from an Industrial six-cylinder 4-stroke engine released by AVL software company [18].

On the other hand, there are many different methods to simulate an OP engine; here a two-crankshaft mechanism has been picked up [12]. The simplicity and same individual piston motion for each engine configuration were the reason to choose this method.

To be more precise, by combining the two 2S engines from top and eliminating the cylinder head surfaces, an OP arrangement will appear.

The phase offset between two crankshafts was set to 13.5 degrees, so that intake port events are lagging with respect to exhaust events. As a result, not only there is more available time for burning gas, but also it avoids contamination of the fresh air caused by blowback.

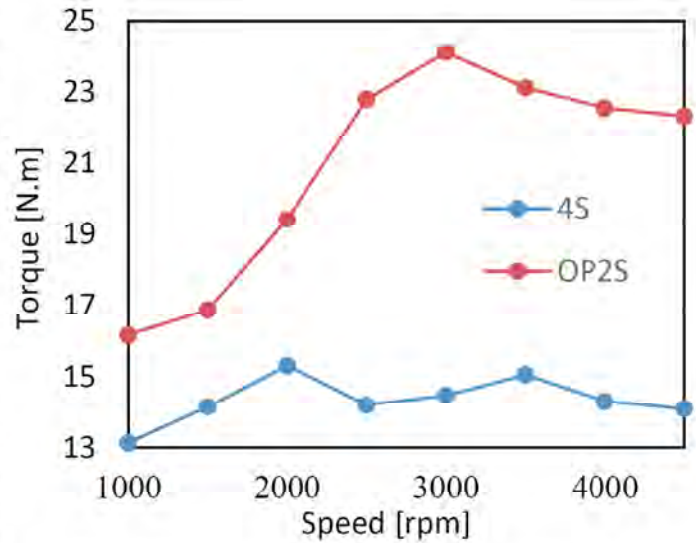


Fig. 4. Torque vs engine speed for 4S and OP2S simulated engines

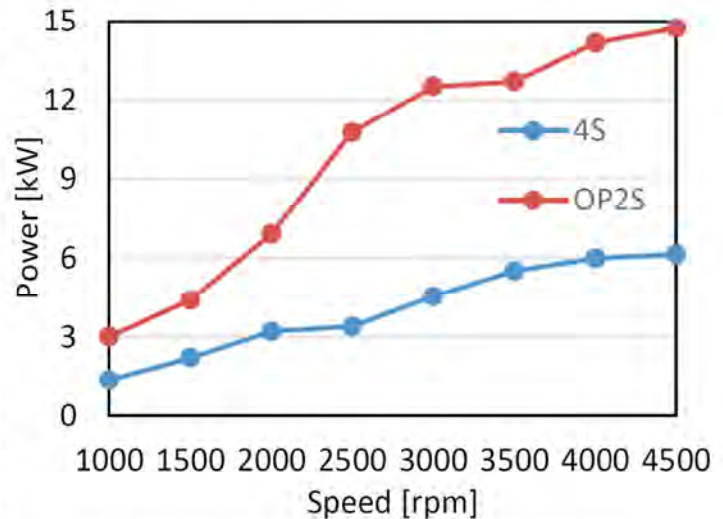


Fig. 5. Power vs engine speed for 4S and OP2S simulated engines

Table 1. Geometric characteristics of simulated engines

Engine	4S	OP2S
Cylinder number	2	1
Speed [rpm]	1500	1500
Bore [mm]	55	55
Stroke per piston [mm]	75	75 · 2
Connecting rod length [mm]	110	110
Trapped compression ratio	16:1	16:1
Crankshaft phase offset [deg]	---	13.5
Intake closing [deg. aTDC]	-100	-112
Exhaust opening [deg. aTDC]	82	81
Trapped volume [dm <sup>3</sup> /cyl.]	0.178	0.356

The intake ports were delayed  $112^\circ$  bTDC to be covered by the piston including the scavenging process needed for 2S engine operation. Moreover, the exhaust ports were advanced  $81^\circ$  aTDC to be opened. A summary of the

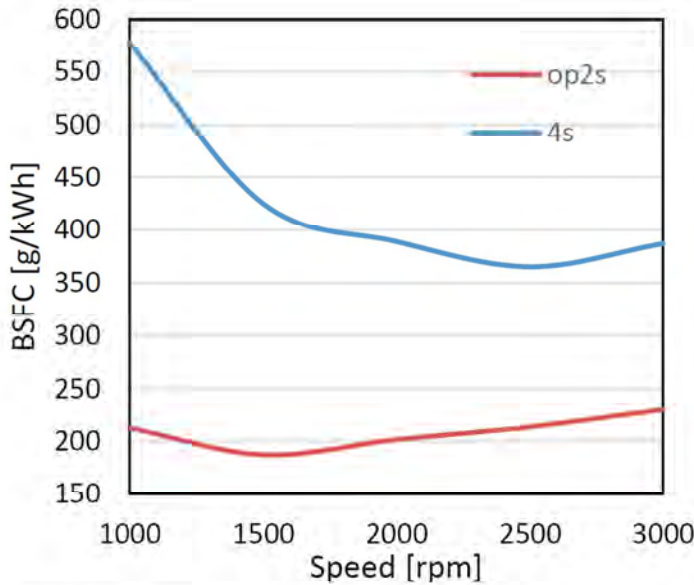


Fig. 6. BSFC vs engine speed comparison of 4S and OP2S simulated engines

geometric characteristics for three engine configurations is provided in Table 1.

**6. Results**

The process of increasing engine performance is of high importance. Therefore, power and torque versus different engine speeds have been represented in Figs 4 and 5. Figure 4 shows the trend of torque versus speed in OP engine is more desirable than that of the 4S engine, as it has been tried to flatten the curve in most of the modern automobiles.

Although power follows the torque curve due to the fact that power is torque multiplied by speed, as shown in Fig. 5, power will not increase linearly as friction increases at higher speeds. Engine power for OP2S continues increasing and resisting the slowing.

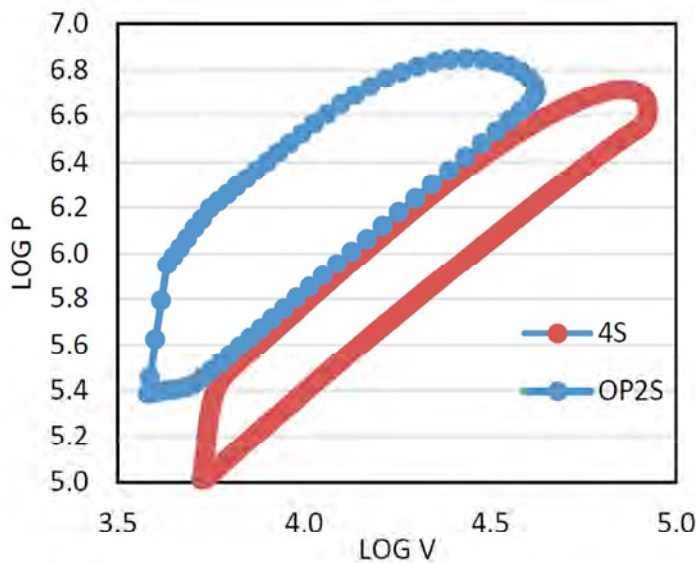


Fig. 7. Log P vs log V comparison of 4S and OP2S simulated engines

Brake fuel consumptions of two simulated engines are shown in Fig. 6. BSFC is inversely proportional to the engine size, because lower amount of heat will be lost by transferring to cylinder wall. In addition, OP2S engine has more favourable surface-to-volume ratio rather than 4S engine. The BSFC also increases at lower engine speeds due to heat losses during longer time. Besides, BSFC rises at higher speeds due to increasing friction. Therefore, brake fuel consumption of OP2S engine will decrease.

The simulated pressure versus cylinder volume on logarithmic coordinates has been presented in Fig. 7 for both four-stroke (4S) and opposed piston two-stroke (OP2S) engines. Figures 7 and 8 show that in-cylinder pressure rises as fast as fuel gets burned near the end of compression stroke (minimum volume) and does not decrease due to absence of cylinder head and consequently lower surface area-to-volume ratio known as OP advantages.

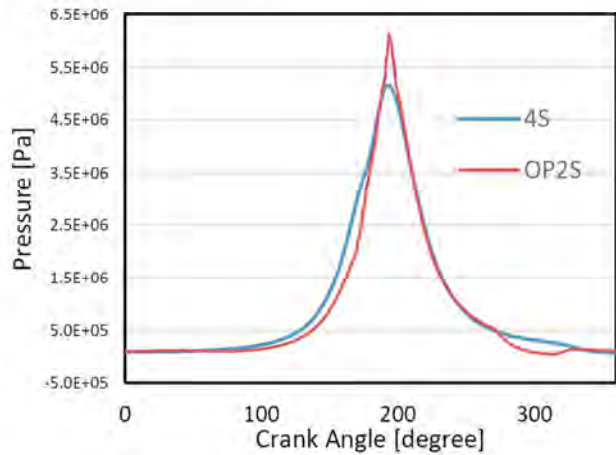


Fig. 8. Pressure rise profile of 4S and OP2S simulated engines

Additionally, the in-cylinder peak pressure is higher than conventional 4S engines. Figure 8 also compares the peak pressure of the simulation at the given operating conditions. OP engine has higher peak pressure value in comparison with 4S engine.

The combustion chamber geometry, piston motion and scavenging process for OP engine, valve/port timing, heat transfer analysis method and surface area and finally temperature taken by experimental measurements were inserted to interface model to simulate the combustion process (MFB, heat release, ...) of the models. Inherently, the OP engines have lower heat losses; it obviously appears in heat release. Figure 9 shows the rate of heat release during combustion for both engines. OP2S engine has higher heat releases than its competitor.

The heat release rate as well as mass burn fraction is used in thermodynamic analysis. Heat release is

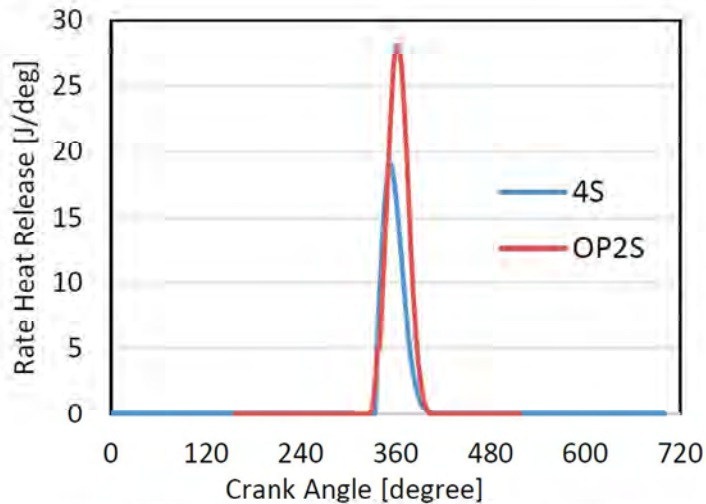


Fig. 9. Heat release rate of 4S and OP2S simulated engines

the result of the combustion of a fuel with oxygen in air; however, prediction of HRR is vital for hazardous fire.

Figure 9 shows the comparison of HRR traces versus crank angle for both OP and 4s engines. Higher HRR allows the higher energy to be transferred into the pistons, resulting in higher thermal efficiency. Additionally, due to the lower area-to-volume ratio of OP engine and removing the cylinder head by combining two two-stroke engines, heat transfer losses have been significantly decreased. As a result, lower fuel consumption is required to reach power target, resulting in less efficiency deduction.

The mass burn fractions are shown in Fig. 10. Amount of fuel injected into the cylinder is the same, but OP model has greater cylinder volume, thereby specific heat ratio increases during combustion and the work per unite of volume rises (eq. 1) – ideal engine efficiency:

$$\eta_{\text{ideal}} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (1)$$

where:  $\gamma$  – ratio of specific heats,  $r_c$  – compression ratio

Furthermore, that amount of fuel injected in-cylinder is allowing for shorter and also faster combustion duration as shown in Table 2. Therefore, combustion occurs at close condition to constant volume combustion, resulting in thermal efficiency improvement.

Table 2. Comparison of mass fraction burn of the fuel in 4S and OP2S simulated engine

Mass fraction burn	4S	OP2S
Mass fraction @ 5% [deg.]	6.8	1.84
Mass fraction @ 10% [deg.]	9.87	3.35
Mass fraction @ 50% [deg.]	22.3	9.5
Mass fraction @ 90% [deg.]	34.8	28.72
Combustion duration [deg.]	58.3	44.10

## 7. Conclusion

A brief history of advent of opposed piston engines has been described. The advantages and also challenges of OP engines have been outlined. Opposed piston engines have been considered as an alternative for conventional crankshaft engines where high power-to-weight ratio, high durability, easy manufacturing and compact arrangement are required. Opposed piston engines provide lower heat losses due to absence of cylinder head which can decrease to around 10–15% in comparison with conventional crankshaft engines. Further, high stroke-to-bore ratio decrease SA/V, resulting in improving thermal efficiency of OP engines. Despite OP engines face some challenges affecting the engines performance. High thermal load in the centre of cylinder, higher oil consumption, injection and air-fuel mixing can be considered as OP challenges.

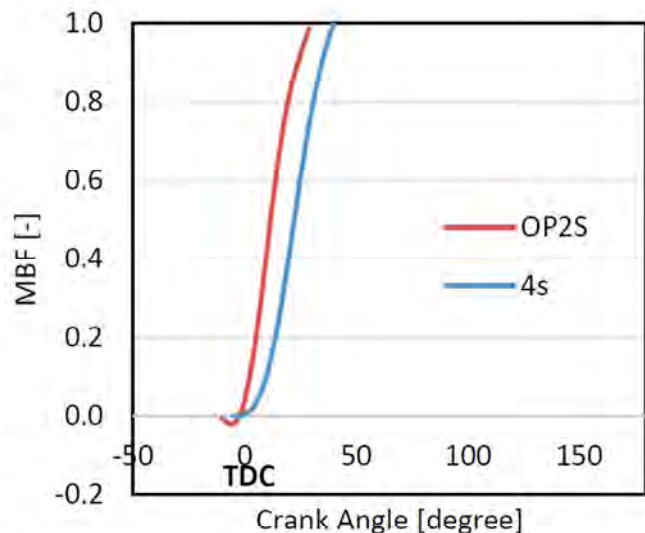


Fig. 10. Mass burn fraction of OP2S and 4S simulated engines

The thermodynamic analysis was performed to demonstrate superior advantages of an opposed piston two-stroke engine over a four-stroke conventional crankshaft engine. AVL Boost™, one-dimensional (1D) thermodynamic platform was used to simulate a 4S and a hypothetical OP2S engine. First, torque, power and BSFC of the engines were compared at four different engine speed rates to demonstrate preference of OP2S engines by considering that higher power and torque rates. In addition, fuel consumption of OP2S engines have been reduced compared to 4S engines.

On the other hand, both engines operated at the same engine speed rate of 1500 rpm to demonstrate thermodynamic advantages of OP2S engines rather than 4S engines. Opposed piston engines have larger combustion chamber volume than 4S engines. Hence, the combustion process of OP2S occurs in leaner condition against 4S engine, resulting in faster combustion and higher heat releases due to absence of cylinder head and also valve train.

## Nomenclature

OP	opposed piston	S/B	stroke-to-bore ratio
OP2S	opposed piston two-stroke	HRR	heat release rate
4S	four-stroke	SE	scavenge ratio
OPOC	opposed piston opposed cylinder	VCR	variable compression ratio
0D	zero-dimensional	BSFC	brake specific fuel consumption
SA/V	surface area-to-volume ratio		

## Bibliography

1. Pirault J.-P., Flint M. Opposed piston engines: evolution, use, and future applications. SAE International, 2009.
2. Kalke J., Opaliński M., Szczeciński M. Opposed-piston engines: the future of internal combustion engines? PhD Interdisciplinary Journal, 1, 2014 (online: <http://sdpg.pg.gda.pl/pij/online-2/>).
3. Hirsch N.R., Schwarz E.E., McGough M.G. Advanced opposed-piston two-stroke diesel demonstrator. SAE Technical Paper 2006-01-0926, 2006.
4. Davids J.H. Design features of an opposed piston diesel engine. 300–750 HP, 1955, SAE Technical Paper 550316, 1955.
5. Naik S. et al. Opposed-piston 2-stroke multi-cylinder engine dynamometer demonstration. SAE Technical Paper 2015-26-0038, 2015.
6. Redon F. et al. Meeting stringent 2025 emissions and fuel efficiency regulations with an opposed-piston, light-duty diesel engine. SAE Technical Paper 2014-01-1187, 2014.
7. Regner G. et al. Modernizing the opposed piston, two stroke engine for clean, efficient transportation. SAE Technical Paper 2013-26-0114, 2013.
8. Regner G. et al. The Achates Power opposed-piston two-stroke engine: performance and emissions results in a medium-duty application. SAE Technical Paper 2011-01-2221, 2011.
9. [www.fairdiesel.co.uk/technical.htm](http://www.fairdiesel.co.uk/technical.htm).
10. Mazuro P., Rychter T., Teodorczyk A. Piston engines with cylinder axis parallel to drive shaft axis—classification and review. Journal of KONES Powertrain and Transport, 13 (3), 2007.
11. Why EcoMotors. 2014 [cited 2015.04.27], available from: <http://www.ecomotors.com/>.
12. Herold R.E. et al. Thermodynamic benefits of opposed-piston two-stroke engines. SAE Technical Paper 2011-01-2216, 2011.
13. Kermani J. et al. An experimental investigation of the effect of bore-to-stroke ratio on a diesel engine. SAE Technical Paper 2013-24-0065, 2013.
14. Naik S. et al. Practical applications of opposed-piston engine technology to reduce fuel consumption and emissions. SAE Technical Paper 2013-01-2754, 2013.
15. Fuqua K.B. et al. Combustion chamber constructions for opposed-piston engines. US Patent 8800528 B2, filed 18 Apr 2011, 2014.
16. Venugopal R., Abani N., MacKenzie R. Effects of injection pattern design on piston thermal management in an opposed-piston two-stroke engine. SAE Technical Paper 2013-01-2423, 2013.
17. Mazuro P., Rychter T., Teodorczyk A. Internal combustion engines with cylinder axes parallel to drive shaft axis versus conventional crank shaft engines—comparison of mechanical efficiency and losses. Silniki Spalinowe, 46, 2007, 66–72.
18. AVL Boost™ documentation, v. 2013 DOT2, examples and tutorials, 2013.

Ali AlQahtani, MEng. – Research Student in the School of Mechanical Engineering at University of Birmingham.  
e-mail: [AMA374@bham.ac.uk](mailto:AMA374@bham.ac.uk)



Farzad Shokrollahhassanbarough, MEng. – Research Student in the School of Mechanical Engineering at University of Birmingham.  
e-mail: [fxs931@bham.ac.uk](mailto:fxs931@bham.ac.uk)



Miroslaw L. Wyszynski, MEng, PhD, MIDGTE, MSAE, MSIMP – Professor in the School of Mechanical Engineering at University of Birmingham.  
e-mail: [m.l.wyszynski@bham.ac.uk](mailto:m.l.wyszynski@bham.ac.uk)



## Costs of road transport depending on the type of vehicles

The article presents analysis of the road transport costs with regard to the types of vehicles. Discussed problem is important from the point of view of both the carrier and the company engaged in the organization of transport. The classification of costs in road transport significantly dependent on the types of used vehicle is presented. The factors affecting individual cost components with regard to the vehicles' value, the permissible total weight, type of engine and fuel are defined. Selected components of the costs are enhanced by original analytic formulas with given examples of their values under fixed parameters of realized transport service. The participation of selected components of costs in total costs of transport and their impact on the costs of transportation are investigated. Considerations are illustrated by numerical example which examined road transport carried out in relation Mszczonów (PL) – Hamburg (DE) by one driver. Examined variants are based on vehicles meeting Euro standard III, IV, V and VI. As it was shown, the most cost-effective variant in discussed transport relation uses vehicles with highest emission standards.

**Key words:** transport costs, road transport costs, transport costs components, transport costs classification

### 1. Introduction

Selecting a vehicle to the transport task should take into account the task parameters and purpose of vehicles [12]. But today, in many cases the emission standard [6, 15] or other parameter like fuel tank capacity can be a decisive feature of the vehicle. These features of the vehicles may condition the possibility of transport task realization (like limiting entry to the low-emission zones), as well as significantly affect the cost.

Allocating vehicles to transport tasks is important both for the carrier and for senders and recipients [12]. The carrier is interested in maximizing the usage of existing transport potential and minimizing transport costs or the need to preserve consumptive or production features of goods shipped. In contrast senders and recipients, except preserving the proper features of shipped goods, require minimal transport time and its costs. In both cases the essential criterion for the selection of vehicles to transport tasks are the costs of transport [4, 8, 21].

Concepts of investment expenditures, cost and expense presented in the literature are often used interchangeably what introduces a certain confusion and can lead to misleading conclusions. Expenditure, in general, is considered to be "reflection of necessary production factors, like means of production and human labour expressed in natural units used in the process of management. Expenditure means payments for the production factors or use of production factors, while cost is a reflection of inputs in the production process. At the same time costs can be dealt with under the Income Tax Act (as tax costs) [18] or in accordance with the Accounting Act (actual costs) [19].

The assessment of the decision variants about vehicles must primarily take into account the real costs of transport. The article presents considerations for the formation of these costs due to the types of vehicles. The particular attention is paid on environmental fees. On their level significantly affect the Euro standard met by the engine of vehicle.

### 2. Types of costs in road transport

The total costs generated by transport service provider are a sum of expenditures on realized services expressed as a cost value and settled at a certain time. Thus, the costs include fixed assets and current assets, the workload, as well as other expenses (taxes, interest, fees, rents etc.) justified from the point of view of business transport [3].

This means that the total costs of the company are composed of elements with different characteristics. This is why the classification of costs is performed by their systematic, extensive division into individual components according to established criteria (rules), and then combining these components in the respective groups (class) [3].

Costs incurred by the company to achieve sales of products or services, in accordance with the Accounting Act [19], are treated as operating expenses. In addition the other operating costs and financial costs are separated, which were omitted in the paper.

The following criteria for classification of operating expenses are used [2, 3]:

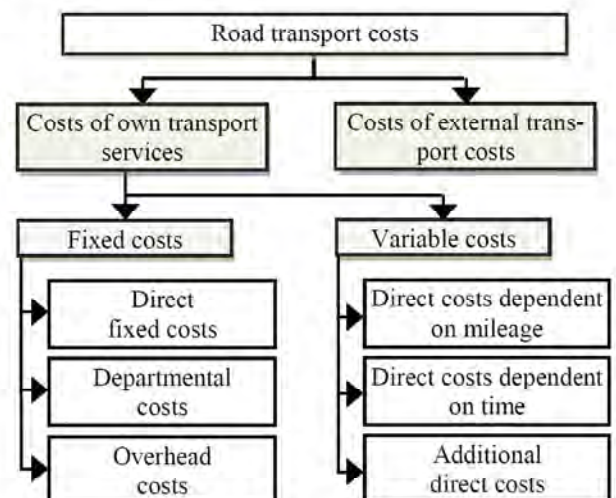


Fig. 1. General classification of costs in road transport

- Types of activity,
- The complexity of costs,
- The type of costs,
- The variability of costs,
- The cost centres,
- The ratio of costs to the environment.

The publications relating to road transport most often use division of costs for indirect costs and direct fixed and variable costs. Thus, there are two criteria used simultaneously: variability and place of cost origin (Fig. 1).

Importantly, variable costs in road transport embrace also costs depend on mileage or working time, as well as additional variable costs resulting from the specific character of transport task that can't be directly related to the mileage or working time.

Types of costs in road transport in each group of fixed and variable costs are shown in Fig. 2.

Overhead costs: - wage of the company's board - training and medical check of board members - property maintenance costs - energy costs.
Departmental costs: - administrative costs (including certificate, licenses) - funding costs of departments equipment - depreciation of fixed assets - labour costs of departmental employees - training and medical check of departmental staff.
Direct fixed costs: - costs of periodic technical inspection of vehicles - cost of vehicle insurance - the cost of taxes on means of transport - periodical duties for use of roads - wear on the vehicle (depreciation) - cost of vehicles financing (leasing and capital) - labour costs of drivers - costs of training and medical check of drivers.
Direct variable costs dependent on the mileage: - cost of fuel consumption - tire wear costs - costs of technical maintenance and repairs - ecological fees.
Direct variable costs dependent on working time: - remuneration components - equipment rents.
Additional direct variable cost (due to the nature transport): - delegations drivers (diets accommodation costs) - additives to wages and salaries (for on-call time for night work and overtime) - one-time charges for the use of transport infrastructure (roads, tunnels, ferries) - cargo insurance - escorting cargo - fees for permit for transportation.

Fig. 2. Types of costs in the road transport

The following costs named in Fig. 2 can be considered as costs that are directly dependent on the type of vehicle :

- financing of vehicles,
- wear of the vehicles,
- periodic technical inspection of vehicles,
- vehicle insurance.

- taxes on means of transport,
- periodic charges for use of roads,
- fuel consumption,
- tire wear,
- technical services and repairs,
- environmental fees,
- one-time charges for the use of transport infrastructure.

Importantly these costs can be divided into dependent on the value of the vehicle (e.g. vehicle wear, financing, insurance) as well as those dependent on the type of engine, fuel, emission standard, number of axles and GVW (e.g. tolls on roads or taxes on means of transport).

### 3. Fixed costs in road transport in correlation with used vehicles

According to the previous considerations, the fixed costs depending on the type of vehicle include the costs of:

- financing of vehicles,
- wear of vehicles,
- periodic technical inspection of vehicles,
- vehicle insurance,
- taxes on means of transport,
- periodic charges for use of roads.

The first of these costs is dependent on the method of financing vehicles purchase and may include lease payments (in case of an operating lease) or the cost of freezing assets (in case of purchase of vehicles from own resources). In both cases these costs are directly related to the value of the vehicle and cost of capital (external or own). Moreover, in case of financing vehicles from own resources, one must take into account phasing out frozen assets through depreciation – which is unfortunately usually ignored. Therefore, these costs also result from the adopted method of depreciation.

With regard to above mentioned aspects, vehicle financing costs by own resources, under linear depreciation and calculated monthly are described as follows:

$$K_K^Z(v) = \frac{W_p(v) \cdot \alpha_K}{12} \cdot \min \left\{ \left[ \frac{12}{\alpha_A(v)} \right]; N^E(v) \cdot 12 \right\} \cdot \left( 1 - \min \left\{ \left[ \frac{12}{\alpha_A(v)} \right] - 1; N^E(v) \cdot 12 - 1 \right\} \cdot \frac{\alpha_A(v)}{2 \cdot 12} \right) \cdot \frac{t_{PP}^O(v)}{N^E(v) \cdot t_{PP}^R(v)} \quad (1)$$

where:  $K_K^Z(v)$  – cost of freezing assets invested to purchase vehicles per transport task performed by v-th vehicle in PLN,  $W_p(v)$  – the initial value (net value) of v-th vehicle in PLN,  $\alpha_K$  – annual cost of freezing assets in %/year,  $\alpha_A(v)$  – annual depreciation rate of v-th vehicle in %/year,  $N^E(v)$  – the expected number of years of operation of v-th vehicle in years,  $t_{PP}^O(v)$  – time of involvement of v-th vehicle in realization of transport task in days,  $t_{PP}^R(v)$  – the average time of involvement of v-th vehicle in days/year.

Including wear cost as a part of task realization cost should take into account so-called balanced depreciation of

vehicles, which stems from the Accounting Act [19]. Inclusion of tax depreciation in this regard (calculated in accordance with tax law) is a common mistake. In the light of the accounting regulations value of the vehicle breaks down on its lifespan and its residual value must be taken into account (after the period of its operation in the company), so the cost of vehicle wear is given by formula:

$$K_A^Z(v) = [W_p(v) - W_k(v)] \cdot \frac{t_{PP}^O(v)}{N^E(v) \cdot t_{PP}^R(v)} \quad (\text{PLN}) \quad (2)$$

where:  $K_A^Z(v)$  – wear cost of v-th vehicle per transport task in PLN,  $W_k(v)$  – residual value (net value) of v-th vehicle in PLN, other symbols like in formula (1).

The costs of periodic technical inspection and insurance of vehicles result from the type of vehicles, their age and mileage. They are counted per task analogously to the cost of vehicle wear.

In case of taxes on means of transport in particular territorial units (municipalities) some significant differences in the classification of vehicles and rates may occur. According to the art. 10 of the Act on Local Taxes and Fees [17] these taxes may be dependent on:

- type of vehicle,
- permissible gross vehicle weight,
- number of axles,
- type of suspension,
- impact of the vehicle on the environment,
- year of manufacture,
- number of seats.

However, the last three criteria may be used only for vehicles with a GVW less than 12 tones and buses. It should be noted that individual municipalities often omit these criteria or use them in a very limited extent (ie. only two criteria are used: Euro II emission standard or higher and Euro I standard or lower). An example of good practice in this area is municipality Wejherowo where large differences in rates of tax on means of transport are implemented also because of Euro standards (Table 1). As can be seen in table in Wejherowo in most cases vehicles meeting Euro standard V or higher are burdened with approximately twice lower tax than vehicles meeting Euro II, III or IV standard.

Table 1. The rates of tax on means of transport in force in Wejherowo (PLN/year) [16]

Type of vehicle	GVW (t) or the number of seats	Euro standard		
		Other	II-IV	V
Truck	(3.5–5.5]	780	740	375
	(5.5–9.0]	1 320	1 250	625
	(9.0–12)	1 570	1 550	770
Road tractor and ballast tractor	[3.5–12)	1 780	1 730	860
Trailer and semi-trailer	[7.0–12)	1 580	1 580	1 580
Bus (coach)	up to 29 seats	1 830	1 780	900
	from 30 seats	2 320	2 280	1 150

In Poland periodic tolls on national roads have been abolished from 1 July 2011. From that date one-time charges for the use of selected sections of national road network were introduced. In the ending phase of duration validity recurring charges were conditioned (excluding the period of validity) by the type of vehicle, the GVW and emissions standards.

#### 4. Variable costs in road transport in correlation with used vehicles

In line with previous considerations, the variable costs dependent on the type of vehicle include the costs of:

- fuel consumption,
- tire wear,
- technical services and repairs,
- environmental fees,
- one-time charges for the use of transport infrastructure.

Costs of fuel consumption result from type of fuel and unit consumption, vehicle load, refuel strategies and local prices. In case of transport over long distances the capacity of fuel tank is very important. In fact it determines the choice of refuelling stations with significant differences in the price of fuel in individual countries or their regions. For example, the difference between the price of diesel in the UK and in Kosovo is about 60% [7]. Remembering that approximately 30–40% of the total cost is fuel, the potential savings are about 18–24% difference in total costs.

Costs of tire wear, maintenance and replacement of other consumables are about 10% of total transport costs. Their amount stems from a kind of used consumables and parts and distances travelled by the vehicle.

Environmental charges and one-time charges for the use of transport infrastructure, in contrast to described above variable costs, are highly dependent on the vehicle emission standard. Environmental fees are also a function of the type of fuel and type of vehicle. In addition, it is important that environmental fees are not paid if annual amount does not exceed 800 PLN or higher set by the Marshal of the province [20].

Taking into account the environmental regulations the ecological fee is given by formula:

$$K_S^Z(v) = \frac{z_L(v) \cdot L_L + z_P(v) \cdot L_P}{100} \cdot \frac{\rho(v) \cdot S_p(v)}{1000} \quad (\text{PLN}) \quad (3)$$

where:  $K_S^Z(v)$  – cost of using the environment by v-th vehicle during realization of transport task in PLN,  $z_L(v)$  – average fuel consumption when driving with loads for v-th vehicle in  $\text{dm}^3/100 \text{ km}$  or in  $\text{m}^3/100 \text{ km}$ ,  $L_L$  – the distance travelled with load in km,  $z_P(v)$  – average fuel consumption when driving without loads for v-th vehicle in  $\text{dm}^3/100 \text{ km}$  or in  $\text{m}^3/100 \text{ km}$ ,  $L_P$  – distance travelled without load per transport task in km,  $\rho(v)$  – density of the fuel used by engine of the v-th vehicle in  $\text{kg/dm}^3$  or in  $\text{kg/m}^3$ ,  $S_p(v)$  – unit rate of fee for gases released into the environment produced through fuel combustion in the engine of v-th vehicle in PLN/Mg.

Unit rate of fee for gases released into the environment is strongly dependent on the vehicle emission standards.

For example, for diesel-powered vehicles with a GVW over 3.5 tones and Euro V standard it is equal to 6.04 PLN/Mg, while with Euro I standards it is more than four times higher (20.96). For trucks that do not meet the Euro I standard environmental fee is up to 50.00 PLN/Mg [13]. However, the share of the costs of using the environment in total costs is usually marginal.

Quite a serious group of costs are now one-time charges for the use of transport infrastructure. In long distance transport their participation exceeds 10% of the total transport costs. What is extremely important tolls are determined in relation to vehicle emission standard as well as its type and possibly the number of axles. As example the toll rates in Electronic Toll Collection Systems in Germany and Poland are presented (Tab. 2 and 3).

Table 2. Tolls for travelling 1 km of motorway in Germany (EUR/km) [5]

Number of axles	Category of vehicle (Euro standard)					
	A (VI)	B (V, EEV 1)	C (IV, III <sub>PMK</sub> )	D (III, II <sub>PMK</sub> )	E (II)	F (I, 0)
up to 3	0.125	0.146	0.157	0.188	0.198	0.208
4 and more	0.131	0.152	0.163	0.194	0.204	0.214

PMK – category of particulate matter reduction is the standard of additional equipment to reduce particulate matters emissions.

As it results from Table 2 tolls in Germany are less than 40% lower for vehicles meeting the highest emission standards than for vehicles with lowest Euro standards.

Table 3. Tolls for travelling 1 km of national road in Poland (PLN/km) [14]

Car of combination of vehicles		Euro standard			
Type	GVW (t)	max. II	III	IV	min. V
Motorways and expressways					
Bus	any	0.40	0.35	0.28	0.20
Other than bus	(3.5–12)	0.40	0.35	0.28	0.20
	from 12	0.53	0.46	0.37	0.27
Other roads covered by fees					
Bus	any	0.32	0.28	0.22	0.16
Other than bus	(3.5–12)	0.32	0.28	0.22	0.16
	from 12	0.42	0.37	0.29	0.21

In Poland the differences are about 50%. Thus, under a 10% share of road use cost in total costs, the impact of emissions standards on total costs of transport in this aspect can be 5% or more.

Table 5. Simplified timetable of transport realization

Description of activities	Duration time (h:min)			Country	Day	Time (h:min)		
	Time	From	To			Drive	Work	Duty
Vehicle maintenance	0:30	10:00	10:30	PL	Mon		0:30	
Loading	1:40	10:30	12:10	PL	Mon		1:40	
Drive	3:20	12:10	15:30	PL	Mon	3:20	3:20	
Break	0:45	15:30	16:15	PL	Mon		0:15	0:30
Drive	2:36	16:15	18:51	PL	Mon	2:36	2:36	
Drive	1:54	18:51	20:45	DE	Mon	1:54	1:54	
Break	0:45	20:45	21:30	DE	Mon			0:45
Drive	2:00	21:30	23:30	DE	Mon	2:00	2:00	
Rest	9:05	23:30	8:35	DE	Tue			
Summary of the day						9:50	12:15	1:13
Vehicle maintenance	0:10	8:35	8:45	DE	Tue		0:10	
Drive	0:59	8:45	9:44	DE	Tue	0:59	0:59	
Loading	3:20	9:44	13:04	DE	Tue		3:20	
Drive	1:00	13:04	14:04	DE	Tue	1:00	1:00	
Break	0:45	14:04	14:49	DE	Tue		0:15	0:30
Drive	3:53	14:49	18:42	DE	Tue	3:53	3:53	
Drive	0:20	18:42	19:02	PL	Tue	0:20	0:20	
Break	0:45	19:02	19:47	PL	Tue			0:45
Drive	3:40	19:47	23:27	PL	Tue	3:40	3:40	
Rest	9:05	23:27	8:32	PL	Wed			
Summary of the day						9:52	13:57	1:13
Vehicle maintenance	0:10	8:32	8:42	PL	Wed		0:10	
Drive	1:56	8:42	10:38	PL	Wed	1:56	1:56	
Loading	1:40	10:38	12:18	PL	Wed		1:40	
Vehicle maintenance	0:20	12:18	12:38	PL	Wed		0:20	
Summary of the day						1:56	4:06	0:00
Summary of the transport cycle						21:38	29:58	2:30

## 5. Case study

The discussion about the impact of the type of vehicles and their technical parameters on the cost of transport presented in the paper is exemplified for a single-driver transport in Mszczonów (PL) – Hamburg (DE) relation. Examined variants were based on vehicles meeting Euro III, IV, V and VI emission standards. These vehicles also differ in year of production, initial and residual value, and expected service life (Tab. 4). It was assumed that vehicles meeting Euro V and VI standard were purchased as new and will be operated for 8 years, while those meeting Euro III and IV standards were bought used and will be operated for 3 years.

Table 4. Some features of compared sets of vehicles

No.	Euro stand.	Year of prod.	Initial value [PLN]	Residual value [PLN]	Unit fuel consumption [dm <sup>3</sup> /100 km]
1	III	2004	104 156	89 301	34.0
2	IV	2006	116 189	99 618	33.0
3	V	2010	359 057	129 129	31.0
4	VI	2015	367 348	132 111	29.0

All compared vehicles are sets of tractors coupled with semi-trailers of 40 tons of GVW. It is assumed that the tractor unit has two axles and the trailer has 3 axles. All vehicles have air suspension, are powered by diesel engines and are registered in the municipality of Mszczonów.

Simplified timetable for transport cycle in relation Mszczonów (PL) – Hamburg (DE) for one driver is presented in

Table 5. It is assumed that driver has a contract of employment and work under equivalent work time system. The night time is set from 0:00 to 4:00 and is used for the purposes of setting working time.

On the base of presented schedule it was agreed that the driver performing the transportation was working for 26 hours and 38 minutes within a normal work time and also generated 2 hours and 53 minutes of overtime paid in 100%, and 27 minutes of overtime paid in 50%. At night (from 23:00 to 7:00 – period adopted for the purposes of determining salary), driver works for 57 minutes and stays on duty for 2.5 hours.

Additionally the driver performing business trip should receive compensation for 1.5 domestic diets, 1 foreign diet and flat rate for one night spent in the country and for a one night spent in Germany.

Taking into account described assumptions and tax rates and fees applicable for 2015, as well as average fuel cost from 20 May 2015, the analysis of transport costs for different vehicles was performed. Results are given in Table 6.

As it results from Table 6, using vehicles that meet the highest emission standards is cost-effective in examined transport relation. Total transport cost is lower by 6.5% than in case of using vehicles meeting the Euro III emission standard. Benefits of using vehicles with Euro IV and Euro V standards are lower (Fig. 3).

It should be noted that lower transport costs for vehicles with lower age are mainly due to lower utilization of consumable materials. The benefits from lower tolls and lower environmental fees would not get the same conclusions.

Table 6. Comparison of the cost of servicing examined relation by different vehicles (PLN)

Type of costs	Vehicle 1 (Euro III)	Vehicle 2 (Euro IV)	Vehicle 3 (Euro V)	Vehicle 4 (Euro VI)
<b>Costs related to vehicle</b>	<b>3 811.18</b>	<b>3 629.83</b>	<b>3 733.96</b>	<b>3 476.11</b>
Financing vehicles	34.45	38.43	94.25	96.43
Wear of vehicles	41.59	46.40	272.41	247.00
Periodic technical inspections	33.60	33.60	25.20	16.80
Insurance of vehicles	33.25	37.09	82.21	84.11
Tax on means of transport	34.94	34.94	34.94	34.94
Fuel consumption	2 127.05	2 064.49	1 939.37	1 814.25
Wear of tyres	212.70	206.45	193.94	181.42
Technical services and repairs	425.41	412.90	387.87	362.85
Ecological fees	5.62	3.96	2.58	2.42
<b>Road fees</b>	<b>862.57</b>	<b>751.58</b>	<b>701.18</b>	<b>635.89</b>
German motorways (A12, A24)	603.14	506.76	472.56	407.28
Polish motorway covered by the concession (A2)	184.85	184.85	184.85	184.85
Polish national roads covered by ESPO	74.58	59.97	43.77	43.77
<b>Driver labour costs</b>	<b>1 365.95</b>	<b>1 365.95</b>	<b>1 365.95</b>	<b>1 365.95</b>
Base salary	760.95	760.95	760.95	760.95
Overtime	124.40	124.40	124.40	124.40
Night hours	2.26	2.26	2.26	2.26
Duty	29.76	29.76	29.76	29.76
Domestic and foreign diets	248.12	248.12	248.12	248.12
Domestic and foreign accommodations	200.45	200.45	200.45	200.45
<b>Total costs</b>	<b>5 177.13</b>	<b>4 995.78</b>	<b>5 099.91</b>	<b>4 842.06</b>

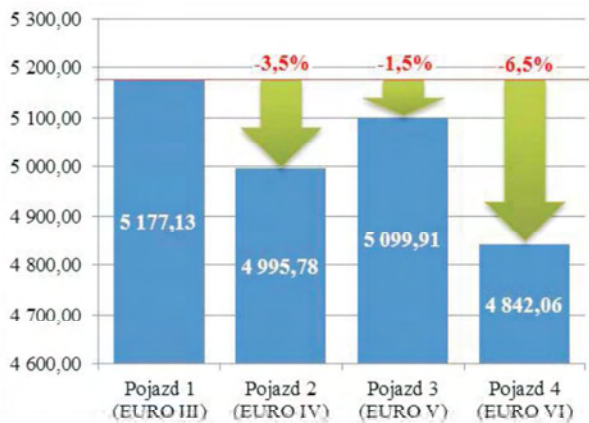


Fig. 3. Comparison of the cost of transport realized by considered vehicles

## 6. Summary

The discussion conducted in the paper concludes dependences between costs of transport, types of vehicles and their technical parameters. As it has been noted, part of fixed and variable costs is greatly dependent on the type of vehicle, its value, and its certain features like type of suspension or emission standards.

The significant relationship between charges for the use of infrastructure and environmental charges reflecting vehicle emissions standards is not sufficient to promote green attitudes in road transport. Only taking into account the wear of older vehicles meeting lower emission standards, as well as their higher operating costs convinces that the use of modern low-emission vehicles is more profitable.

Taking into account above considerations it should be noted that currently there are no sufficient economic mechanisms to support environmentally friendly transportation of goods.

## Bibliography

- [1] Ambroziak T., Jacyna M., Gołębiowski P., Wasiak M., Żak J. Wpływ rozłożenia potoku ruchu w sieci transportowej na poziom emisji CO<sub>2</sub> przez środki transportu. *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Transport*, 97, 2013, 9–18.
- [2] Bąk M. Koszty i opłaty w transporcie. Wydawnictwo Uniwersytetu Gdańskiego, Gdańsk 2009.
- [3] Bentkowska-Senator K., Kordel Z., Waśkiewicz J. Koszty w transporcie samochodowym. Instytut Transportu Samochodowego, Warszawa 2011.
- [4] Bogdanowicz S. Podatność. Teoria i zastosowanie w transporcie. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2012.
- [5] Gesetz über die Erhebung von streckenbezogenen Gebühren für die Benutzung von Bundesautobahnen und Bundesstraßen (Bundesfernstraßenmautgesetz – BFStrMG).

- [6] Gołębiowski P., Jachimowski R., Lewczuk K., Szczepański E., Wasiak M. Uwarunkowania prawne kształtowania proekologicznego systemu transportowego. *Prace Naukowe Transport*, z. 97, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2013.
- [7] <http://www.e-petrol.pl/notowania/rynek-krajowy/ceny-stacje-paliw> [dostęp: 24.05.2015].
- [8] Jacyna M. Modelowanie i ocena systemów transportowych. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2009.
- [9] Jacyna M., Lewczuk K., Kłodawski M., Jachimowski R., Sivets O., Gołębiowski P., Wasiak M. Opłaty drogowe w funkcji klasy emisji spalin pojazdów w Polsce na tle wybranych krajów Unii Europejskiej. *Logistyka*, 4, 2014, 2097–2106.
- [10] Jacyna M., Wasiak M. (red.) Simulation model to support designing a sustainable national transport system. Index Copernicus International, Warsaw 2014.
- [11] Janic M. Modelling the full costs of an intermodal and road freight transport network. *Transportation Research, Part D, Elsevier*, 12, 2007, 33–44.
- [12] Lissowska E. (red.) Technologia procesów przewozowych w transporcie samochodowym. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1975.
- [13] Obwieszczenie Ministra Środowiska z dnia 14 sierpnia 2014 r. w sprawie wysokości stawek opłat za korzystanie ze środowiska na rok 2015.
- [14] Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 22 marca 2011 r. w sprawie dróg krajowych lub ich odcinków, na których pobiera się opłatę elektroniczną, oraz wysokości stawek opłaty elektronicznej.
- [15] Sivets O., Jacyna M. Wielkość kosztów transportu w zależności od norm emisji spalin pojazdu. *Prace Naukowe Transport*, z. 101, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2014.
- [16] Uchwała Nr VIk/XXIII/269/2012 Rady Miasta Wejherowa z dnia 9 października 2012 r. w sprawie określenia stawek podatku od środków transportowych (obowiązująca również w 2015 r.).
- [17] Ustawa z dnia 12 stycznia 1991 r. o podatkach i opłatach lokalnych (DzU 1991, nr 9, poz. 31, ze zm.).
- [18] Ustawa z dnia 15 lutego 1992 r. o podatku dochodowym od osób prawnych (DzU 1992, nr 21, poz. 86, ze zm.).
- [19] Ustawa z dnia 29 września 1994 r. o rachunkowości (DzU 1994, nr 121, poz. 591, ze zm.).
- [20] Ustawa z dnia 27 kwietnia 2001 r. Prawo ochrony środowiska (DzU 2001, nr 62, poz. 627, ze zm.).
- [21] Wasiak M.: Modelowanie przepływu ładunków w zastosowaniu do wyznaczania potencjału systemów logistycznych. *Prace Naukowe Transport*, z. 79, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2011.
- [22] Wasiak M. Uwarunkowania projektowania długodystansowych przewozów ładunków transportem samochodowym. *Prace Naukowe Transport*, z. 97, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2013.
- [23] Wasiak M. Uwarunkowania stosowania modelu systemu logistycznego do optymalizacji potencjału systemów przewozowych. *Logistyka*, 4, 2012, 757–768.

Prof. Marianna Jacyna, PhD – Professor in the Faculty of Transport at Warsaw University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Marianna Jacyna – profesor zwyczajny na Wydziale Transportu Politechniki Warszawskiej.

e-mail: [maja@wt.pw.edu.pl](mailto:maja@wt.pw.edu.pl)



Mariusz Wasiak, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Transport at Warsaw University of Technology.

Dr hab. inż. Mariusz Wasiak, prof. PW – profesor nadzwyczajny na Wydziale Transportu Politechniki Warszawskiej.

e-mail: [mwa@wt.pw.edu.pl](mailto:mwa@wt.pw.edu.pl)



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

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

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

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

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

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

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

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

### 1. Introduction

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

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

### 1. Wprowadzenie

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

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

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

Table 1. Biogas composition by origin [1].

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

## 2. Cel badań i opis stanowiska badawczego

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

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

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

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

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

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

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

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

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

The gas available in the gas network, at the time of the tests, had a calorific value of 36,335–36,374 MJ/m<sup>3</sup>, as declared by the supplier – the Polish Gas Company (PSG).

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



Fig. 1. Test bench

Rys. 1. Stanowisko badawcze

Table 2. Technical data of the ADCR engine

Tabela 2. Dane techniczne silnika ADCR

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

o klasie czystości 2.2, zatem o zawartości CO<sub>2</sub> wynoszącej 99.2%. Jest to typowy gaz techniczny wykorzystywany powszechnie do celów spawalniczych.

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

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

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

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

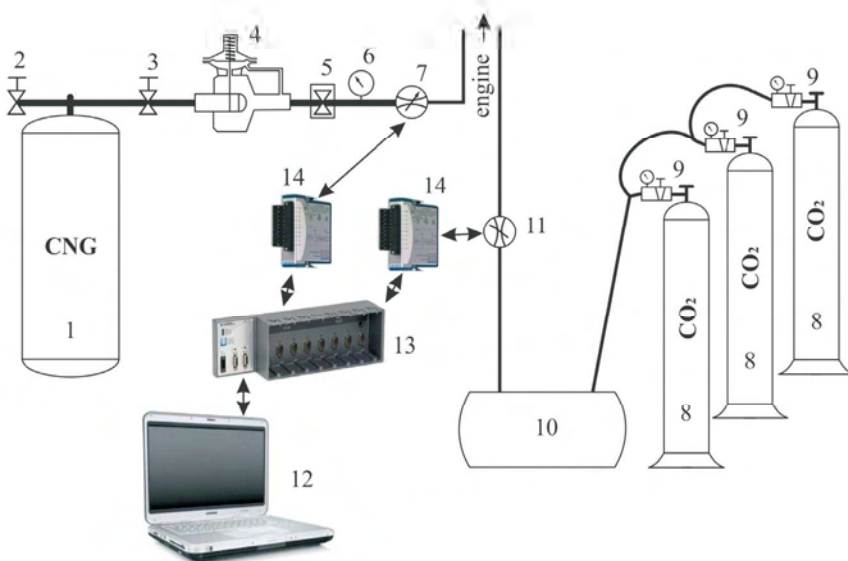


Fig. 2. Block diagram of the gaseous fuel supply system: 1 – CNG cylinder, 2 – filling valve, 3 – cut-off valve, 4 – two-stage reducer, 5 – solenoid valve, 6 – pressure gauge, 7 – Mass-Stream gas mass flow regulator, 8 – CO<sub>2</sub> cylinders, 9 – reducers with pressure gauges, 10 – expansion tank,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

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

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

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

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

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

### 3. Test results

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

### 3. Wyniki badań

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

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

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

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

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

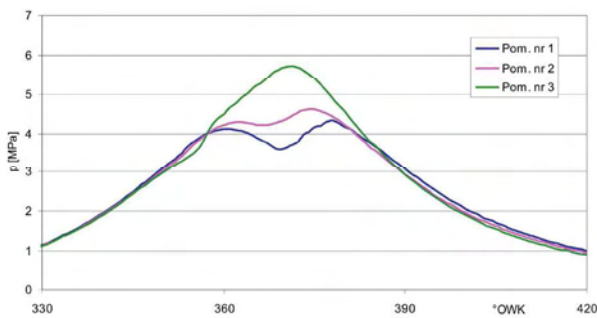


Fig. 3. Pressure change curves in the engine combustion chamber at  $n = 1500$  rpm,  $T = 100$  N·m and various percentage of CNG in the fuel charge for measuring points: 1, 2, 3 according to Table 3

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

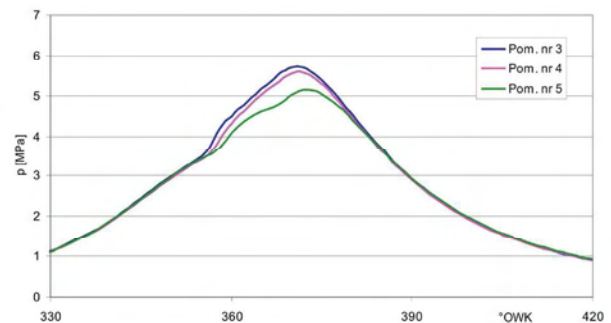


Fig. 4. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for  $n = 1500$  rpm,  $T = 100$  N·m,  $Q_{CNG} = 60$  NI for measuring points: 3, 4, 5 according to Table 3

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

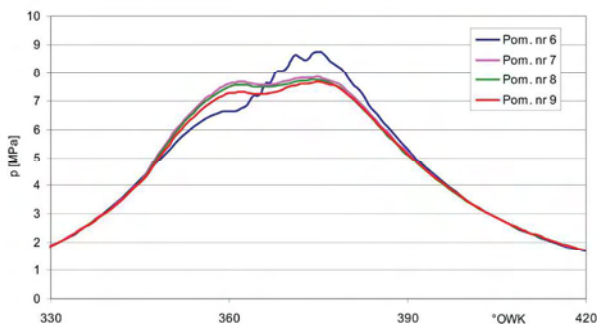


Fig. 5. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for  $n = 1500$  rpm,  $T = 200$  N·m,  $Q_{CNG} = 40$  NI for measuring points: 6, 7, 8, 9 according to Table 3

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

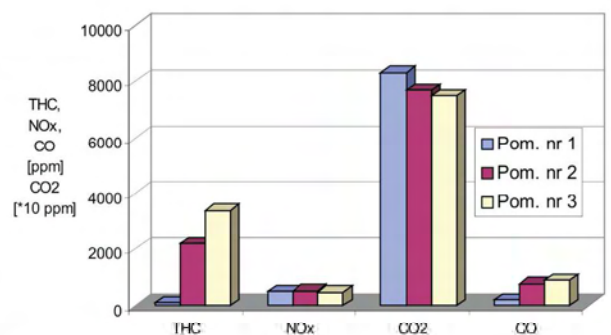


Fig. 6. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 1500$  rpm,  $T = 100$  N·m for the measuring points 1, 2, 3 according to Table 3

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

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

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

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

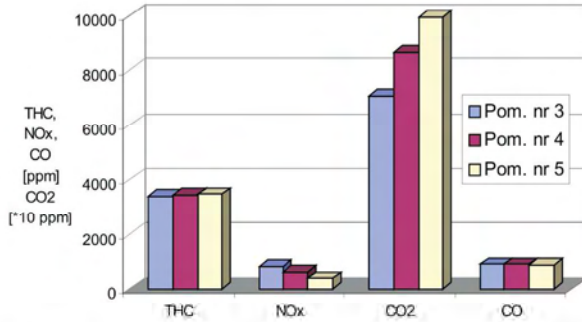


Fig. 7. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 1500$  rpm,  $T = 100$  N·m for the measuring points 3, 4, 5 according to Table 3

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

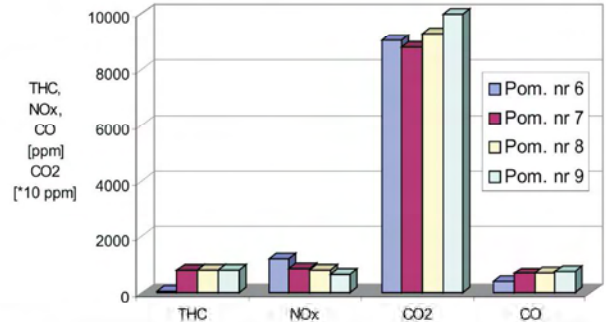


Fig. 8. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 1500$  rpm,  $T = 200$  N·m for the measuring points 6, 7, 8, 9 according to Table 3

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

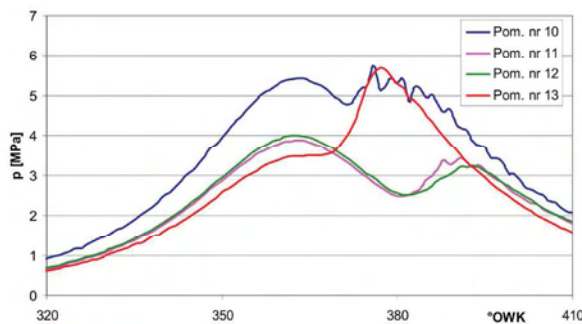


Fig. 9. Pressure change curves in the engine combustion chamber at  $n = 3000$  rpm,  $T = 100$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 10, 11, 12, 13 according to Table 3

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

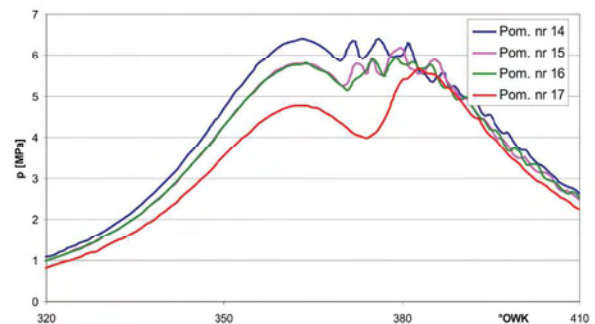


Fig. 10. Pressure change curves in the engine combustion chamber at  $n = 3000$  rpm,  $T = 150$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 14, 15, 16, 17 according to Table 3

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

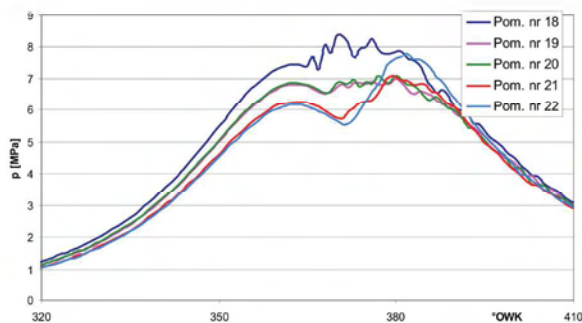


Fig. 11. Pressure change curves in the engine combustion chamber at  $n = 3000$  rpm,  $T = 200$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 18, 19, 20, 21 according to Table 3

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

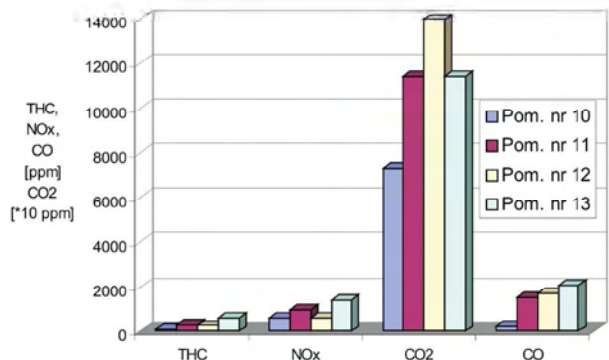


Fig. 12. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $T = 100$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 10, 11, 12, 13 according to Table 3

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

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

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

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

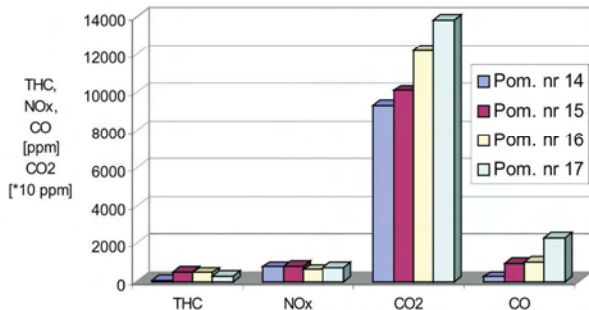


Fig. 13. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $T = 150$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 14, 15, 16, 17 according to Table 3

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

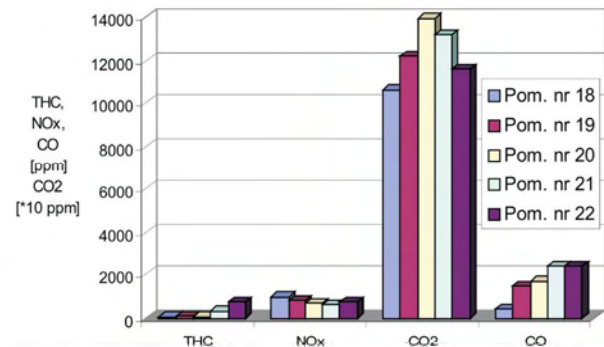


Fig. 14. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $T = 200$  N·m and various percentage of CNG and CO<sub>2</sub> in the fuel charge for measuring points: 18, 19, 20, 21, 22 according to Table 3

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

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

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

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

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

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

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

#### 4. Summary and conclusions

#### 4. Podsumowanie i wnioski

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

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

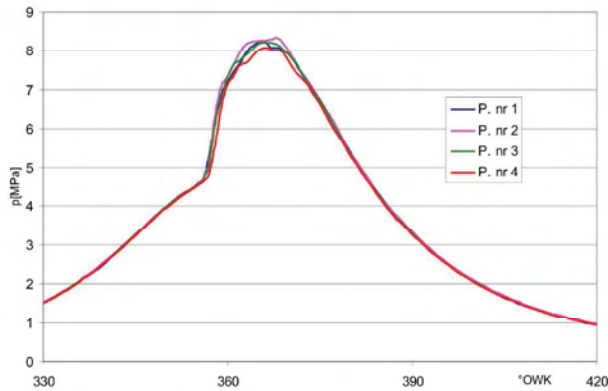


Fig. 15. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for n = 1500 rpm, Q<sub>df</sub> = 1.7 kg/h, injection pressure p<sub>w</sub> = 40 MPa, α<sub>w</sub> = 14°, for measuring points: 1, 2, 3, 4 according to Table 4

Rys. 15. Wpływ dodatku CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego na przebieg ciśnienia w komorze spalania przy n = 1500 obr/min, Q<sub>df</sub> = 1,7 kg/h, ciśnieniu wtrysku p<sub>w</sub> = 40 MPa, α<sub>w</sub> = 14°, dla punktów pomiarowych: 1, 2, 3, 4 wg tabeli 4

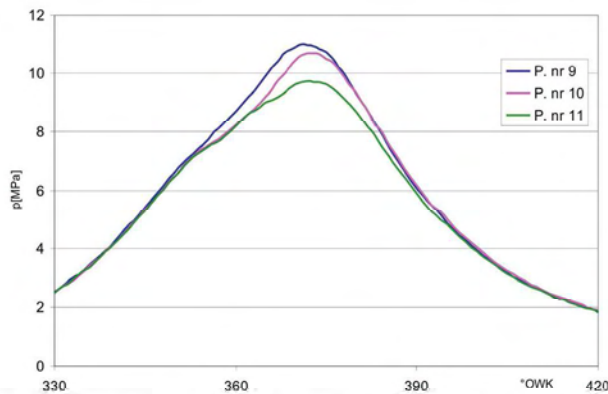


Fig. 17. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for n = 3000 rpm, Q<sub>df</sub> = 3.2 kg/h, injection pressure p<sub>w</sub> = 40 MPa, α<sub>w</sub> = 14°, for measuring points: 9, 10, 11 according to Table 4

Rys. 17. Wpływ dodatku CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego na przebieg ciśnienia w komorze spalania przy n = 3000 obr/min, Q<sub>df</sub> = 3,2 kg/h, ciśnieniu wtrysku p<sub>w</sub> = 40 MPa, α<sub>w</sub> = 14°, dla punktów pomiarowych: 9, 10, 11 wg tabeli 4

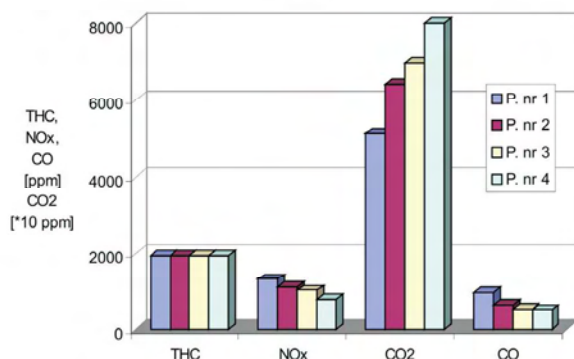


Fig. 19. Emission of toxic compounds by the engine at n = 1500 rpm, Q<sub>df</sub> = 1.7 kg/h, injection pressure p<sub>w</sub> = 40 MPa, α<sub>w</sub> = 14°, for the measuring points: 1, 2, 3, 4 according to Table 4

Rys. 19. Stężenie związków toksycznych silnika przy n = 1500 obr/min, Q<sub>df</sub> = 1,7 kg/h, ciśnieniu wtrysku p<sub>w</sub> = 40 MPa, α<sub>w</sub> = 14°, dla punktów pomiarowych: 1, 2, 3, 4 wg tabeli 4

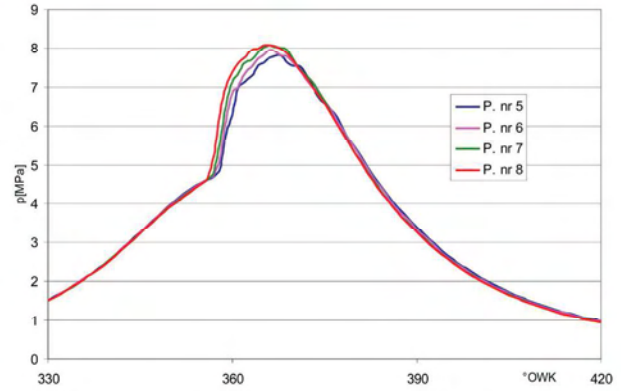


Fig. 16. Effect of injection timing on the changes in the combustion chamber for n = 1500 rpm, Q<sub>df</sub> = 1.7 kg/h, injection pressure p<sub>w</sub> = 40 MPa, for measuring points: 5, 6, 7, 8 according to Table 4

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

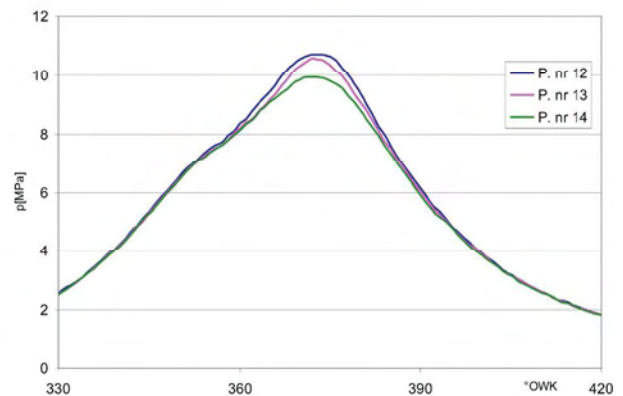


Fig. 18. Effect of the addition of CO<sub>2</sub> to the gaseous fuel on the pressure changes in the combustion chamber for n = 3000 rpm, Q<sub>df</sub> = 2.01 kg/h, injection pressure p<sub>w</sub> = 40 MPa, α<sub>w</sub> = 14°, for measuring points: 12, 13, 14 according to Table 4

Rys. 18. Wpływ dodatku CO<sub>2</sub> do paliwa gazowego na przebieg ciśnienia w komorze spalania przy n = 3000 obr/min, Q<sub>df</sub> = 2,01 kg/h, ciśnieniu wtrysku p<sub>w</sub> = 40 MPa, α<sub>w</sub> = 14°, dla punktów pomiarowych: 12, 13, 14 wg tabeli 4

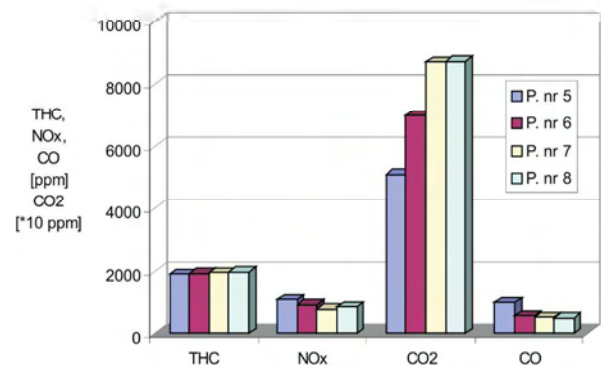


Fig. 20. Emission of toxic compounds by the engine at n = 1500 rpm, Q<sub>df</sub> = 1.7 kg/h, injection pressure p<sub>w</sub> = 40 MPa, for the measuring points: 5, 6, 7, 8 according to Table 4

Rys. 20. Stężenie związków toksycznych silnika przy n = 1500 obr/min, Q<sub>df</sub> = 1,7 kg/h, ciśnieniu wtrysku p<sub>w</sub> = 40 MPa i zmiennym kącie wtrysku dawki pilotującej, dla punktów pomiarowych: 5, 6, 7, 8 wg tabeli 4

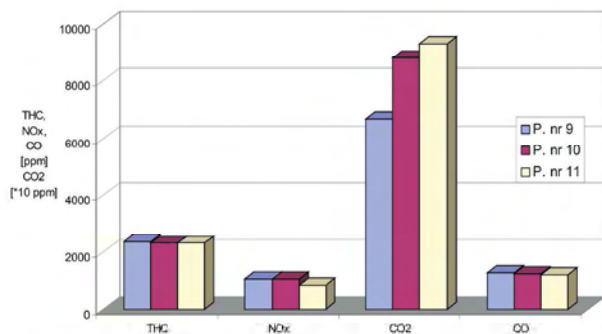


Fig. 21. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $Q_{df} = 3.2$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , for the measuring points: 9, 10, 11 according to Table 4

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

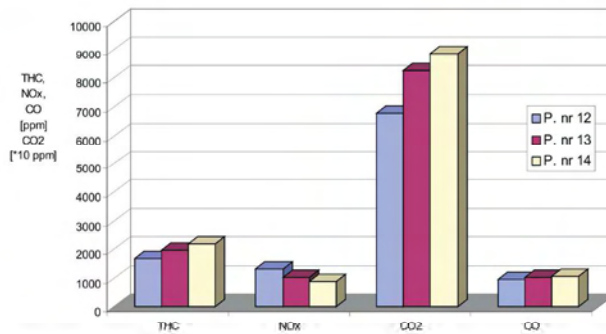


Fig. 22. Emission of toxic compounds by the engine at  $n = 3000$  rpm,  $Q_{df} = 2.01$  kg/h, injection pressure  $p_w = 40$  MPa,  $\alpha_w = 14^\circ$ , for the measuring points: 12, 13, 14 according to Table 4

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

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

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

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

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

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

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

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

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

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

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

### Bibliography/Literatura

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

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

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

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



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

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

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



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

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

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



## Abstracts of papers available on the attached CD-ROM

Streszczenia artykułów znajdujących się na płycie CD

Mariusz GRABA  
Jarosław MAMALA  
Andrzej BIENIEK

PTNSS–2015–3311

### ESTIMATING THE VALUE OF DECOMPOSITION EMISSIONS OF NITROGEN OXIDES IN THE COMPRESSION IGNITION ENGINE

This article shows the experimental and numerical analysis of emissions of nitrogen oxides contained in the exhaust gas of compression ignition engine. There was formulated and solved the problem how to identify the nitrogen oxides' emissions in the exhaust gases, based on the measurement data. The results of nitrogen oxides emissions' estimation were verified during research on the test object. There were also described the object of study and a non-linear static model of nitrogen oxides' emission for two systems – with and without exhaust gas recirculation. The article shows that the use of a properly prepared mathematical model allows to estimate emissions of nitrogen oxides contained in the exhaust gas of diesel engines in off-road vehicle.

*Key words: diesel engine, emissions, nitrogen oxide, estimator*

### Szacowanie wartości rozkładu emisji tlenków azotu w silniku o zapłonie samoczynnym

W niniejszym artykule dokonano eksperymentalnej i numerycznej analizy emisji tlenków azotu zawartych w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym. Następnie na podstawie otrzymanych danych pomiarowych sformułowano i rozwiązano problem identyfikacji emisji tlenków azotu zawartych w spalinach. Otrzymane wyniki estymacji emisji tlenków azotu zweryfikowano podczas testów badawczych na badanym obiekcie. Opisano obiekt badań oraz wykorzystany nieliniowy model statyczny emisji tlenków azotu dla układu bez i z recyrkulacją spalin. W artykule wykazano, że zastosowanie odpowiednio przygotowanego modelu matematycznego, pozwala na estymację emisji tlenków azotu zawartych w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym pojazdu off-road.

*Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, emisja, tlenek azotu, estymator*

Marcin ZACHAREWICZ  
Tomasz KNAZIEWICZ  
Aleksy CWALIŃA

PTNSS–2015–3313

### ASSESSMENT OF TECHNICAL CONDITION OF MARINE AUXILIARY DIESEL ENGINE ON THE BASIS OF ELECTRICAL MEASUREMENTS OF SYNCHRONOUS GENERATOR

In the paper assumptions of a method of assessment of marine auxiliary diesel engine technical condition based on measurements of certain electrical parameters of the generator have been described. Programme of research on both model and real generating set is presented. Mathematical model of gas-dynamic processes proceeding in the marine diesel engine developed on the basis of the physical model described in authors' earlier publications is presented. In addition, some results of preliminary tests conducted on real objects are shown.

*Key words: diagnostics, marine diesel engine, mathematical model, physical model*

### Ocena stanu technicznego silnika tłokowego okrętowego zespołu prądowórczego na podstawie pomiarów energetycznych prądnicy synchronicznej

W artykule opisano założenia opracowywanej metody oceny stanu technicznego okrętowego silnika pomocniczego na podstawie pomiarów parametrów elektrycznych prądnicy. Przedstawiono program prowadzenia badań zarówno modelowych jak i na obiekcie rzeczywistym. Opisano opracowywany model matematyczny procesów gazodynamicznych zachodzących w silniku opracowanego na podstawie modelu fizycznego przedstawionego we wcześniejszych publikacjach. Dodatkowo zaprezentowano przykładowe wyniki uzyskane w rezultacie przeprowadzonych badań wstępnych na obiekcie rzeczywistym.

*Słowa kluczowe: diagnostyka, okrętowe tłokowe silniki spalinowe, modelowanie, model fizyczny, model matematyczny*

Zdzisław CHŁOPEK

PTNSS–2015–3314

### THE MODELING BASIS OF THE POLLUTANT EMISSION AND THE FUEL AND ENERGY CONSUMPTION FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF MOTOR VEHICLES

The pollutant emission from a combustion engine is determined operating state of the engine, which is based on the phenomena characterizing the engine load, the speed and the thermal state. In modeling of the total pollutant emission from motor vehicles awarded modeling: structures of vehicles due to their use, multiplicity and intensity of the various categories of vehicles, vehicle use patterns and characteristics of the pollutant emission of according to engine operating condition.

*Key words: internal combustion engines, pollutant emission, fuel consumption, energy consumption, modeling*

### Podstawy modelowania emisji zanieczyszczeń oraz zużycia paliwa i energii dla silników spalinowych pojazdów samochodowych

Emisja zanieczyszczeń z silnika spalinowego jest zdeterminowana stanem pracy silnika, który jest zależny od zjawisk charakteryzujących obciążenie silnika, jego prędkość obrotową oraz stan cieplny. W modelowaniu całkowitej emisji zanieczyszczeń z pojazdów samochodowych wyróżniono modelowanie: struktury pojazdów ze względu na ich zastosowanie, licznosci i intensywnosci użytkowania pojazdów poszczególnych kategorii, sposobów użytkowania samochodów oraz charakterystyk emisji zanieczyszczeń w zależności od stanu pracy silnika.

*Słowa kluczowe: silniki spalinowe, emisja zanieczyszczeń, zużycie paliwa, zużycie energii, modelowanie*

Zdzisław CHŁOPEK  
Jerzy WAŚKJEWICZ

PTNSS–2015–3315

#### THE FORECAST OF THE POLLUTANT EMISSION FROM AUTOMOTIVE INTERNAL COMBUSTION ENGINES IN POLAND BY 2030

The forecasting of the pollutant emission from automotive internal combustion engines carried out for the cumulative vehicle category. The forecasting must take account of the changes: multiplicity and intensity of the use of vehicles (average annual passes), traffic character (cities, rural, and motorways and express roads) and traffic model (average speed) and the level of ecological combustion engines due to the pollutant emission. The study presents the forecast of the size of the automotive industry in Poland until 2030. On the basis of accepted data set annual emission of major pollutants. It has been found – despite the increase in the intensity of the use of a car – projected reduction in pollutant emission, especially nitrogen oxides and particulate matter.

*Key words: internal combustion engines, motor vehicles, pollutant emission, forecasting*

#### Prognoza emisji zanieczyszczeń z samochodowych silników spalinowych w Polsce do 2030 r.

Prognozowanie emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych pojazdów samochodowych przeprowadza się dla skumulowanych kategorii pojazdów. Prognozowanie to musi uwzględniać zmiany: licznosci i intensywnosci użytkowania pojazdów (średnich przebiegów rocznych), charakteru (ruch w miastach, poza miastami oraz na autostradach i drogach ekspresowych) i modelu ruchu (prędkości średniej) oraz poziomu ekologicznego silników spalinowych ze względu na emisję zanieczyszczeń. W pracy przedstawiono prognozę tych wielkości dla motoryzacji w Polsce do 2030 r. Na podstawie przyjętych danych wyznaczono emisję roczną najważniejszych zanieczyszczeń. Stwierdzono – mimo zwiększania się intensywnosci użytkowania samochodów – prognozowane zmniejszenie się emisji zanieczyszczeń, szczególnie tlenków azotu i cząstek stałych.

*Słowa kluczowe: silniki spalinowe, pojazdy samochodowe, emisja zanieczyszczeń, prognozowanie*

Antoni ISKRA  
Piotr KRZYMIEN  
Emil WRÓBLEWSKI

PTNSS–2015–3318

#### GEOMETRY OF THE IMPROVED LAYER OVER A PISTON SKIRT

Geometry of the slot between piston skirt and cylinder bore affects the friction losses of the IC engine to the far extent. It appears that these losses depend more on the area covered with oil than the thickness of oil layer separating collaborating parts. Barrel-shaped or stepwise piston skirt is the way to reduce the oil covered area. The first concept has been used for years while the stepwise profile has not been applied for various reasons, although this idea providing higher load capacity of oil layer in stepwise slot was published in literature in the fifties of twentieth century. The stepwise profile can be obtained covering the cylindrical or taper piston skirt with a thin layer of carbon nanotubes (CNT). This paper presents the results of simulation and test stand investigations leading to the reduction in friction losses and abrasive wear of piston skirt and cylinder bore. Covering the piston skirt with a thin layer of CNT one can get an extremely advantageous tribological properties of the piston assembly which means the expected parameters of oil film and in a case of film rupture – an ignorable abrasive wear of the CNT layer and/or cylinder bore.

*Key words: combustion engine, piston, CNT*

#### Geometria warstwy uszlachetniającej na powierzchni bocznej tłoka

Geometria szczeliny między powierzchnią boczną tłoka a cylindrem w bardzo dużym stopniu wpływa na straty tarcia w silniku spalinowym. Okazuje się, że na wymienione straty w większym stopniu wpływa obszar pokryty filmem olejowym niż grubość filmu olejowego rozdzielającego współpracujące elementy. Drogą do zmniejszenia obszaru pokrytego filmem olejowym jest barylkowy lub schodkowy kształt powierzchni bocznej tłoka. Pierwszy sposób stosowany jest od dawna, natomiast kształt schodkowy z różnych powodów nie był dotychczas stosowany, chociaż publikacje o największej nośności filmu olejowego utworzonego w szczelinie schodkowej ukazały się jeszcze w latach pięćdziesiątych dwudziestego wieku. Kształt schodkowy szczeliny można uzyskać nanosząc ciekłą warstwę nanorurek węglowych (CNT) na cylindryczną lub stożkową powierzchnię boczną tłoka. W artykule przedstawiono wyniki badań stanowiskowych i symulacyjnych zmierzających do redukcji strat tarcia i zużycia ściernego powierzchni bocznej tłoka i gładzi cylindra. Syntetyzując na powierzchni bocznej tłoka ciekłą warstwę CNT uzyskuje się bardzo dobre właściwości trybologiczne pary kinematycznej, jaką stanowi zespół tłok – cylinder, co oznacza oczekiwane parametry filmu olejowego, a w przypadku jego braku, prowadzącego do bezpośredniego kontaktu mikro-nierówności tłoka i cylindra – pomijalne zużycie ściernego warstwy CNT i/lub gładzi cylindra.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, tłok, nanorurki węglowe*

**RESEARCHES ON THE SOUND LEVEL INDUCED BY OPERATION OF VALVE TRAIN COMPONENTS**

The surface vibrations generated during operation of valvetrain components in combustion engine are transmitted as sound waves to the vehicle occupants. They can be measured using various techniques, and in particular the matrix sonometers. The most often it is measured the total sound level generated in the engine. Obtaining the data on the sound level generated by a single element of the valve train requires the use of a specific methodology, for example, experimental studies on the engine model. The paper contains a review of measurement techniques of the sound level in combustion engine and the different models used for studies on the sound level of engine valves. Model of the research stand was developed using FEM and presented in the article. The obtained sound levels resulting from the modeled signal introduced in selected locations of the engine valve train model have been presented in the article. There was a non-linear increase in the sound level with an increase in frequency of extortion.

*Key words: combustion engine, valve train, sound level, finite elements method*

**Badania poziomu hałasu wywołanego pracą elementów rozrządu**

Drgania powierzchniowe generowane podczas pracy elementów rozrządu silnika spalinowego są przekazywane jako fale akustyczne do użytkowników pojazdu. Mogą być mierzone przy użyciu różnych technik, w szczególności matrycy sonometrów. Najczęściej jest mierzony ogólny poziom hałasu generowany w silniku. Uzyskanie danych dotyczących poziomu hałasu generowanego przez pojedynczy element rozrządu wymaga użycia specjalnej metodologii, na przykład, badań eksperymentalnych na modelu silnika. W pracy dokonano przeglądu technik pomiaru hałasu silnika spalinowego i różnych modeli silników wykorzystywanych do badań hałasu zaworów. Model wybranego stanowiska badawczego został opracowany przy wykorzystaniu MES i przedstawiony w artykule. Uzyskane poziomy hałasu wynikające z modelowanego sygnału wprowadzonego w wybranych miejscach modelu rozrządu silnika zostały przedstawione w artykule. Zaobserwowano nieliniowy wzrost poziomu hałasu ze wzrostem częstotliwości wymuszenia.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, rozrząd silnika, poziom hałasu, metoda elementów skończonych*

Maciej BIELIŃSKI  
Tomasz BOROWCZYK  
Wojciech KARPIUK  
Marek IDZIOR

PTNSS–2015–3322

**ASSESSMENT OF THE IMPACT TURBOCHARGER DAMAGE ON SELECTED PARAMETERS OF THE SPARK IGNITION ENGINE**

The article discusses the issues related to the influence of a damaged turbine cast-iron body on the operation of the motor which works together with this defective component. The analysis focuses on the effects that the ruptured component had on charging air pressure, the rotational speed of the turbocharger shaft and fuel consumption for the selected rotation ranges. The trials included parameters of the engine performance, i.e. rotational speed of the crankshaft, fuel consumption, injector opening time, pressure, temperature etc., as well as parameters of the turbocharger and a vehicle itself. The measurements were repeated with the regenerated turbocharger. Both set of tests were conducted under real road conditions using vehicle with spark-ignition engines. Selection of the turbocharger model (KKK model no K03-011A) was determined by the analysis carried out in cooperation with the workshop that rebuilt the turbochargers. A number of defects were observed during the test runs. These defects were typically thermal stress related and led to deterioration of the body. The significant observation was that the turbochargers of this type were sent for repairs due to other malfunctions, thus before rebuilding they were utilized with the these malfunctions. This article presents selected research results and analysis.

*Key words: turbocharger, operation, durability, damage, spark ignition engine*

**Ocena wpływu uszkodzenia turbosprężarki na wybrane parametry pracy silnika o ZI**

W artykule omówiono zagadnienia wpływu uszkodzenia żeliwnego korpusu turbiny na parametry związane z pracą silnika współpracującego z niesprawnym podzespołem. Zbadano wpływ nieszczelności pękniętego elementu na ciśnienie powietrza doladującego, prędkość obrotową wału turbosprężarki oraz zużycie paliwa w wybranych zakresach pracy. Podczas prób rejestrowano zarówno parametry pracy silnika tj. prędkość obrotową wału korbowego, zużycie paliwa, czasy otwarcia wtryskiwaczy, ciśnienia, temperatury czynników jak i parametry pracy turbosprężarki oraz samego pojazdu. Badania powtórzone dla turbosprężarki zregenerowanej. Przeprowadzono testy trzech turbosprężarek na pojeździe z silnikiem o zaplonie iskrowym w rzeczywistych warunkach drogowych. Wybór typu turbosprężarki (firmy KKK typ K03-011A) był podyktowany analizą przeprowadzoną przy współpracy z zakładem zajmującym się regeneracją układów doladowania. Podczas praktyk warsztatowych zaobserwowano szereg uszkodzeń o tym samym charakterze związanych ze zwiększonym naprężeniem termicznym prowadzącym do uszkodzenia korpusu. Istotny jest fakt, iż turbosprężarki tego typu trafiły do regeneracji z powodu innej awarii, zatem do czasu naprawy były eksploatowane z wymienionym wyżej

uszkodzeniem. Wybrane wyniki badań oraz analizę przedstawiono w niniejszym artykule.

*Słowa kluczowe: turbosprężarka, turbodoladowanie, uszkodzenie, silnik o zapłonie iskrowym*

Piotr BANASZUK  
Dariusz SZPICA  
Jarosław CZABAN  
Lutz RIBBE  
Emil WERESA

PTNSS–2015–3323

#### A FRAMEWORK FOR BIOFUEL PRODUCTION SYSTEM IN THE RURAL AREAS

An ambitious commitment of EU to climate protection requires a substantial transformation of European energy system toward low-carbon economy. The reduction of the GHG emissions from the transport sector should reach up to 60% by 2050 compared to 1990 and by ca. 20% by 2030 compared to emissions in 2008. This will require a significant change in the transport system, with a substantial role of innovations in propulsion technologies and alternative fuels, e.g. biofuels. However, biofuels produced in rural areas can not be perceived as a panacea for energy shortages in the whole mobility sector as due to limited supply they cannot replace fossil fuels. Biofuels, especially cold pressed vegetable oil (cPVO), can be a viable alternative in some strategic areas: agriculture, forestry and aviation. In terms of emission reduction and energy efficiency, the use of cPVO is more efficient than combustion of its esterified form (biodiesel FAME). Decentralised production and consumption of cPVO may provide a critical impulse stimulating the economic development of rural areas.

*Key words: biofuels, cold pressed vegetable oil, rural areas*

#### Koncepcja organizacji produkcji biopaliw rolniczych

Realizacja zamierzeń UE na rzecz ochrony klimatu będzie wymagała przestawienia produkcji energii w Europie na system niemalże bezemisyjny. Zmniejszenie emisji w transporcie ma wynieść 60% do 2050 r. w porównaniu z 1990 r. i około 20% do 2030 r. w stosunku do 2008 r. To oznacza poważne zmiany istniejącego systemu transportowego, w tym poszukiwania nowych technologii układów napędowych i paliw alternatywnych, m.in. biopaliw. Wiadomo, że produkcja biopaliw na terenach wiejskich nie pokryje globalnego zapotrzebowania i z tego względu agropaliwa nie będą mogły zastąpić paliw kopalnych. Stosowanie biopaliw zaleca się w tych sektorach mobilności, w których nie można oczekiwać szybkich rozwiązań alternatywnych: m.in. w rolnictwie, leśnictwie i transporcie lotniczym. Bardziej korzystne dla ochrony klimatu jest stosowanie tłoczonych na zimno olejów roślinnych niż ich estrów – biodiesla FAME. Zdecentralizowana produkcja i użytkowanie oleju może sprzyjać rozwojowi ekonomicznemu obszarów wiejskich.

*Słowa kluczowe: biopaliwa, olej roślinny, tereny wiejskie*

Ireneusz PIELECHA

PTNSS–2015–3324

#### THERMODYNAMIC ASPECTS OF THE OPERATION OF ENGINE WITH GASOLINE DIRECT FUEL INJECTION FOR IDLE SPEED

Contemporary requirements for combustion engines are aimed mainly at obtaining high values of engine operation parameters at simultaneously low fuel consumption and reduced emission of toxic components of the exhaust gases. Despite the fact that internal combustion engines utilise diverse load conditions, the share of idle speed in the whole range of their operation is significant. The percentage of combustion engines with direct gasoline injection (SI DI) in the total number of engines with spark ignition engines is increasing. It means that the method of preparation of the mixture is an important factor in SI DI engine, also for idle speed. In tests was analysed the SI engine creating mixture through a dose of injected fuel (of the spray-guided type) for idle speed. The indexes of engine operation in those conditions were determined, and with the use of coefficient of variation the estimation of the cyclic variation of the cycle was conducted. From many operational indexes of the engine were selected those, which in the best way characterise engine operation for idle speed.

*Key words: combustion engine, indicating research, idling, cycle variation*

#### Termodynamiczne aspekty pracy silnika z bezpośrednim wtryskiem benzyny w warunkach biegu jałowego

Współczesne wymagania stawiane silnikom spalinowym są ukierunkowane głównie na uzyskiwanie dużych wartości wskaźników ich pracy przy jednoczesnym małym zużyciu paliwa i ograniczonej emisji składników toksycznych spalin. Mimo, że silniki spalinowe wykorzystują zróżnicowane warunki obciążenia, to udział biegu jałowego w całym zakresie ich pracy jest znaczny. Udział silników spalinowych z bezpośrednim wtryskiem benzyny (ZI DI) jest coraz większy w ogólnej liczbie silników o zapłonie iskrowym. Oznacza to, że sposób przygotowania mieszanki jest ważnym czynnikiem w silniku ZI DI również na biegu jałowym. Analizie poddano silnik ZI z tworzeniem mieszanki przez dawkę wtryskiwanego paliwa (typu *spray-guided*) na biegu jałowym. Określono wskaźniki jego pracy w tych warunkach oraz dokonano oceny nierównomierności cykli z użyciem współczynnika zmienności. Wykorzystując wiele wskaźników eksploatacyjnych silnika wskazano na te, które w najlepszy sposób charakteryzują jego pracę na biegu jałowym.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, badania indykatorowe, bieg jałowy, nierównomierność pracy*

Paweł GŁOWACKI  
Michał KAWALEC

PTNSS–2015–3327

## AIRCRAFT EMISSIONS DURING VARIOUS FLIGHT PHASES

Article presents methodology of pollutants quantitative estimation emitted by turbine engines. Provides calculation results of aircraft CO<sub>2</sub>, CO and NO<sub>x</sub> effusion using fuel consumption data taken from aircraft Flight Data Recorder (FDR) in the so-called landing and takeoff cycle (LTO) and during remaining flight phases (climb from 3000 feet to cruise altitude, cruise, descent to 3000 feet) of various aircraft types.

The authors would like to draw attention of the aviation professionals to the fact that amount of toxic content in the exhaust from the turbine engine is significant especially during cruise, but turbine engine emission standards are applied only to LTO cycle defined in the ICAO Annex 16 vol. 2.

The article gives an example of CO and NO<sub>x</sub> emission estimation based on engine performance taken from ICAO Engine Emission Data Bank. Such engine authors named "ideal". Calculations were done using actual values of aircraft fuel consumption and duration of the airplane maneuvers for each flight.

*Key words: turbine engine, pollutants, exhaust emissions*

### Emisje podczas różnych faz lotu samolotów

Artykuł opisuje metodologię ilościowego oszacowania emisji toksycznych składników spalin przez lotnicze silniki turbinowe. Prezentuje wyniki obliczeń emisji CO<sub>2</sub>, CO i NO<sub>x</sub> na podstawie danych z pokładowego rejestratora parametrów lotu samolotu. Kalkulacji dokonano dla cyklu startu i lądowania i pozostałych faz lotu (wznoszenie z 3000 stóp do wysokości przelotowej, przelot, schodzenie do wysokości 3000 stóp) samolotów różnych typów. Autorzy pragną zwrócić uwagę ekspertom zajmującym się lotnictwem na fakt, że ilość toksycznych składników spalin emitowanych przez silniki odrzutowe jest szczególnie duża w trakcie przelotu, a normy obowiązują dla cyklu startu i lądowania zdefiniowanego w aneksie 16 t. 2 ICAO. W artykule podano przykłady oszacowania emisji CO i NO<sub>x</sub> posługując się charakterystykami silników opracowanymi na podstawie danych zawartych w bazie danych ICAO. Silniki te nazwano „idealnymi”. Obliczeń dokonano posługując się bieżącymi danymi zużycia paliwa i czasu manewrów samolotów dla każdego lotu.

*Słowa kluczowe: silnik turbinowy, emisja gazów wylotowych, gazy trujące*

Krzysztof PARCZEWSKI PTNSS–2015–3330  
Kazimierz M. ROMANISZYN

## METHODS OF TESTING OF VEHICLES LATERAL STABILITY BASED ON THE STUDY OF PHYSICAL MODELS

The paper presents a methodology that allows the use of vehicles physical models on scale to analyze the stability of

real vehicles. The geometric parameters of the model and the kinematics and dynamics of motion were determined using the theory of similarity and dimensional analysis. The problems related to the construction of models and their parts and to the steering system, taking into account the scale of similarity. Issues concerning the construction were not only the parameters derived from the theory of similarity but also the structural similarity of powertrain, suspension, steering system and tires. An additional problem is the increasing requirements for the control model. Assessed the performed studies was developed algorithm for testing vehicle lateral stability on the study of the physical model in dynamic traffic conditions to allow the representation of the full size vehicle dynamics.

*Key words: study of mobile vehicle models, stability testing of vehicles, lateral stability*

### Metodyka badań stateczności ruchu pojazdów w oparciu o badania mobilnych modeli

W pracy przedstawiono metodykę pozwalającą na wykorzystanie modeli fizycznych pojazdów w skali do analizy stateczności rzeczywistych pojazdów. Parametry geometryczne modelu oraz kinematykę i dynamikę ruchu określono wykorzystując teorię podobieństwa i analizę wymiarową. Omówiono problemy związane z konstruowaniem modeli i ich zespołów oraz zagadnienia związane ze sterowaniem modelu z uwzględnieniem skali podobieństwa. Zagadnienia dotyczące konstrukcji dotyczyły nie tylko parametrów wynikających z teorii podobieństwa ale również i podobieństwo konstrukcyjnego układów przeniesienia napędu, zawieszni, układu kierowniczego i opon. Dodatkowy problem stanowi zwiększenie wymagań dotyczących sterowania modelu. Na podstawie przeprowadzonych badań opracowano algorytm postępowania dla badań stateczności poprzecznej w dynamicznych warunkach ruchu mobilnego modelu odwzorowującego dynamikę samochodu rzeczywistego.

*Słowa kluczowe: badania mobilnego modelu pojazdu, badania stateczności ruchu pojazdów, stateczność poprzeczna pojazdów*

Krzysztof PARCZEWSKI PTNSS–2015–3331  
Henryk WNEK  
Jan DZIDA

### RISK MITIGATION ROLLOVER SYSTEMS USED IN TRUCKS

The article discusses the problems of loss of lateral stability in the vehicles motion. Particular attention was paid to the danger of rollover, which occurs especially in commercial vehicles of high center of gravity position. Presented two main directions of reducing the incidence of such risks, that are – the application of the driver warning systems and directly influencing on the control of the vehicle. Presented methods for assessing the risk of vehicle rollover and used for this purpose indicators, for the chassis systems with dependent and independent

wheel suspension. Also presented a method of predicting the values of risk indicators, which improves the efficiency of discussed systems and thereby level of road traffic safety.

*Key words: the lateral stability of the vehicles, the risk of rollover, risk mitigation rollover systems*

### **Systemy ograniczające zagrożenie przewrócenia pojazdu ciężarowego**

W artykule omówiono problematykę utraty stateczności poprzecznej w ruchu pojazdów. Szczególną uwagę poświęcono niebezpieczeństwu bocznego przewrócenia, które występuje zwłaszcza w pojazdach ciężarowych o wysoko położonym środku ciężkości. Zostały przedstawione dwa główne kierunki ograniczenia występowania takich zagrożeń, to jest – stosowanie systemów ostrzegających kierowcę oraz bezpośrednio ingerujących w sterowanie samochodem. Przytoczono metody określania zagrożenia przewrócenia pojazdu i wykorzystywane w tym celu wskaźniki dla układów jezdnych o zależnych i niezależnych zawieszeniach kół. Przedstawiona została również metoda prognozowania wartości wskaźników zagrożenia, która podnosi skuteczność omawianych systemów i tym samym poziom bezpieczeństwa w ruchu drogowym.

*Słowa kluczowe: stateczność pojazdów ciężarowych, ryzyko przewrócenia pojazdu, systemy ograniczające zagrożenie przewrócenia pojazdu*

Wojciech CIEŚLIK  
Ireneusz PIELECHA  
Lukasz KAPUSTA

PTNSS–2015–3333

### **THE CONCEPT OF COMBUSTION SYSTEM WITH USE OF RECIRCULATED EXHAUST GAS IN THE SPARK IGNITION ENGINE**

The system of exhaust gas recirculation in compression ignition engines is used to reduce the emission of nitrogen oxides, and in spark ignition engines it can be used to reduce the fuel consumption. The maximum value of the volumetric recirculation of exhaust gases in compression ignition engine amounts to approximately 50%. In spark ignition engines the share of recirculated exhaust gases is much smaller. The aim of the article is to simulation analysis of the ways of supplying exhaust gases into the cylinder of the spark ignition system in order to obtain a combustible mixture. The problem, which was to be solved, was the method of supplying the air and exhaust gases in order to obtain the required spacial distribution of the air and exhaust gases in a cylinder. The simulation analysis was conducted with the use of AVL Fire simulation package. Tests concerned three methods of supplying exhaust gases into the cylinder, which are characterised by different way of generating the mixture of flammable and inflammable gases. Test results for the different strategies of introducing gases into the combustion chamber were

considered in the aspect of the possibility of initiating and the course of combustion process. The summary of the article is the choice of the strategy of supplying the exhaust gases into the cylinder. The adaptation of the simulation tests will be conducted on the Rapid Compression Machine.

*Key words: exhaust gas recirculation, AVL Fire, simulation adaptation of the Rapid Compression Machine*

### **Koncepcja systemu spalania z wykorzystaniem recykulowanych spalin w silniku o zapłonie iskrowym**

Układy recykulacji spalin w silnikach o zapłonie samoczynnym są stosowane głównie w celu ograniczenia emisji tlenków azotu, a w silnikach o zapłonie iskrowym mogą być sposobem zmniejszenia zużycia paliwa. Maksymalna wielkość objętościowego udziału recykulowanych spalin w silnikach o zapłonie samoczynnym wynosi około 50%. W silnikach o zapłonie iskrowym udział recykulowanych spalin jest znacznie mniejszy. Celem artykułu jest symulacyjna analiza sposobów dostarczenia spalin do wnętrza cylindra układu o zapłonie iskrowym w celu uzyskania zapalnej mieszanki. Problemem, który starano się rozwiązać był dobór sposobu dostarczania powietrza i gazów spalinowych w celu uzyskania porządanego przestrzennego rozkładu powietrza i spalin w cylindrze. Analizy symulacyjne prowadzono z wykorzystaniem pakietu symulacyjnego AVL Fire. Badania dotyczyły trzech wariantów dostarczenia spalin do cylindra, które cechują się odmiennym sposobem tworzenia mieszaniny gazy palne-gazy niepalne. Wyniki badań dotyczące różnych strategii wprowadzenia gazów do komory spalania rozważano pod kątem możliwości inicjowania i przebiegu procesu spalania. Podsumowaniem artykułu jest wybór strategii dostarczania spalin do cylindra silnika. W dalszych etapach prac przewiduje się adaptację badań symulacyjnych na maszynie pojedynczego cyklu.

*Słowa kluczowe: recykulacja spalin, AVL Fire, symulacyjna adaptacja maszyny pojedynczego cyklu*

Piotr BOGUŚ  
Mateusz DEDO  
Rafał GRZESZCZYK  
Adam WRONA  
Jarosław MARKOWSKI  
Jerzy MERKISZ

PTNSS–2015–3335

### **ESTIMATION OF FUEL SPRAYING FROM DIESEL ENGINE INJECTOR USING MULTIREOLUTION WAVELET ANALYSIS OF VIBROACOUSTIC SIGNALS**

The paper presents the application of wavelet multiresolution analysis to injection diagnostics using vibroacoustic signals. The vibroacoustic signals were acquired in a research bench for testing the Diesel engine injectors. This measurement of vibroacoustic signal is carried out

using mems accelerometer mounted to a reactive cylinder with real injector placed centrally inside it. Estimation of fuel spraying parameters was done by comparison of recorded vibroacoustic signals of correctly working injector and injector with simulated malfunction resulting in incorrect injector stream. For each original signal the 6 multiresolution approximation components were taken into account and for each signal and all components some chosen parameters were calculated. Then the suitable simple classifier was designed to distinguish between correctly and incorrectly working injector. The research results presented in the paper proved that some signal parameters obtained for high frequency multiresolution components can be used as diagnostic parameters for fault detection in injector testing bench applications.

*Key words: injector diagnostic, multiresolution analysis, vibroacoustic signals*

Lukasz ZIELIŃSKI  
Damian WALCZAK  
Stanisław RADKOWSKI  
Krzysztof SZCZUROWSKI

PTNSS-2015-3337

#### THE EFFECT OF PERFORMANCE PARAMETERS OF DUAL FUEL CI ENGINE ON ITS VIBROACOUSTICAL ACTIVITY

Due to economic and ecological reasons alternative ways of supply of combustion engines are looked for. In diesel engines, a growing interest in systems allowing the admixture of propane-butane has been observed. This is due to several reasons: the price of fuel, a wide distribution network, as well as improving combustion efficiency. With the development of dual fuel engine supply, a study of the effects of LPG on noise generation and vibration seems to be reasonable, as well as an attempt to evaluate the combustion process. This paper describes the study of these phenomena on the example of the 1.4 TDI Volkswagen engine with a modified power supply allowing for the addition of LPG in the gas phase and liquid phase. The results of research on engine noise and vibration during operation under load on a chassis dynamometer for different shares of LPG and for different control parameters, in particular the injection timing, have been presented. The study was an attempt to verify the control parameters in order to obtain the lowest possible value of noise and vibration, while maintaining the high efficiency of the combustion process. By recording vibrations off the motor housing as well as the body, it was possible to determine the noise amplitude spectrum, on the basis of which the conclusions have been formulated.

*Key words: dual fuel engine, diesel, LPG, vibrations*

#### Badania wpływu parametrów użytkowych dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym na jego aktywność wibroakustyczną

Ze względów ekonomicznych i ekologicznych poszukiwane są alternatywne sposoby zasilania silników spalinowych. W silnikach o zapłonie samoczynnym, obserwuje się wzrost zainteresowania instalacjami paliwowymi pozwalającymi na domieszkę propan-butanu. Wynika to z ceny tego paliwa, szerokiej sieci dystrybucji, jak również z poprawy efektywności spalania. Wraz z rozwojem zasilania dwupaliwowego rozsądnym wydaje się być badanie wpływu dodatku LPG na emisję hałasu oraz generowanie drgań. W artykule opisano badania dotyczące zjawisk drganiowych na przykładzie silnika Volkswagena 1.4 TDI ze zmodyfikowanym układem zasilania, pozwalającym na dodawanie LPG w fazie gazowej, jak również w fazie ciekłej. Przedstawiono wyniki badań wibroakustycznych pracy silnika pod obciążeniem na hamowni podwozowej dla różnych udziałów dawki LPG oraz dla różnych parametrów sterowania, w szczególności zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku. Badania były próbą weryfikacji parametrów sterowania w celu uzyskania jak najniższych wartości emitowanego hałasu i drgań, przy jednoczesnym zachowaniu dużej efektywności procesu spalania. Rejestrując drgania na korpusie silnika, jak również na karoserii, oraz hałas, możliwe było wyznaczenia widma amplitudowego, na podstawie którego opracowano wnioski. Stwierdzono, jaki jest optymalny kąt wyprzedzenia wtrysku dla minimalizacji drgań oraz dla uzyskania maksymalnego momentu obrotowego.

*Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, diesel, LPG, drgania*

Jan MONIETA  
Adrian SENDECKI

PTNSS-2015-3338

#### A DATABASE OF PISTON MARINE DIESEL ENGINES PRODUCED IN H. CEGIELSKI POZNAŃ S.A. AND ZUT ZGODA

During research works concerning piston internal-combustion engines specifications of these objects are often needed. This data is usually dispersed and reaching to some is hampered or impossible. And so an electronic database was drawn up about the most important ship's producer's piston internal-combustion engines for needs of exploitation investigations in the destination of gathering the necessary information. At this work a database of main Polish producers of marine diesel engines was presented.

Information was obtained from various sources, so as: websites of producers, advertising catalogues, or books and magazines about subject matter associated with marine diesel engines. This information was collected and written with the help of the program Microsoft Office. Gathered data was divided in engines of the main drive and emergency, containing details about producers, types and parameters of 2-stroke engines and four-stroke. The base enables supplementing and the alteration of entered data. Produced engines are usually operated by several dozen years after producing on swimming objects.

*Key words: piston marine engines, producers in polish, technical parameters, database*

### **Baza danych o tłokowych silnikach okrętowych produkowanych w H. Cegielski Poznań S.A. i ZUT Zgoda**

W czasie prac badawczych dotyczących tłokowych silników spalinowych często potrzebne są dane techniczne tych obiektów. Dane te są zwykle rozproszone i dotarcie do niektórych jest utrudnione lub niemożliwe. Opracowano, zatem elektroniczną bazę danych o najważniejszych producentach okrętowych tłokowych silnikach spalinowych dla potrzeb badań eksploatacyjnych w celu zgromadzenia niezbędnych informacji. W tej pracy przedstawiono bazę danych głównych polskich producentów okrętowych tłokowych silników spalinowych.

Informacje zostały pozyskane z różnych źródeł, takich jak: strony internetowe producentów, katalogi reklamowe, książki i czasopisma o tematyce związanej z okrętowymi silnikami spalinowymi. Informacje te zostały zebrane i zapisane przy pomocy programu Microsoft Office. Zgromadzone dane podzielono na silniki napędu głównego i pomocnicze, zawierający dane o producentach, typach i parametrach silników dwusuwowych i czterosuwowych. Baza umożliwia uzupełnianie i modyfikację wprowadzonych danych. Wyprodukowane silniki eksploatowane są zwykle przez kilkadziesiąt lat po wytworzeniu na obiektach pływających.

*Słowa kluczowe: tłokowe silniki okrętowe, producenci w Polsce, parametry techniczne, baza danych*

*Emil WERESA  
Jarosław CZABAN  
Dariusz SZPICA  
Piotr BANASZUK*

**PTNSS–2015–3339**

### **IMPACT OF FUEL BIO-COMPONENT IN THE FORM OF VEGETABLE OIL ON COOPERATING PAIRS WEAR**

Investigation of the lubricity of a fuel is essential for evaluation of engine tribology. We approximate a rate of friction and wear of mechanical components of an engine under laboratory conditions using the standard method on four-ball extreme pressure tester T-02. Investigations were performed for diesel fuel blended in different proportions with the pure vegetable oil (PVO). The tribological interactions may lead to the leakage in the fuel feeding systems followed by the fuel supply disruptions that cannot be adjusted by the control module, and consequently, in the uneven running of the engine. Additionally, we tested the lubricity of diesel/engine oil/vegetable oil mixture, which can build up as a result of piston-seal-cylinder leakage. That mixture may cause so-called "crystallization" within the engine lubrication system and, as a result, the "clogging" of the fuel filter and the engine seizure. On the basis of the shape and size of wear that developed under different loadings, we can presume the exploitation suitability

of the power transmission and engine system. The data can be useful for the modifications of the service life of the engine or frequency of its diagnostic maintenance.

*Key words: supply system of the vehicle, wear, tribology, lubricity, research*

### **Wpływ biokomponentu paliwowego w postaci oleju roślinnego na ślady zużycia par współpracujących**

Badania smarności mieszanin paliwowych (olejowych) pozwalają na wstępną ocenę procesów tribologicznych. Wykorzystując znormalizowaną metodę badawczą na aparacie czterokulowym przeprowadzono analizę śladów zużycia par współpracujących przy zmiennym obciążeniu, w różnych konfiguracjach mieszanin paliwowych olej napędowy (ON)/olej roślinny (ORZ). Zużycie to może być przyczyną nieszczelności w układach tłoczenia paliwa, przez co zostanie zakłócony proces zasilania, a stopień wymaganej korekty wykroczy poza obszar dopuszczony przez modul sterowania, w efekcie wystąpi nierównomierność biegu. Dodatkowo przeprowadzono badania smarności mieszanin olej silnikowy OS/ON/ORZ, które mogą powstać w efekcie nieszczelności tłok-uszczelnienie-cylinder. Tego typu mieszaniny są przyczyną tzw. krystalizacji w układzie olejenia silnika, w efekcie poprzez „zatkanie” filtra paliwa, prowadzą do zatarcia. Na podstawie kształtu, oraz wielkości śladów zużycia przy różnych obciążeniach na stanowisku badawczym można wnioskować o zdolności eksploatacyjnej głównych par współpracujących w układzie zasilania i przeniesienia napędu silnika. Na tej podstawie, stosownie do potrzeb, można modyfikować rezerwy między naprawcze, czy częstotliwość czynności diagnostyczno-obsługowych.

*Słowa kluczowe: układ zasilania pojazdu, zużycie, trybologia, smarność, badania*

*Ireneusz PIELECIA  
Wojciech CIEŚLIK  
Przemysław BOROWSKI  
Maciej SKOWRON  
Wojciech BUESCHKE*

**PTNSS–2015–3340**

### **INDEXES OF OPERATION OF COMBUSTION ENGINE WITH DIRECT GASOLINE INJECTION DURING ACCELERATING**

Engines with spark ignition and direct injection more and more often replace those with indirect gasoline injection. Due to this it is necessary to conduct tests of those engines in transient operational conditions. The aim of these tests was the analysis of such conditions during free engine acceleration and vehicle acceleration. The use of the system for the analysis of the fast-varying processes enabled estimation of indexes of engine operation during free acceleration and vehicle acceleration and, at the same time, estimation of the losses and mechanical efficiency of the turbocharged engine with direct gasoline injection.

*Key words: combustion engine, transient conditions, thermodynamic analysis*

### Wskaźniki pracy silnika spalinowego z bezpośrednim wtryskiem benzyny podczas przyspieszania

Silniki o zapłonie iskrowym z wtryskiem bezpośrednim w coraz większym stopniu zastępują silniki z wtryskiem pośrednim benzyny. Wymusza to konieczność prowadzenia badań tych jednostek w niestabilnych warunkach pracy. Celem badań była analiza niestabilnych warunków podczas swobodnego przyspieszania silnikiem oraz przyspieszania pojazdem. Wykorzystanie systemu do analizy procesów szybkozmiennych pozwoliło na ocenę wskaźników pracy silnika w warunkach swobodnego przyspieszania i przyspieszania pojazdu przy jednoczesnym oszacowaniu strat i sprawności mechanicznej turbodoładowanego silnika z bezpośrednim wtryskiem benzyny.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, niestabilne warunki pracy, analiza termodynamiczna*

Zbigniew KORCZEWSKI  
Patrycja PUZDROWSKA

PTNSS-2015-3342

### ANALYTICAL METHOD OF DETERMINING DYNAMIC PROPERTIES OF THERMOCOUPLES USED IN MEASUREMENTS OF QUICK-CHANGING TEMPERATURES OF EXHAUST GASES IN MARINE DIESEL ENGINES

The article presents selected issues of mathematical modeling of heat exchange between the thermocouple and the exhaust gas flowing them, in unsteady conditions. On the way of energy balancing consideration of thermodynamic processes developed differential equations describing the dynamic properties for three versions of the design sheathed thermocouples: with weld isolated from the sheath, with weld welded the sheath and with the open weld. On this basis were determined the equations describing the time constants. After substituting the appropriate the input data: materials and heat-flow, provided by the manufacturer (the company "Termo-Precyzja") it was possible to compare the numerical values of the time constants of thermocouples and make a rational choice for the diagnostic tests conducted marine diesel engines.

*Key words: technical diagnostics, marine diesel engine, dynamic exhaust gas temperature measurements.*

### Analityczna metoda wyznaczania własności dynamicznych termopar stosowanych w pomiarach szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych silnika okrętowego.

W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia modelowania matematycznego wymiany ciepła pomiędzy termoparą i omywających ją spalinami w warunkach niestabilnych. Na drodze bilansowania energii rozpatrywanych procesów termodynamicznych opracowano równania różniczkowe opisujące cechy dynamiczne trzech wersji konstrukcyjnych termopar płaszczowych: ze spoiną

izolowaną od płaszcza, ze spoiną zgrzewaną do płaszcza i ze spoiną odkrytą. Na tej podstawie wyznaczono równania opisujące ich stałe czasowe. Po podstawieniu odpowiednich danych wejściowych: materiałowych i cieplno-przepływowych, udostępnionych przez producenta (firma „Termo-Precyzja”) możliwe było porównanie wartości liczbowych stałych czasowych tych termopar i dokonanie racjonalnego doboru dla potrzeb prowadzonych badań diagnostycznych silników okrętowych.

*Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, okrętowy silnik tłokowy, dynamiczne pomiary temperatury spalin wylotowych*

Ireneusz PIELECHA  
Krzysztof WISŁOCKI  
Wojciech CIEŚLIK  
Przemysław BOROWSKI  
Maciej SKOWRON  
Wojciech BUESCHKE

PTNSS-2015-3343

### PROBLEMS OF DETERMINING OF FUEL SPRAY GEOMETRIC PARAMETERS WHEN BASED ON OPTICAL INVESTIGATIONS

Estimation of fuel atomisation by injectors is one of the main research tendencies concerning the development of combustion systems. Such an assessment should allow both analysis of the spray itself, as well as its interactions with the walls of combustion chamber, as for compression ignition engines the injection takes place in the combustion chamber in piston. Taking into consideration the above requirements, the atomization of fuel by injectors of the common rail system with consideration given to the interaction of the spray and chamber wall has been analysed in the paper. There are presented issues of adjusting of fuel injection parameters and fuel distribution on the piston wall when using the injector with modified design.

*Key words: fuel injection, atomisation, constant volume chamber*

### Problematyka wyznaczania parametrów geometrycznych strugi paliwa na podstawie badań optycznych

Ocena rozprzestrzeniania się strugi wtryskiwanego paliwa jest jednym z ważnych aspektów badań dotyczących nowoczesnych systemów spalania. Ocena taka powinna umożliwiać zarówno analizę samej strugi, jak również jej interakcję ze ściankami komory spalania, która dla silników o zapłonie samoczynnym zlokalizowana jest w tłoku. Uwzględniając te oczekiwania, w artykule dokonano analizy rozprzestrzeniania się strugi paliwa wtryskiwanego przez wtryskiwacze systemu common rail, z uwzględnieniem interakcji strugi i ścianki. Przedstawiono zagadnienia doboru warunków wtrysku paliwa i oceny rozkładu strugi paliwa na ściance komory spalania oraz rozprzestrzeniania się paliwa przy zastosowaniu zmodyfikowanej konstrukcji wtryskiwacza.

*Słowa kluczowe: wtrysk paliwa, rozpylenie, komora stałej objętości*

Ireneusz PIELECHA  
Przemysław BOROWSKI  
Krzysztof WISŁOCKI  
Maciej SKOWRON  
Wojciech BUESCHKE  
Wojciech CIEŚLIK

PTNSS–2015–3344

Maciej SKOWRON  
Ireneusz PIELECHA

PTNSS–2015–3345

### FAST-VARYING PROCESSES IN-CYLINDER CI ENGINE IN HIGH EGR CONDITIONS

The aim of the conducted research was thermodynamic identification of combustion process with 50–60% recirculated exhaust gasses in spark ignition engine. The values of the respective indicators obtained with high share of exhaust gasses in cylinder were compared to values obtained in the engine working without recirculation. The research was conducted on one-cylinder engine AVL 5804 equipped with recirculated gasses cooling system. The conditions of combustion process were determined using indicators of engine work and fast-variable measurements of cylinder pressure. The evaluation of combustion process and heat release with different share of recirculated gasses was made determining the effect of high share of exhaust gasses in engine cylinder. As a result of the conducted research the possibility of exhaust gasses high share (50–60%) usage with simultaneous ecological benefits, not only in relation to nitrogen oxides was demonstrated.

*Key words:* exhaust gas recirculation, fast-varying processes, exhaust emission

### Procesy szybkozmienne w cylindrze silnika ZS w warunkach dużego udziału recyrkulowanych spalin

Celem prowadzonych badań była termodynamiczna identyfikacja procesu spalania zachodzącego w silniku o zapłonie samoczynnym przy udziale recyrkulowanych spalin do 50–60%. Wartości odpowiednich wskaźników uzyskane przy dużym udziale spalin w cylindrze porównywano do wartości uzyskiwanych w silniku pracującym bez recyrkulacji. Badania przeprowadzono na jednocyndrowym silniku AVL 5804 wyposażonym w układ chłodzenia recyrkulowanych spalin. Warunki procesu spalania określano wykorzystując wskaźniki pracy silnika i pomiary szybkozmiennego ciśnienia w cylindrze. Dokonano oceny wpływu różnego udziału tych spalin w cylindrze silnika na przebieg procesu spalania oraz wywiązywania ciepła. W wyniku przeprowadzonych badań wykazano możliwość zastosowania dużej ilości recyrkulowanych spalin (50–60%) bez istotnego pogorszenia warunków pracy silnika, przy jednoczesnej poprawie wskaźników ekologicznych, nie tylko w odniesieniu do emisji tlenków azotu.

*Słowa kluczowe:* recyrkulacja spalin, procesy szybkozmienne, emisja spalin

### EVALUATION OF DIFFERENCE BETWEEN CONTROLLING SIGNAL AND INJECTOR RESPONSE TIME IN LIQUID FUEL DIRECT INJECTION SYSTEMS

The aim of research was fuel injection control signal evaluation for piezoelectric gasoline and diesel injectors. This work was scoped at injection start delay analysis to fuel drops appears in case for appearance significant controlling signals. Mentioned dependences research was performed with usage of fast-varying processing system and high speed camera by LaVision HSS 5 and constant volume chamber. The research was conduct for different injectors which are typically use in internal combustion engines with liquid fuel direct injection. The variables in research were fuel injection pressure, air back-pressure and injection time. In this paper performed was correlation between electric control signals for injectors with real start injection time. There was indicated on significant differences between injection control signals time and injection appear.

*Key words:* fuel injection, injection delay, constant volume chamber

### Ocena rozbieżności między sygnałami wymuszenia i rzeczywistej odpowiedzi wtryskiwaczy w układach bezpośredniego wtrysku paliw ciekłych

Celem badań była ocena wymuszenia wtrysku paliwa przez wtryskiwacze piezoelektryczne silników zasilanych benzyną i olejem napędowym. Ocena ta była ukierunkowana na analizę opóźnienia rozpoczęcia wtrysku paliwa w stosunku do czasu pojawienia się odpowiednich sygnałów stenujących. Badania wspomnianych zależności wykonano z użyciem systemu do analizy procesów szybkozmiennych oraz kamery do zdjęć szybkich firmy LaVision HSS 5 w komorze o stałej objętości. Przeprowadzono je dla różnych wtryskiwaczy stosowanych w silnikach z bezpośrednim wtryskiem paliw ciekłych, przy zmiennych warunkach: ciśnienia paliwa, przeciwcisnienia powietrza oraz czasu wtrysku. W artykule dokonano korelacji elektrycznych wielkości wymuszających działanie wtryskiwaczy z parametrami rzeczywistego wtrysku paliwa. Do tego celu wykorzystano cyfrową obróbkę obrazów umożliwiającą wyznaczenie rzeczywistych czasów rozpoczęcia wtrysku paliwa. Wskazano na istotne różnice między czasami wysterowania wtrysku paliwa, a jego rzeczywistym wystąpieniem.

*Słowa kluczowe:* wtrysk paliwa, opóźnienie wtrysku, komora stałej objętości

Jarosław CZABAN  
Dariusz SZPICA  
Emil WERESA  
Piotr BANASZUK

PTNSS–2015–3348

## FUEL EXPLOITATION PROPERTIES OF DIESEL AND VEGETABLE OIL MIXTURES

Rural areas are predestinated for the decentralised production of the of the biofuels. Processing of fuel in small-scale oil mills shortens transport distances for feedstock and products, and, therefore, have the additional positive effect on GHG emission. Pure vegetable oil was originally used as a fuel in very first diesel engines, but it was displaced over time by refined mineral oil products. Now the conventional diesel have dominated engines market while constructions designed to run on vegetable oil were built as prototypes only. In the study, we examined the lubricity (feature responsible for the friction nodes cooperation) and viscosity (pumping and fuel flow) of a pure vegetable oil and conventional diesel fuel mixed in different proportions. Since these properties of the fuel are crucial for working parameters of engines, they need to be taken into consideration when designing any modification of the engine for the use of the pure vegetable oil or its admixture. Our results enable the development of new algorithms for engine controlling system and help to determine a range of conversions of a fuel injection system required to obtain the reliable operation with biofuel. They will be useful in the elaboration of guideline for the engine diagnosis and maintenance.

*Key words: internal combustion engine, alternative fuels, rheological properties, research*

### Badania właściwości eksploatacyjnych mieszanin oleju napędowego i silnikowego z olejem roślinnym

Dążenie do decentralizacji wytwarzania paliw silnikowych wymusza ukierunkowanie ich produkcji na tereny rolnicze. Rozproszenie producentów paliwa wpływa globalnie na emisję CO<sub>2</sub>, ponieważ jest ono transportowane na mniejsze odległości. Początkowo silnik wysokoprężny zasilano olejem roślinnym, dopiero proces rafinacji ropy naftowej spowodował produkcję oleju napędowego na skalę przemysłową. Od tego czasu nowoprodukowane silniki spalinowe każdorazowo konstruowano pod tego typu paliwo, powstawały jedynie jednostkowe egzemplarze z możliwością stosowania biopaliw. Przeprowadzone badania lepkości i smarności mieszanin oleju napędowego i roślinnego docelowo przewidzianych jako paliwo silników wysokoprężnych z olejem silnikowym miały na celu wstępną ocenę właściwości eksploatacyjnych. Poddając adaptacji silnik wysokoprężny do zasilania domieszkami oleju roślinnego, czy czystym olejem roślinny należy mieć na względzie przedmiotowe właściwości paliwa odpowiedzialne za proces tłoczenia (głównie lepkość) i współpracę węzłów ciernych (smarność). Pierwszy z badanych parametrów stanowi podstawę do opracowania układu korygującego pracę algorytmu sterowania silnikiem lub zakresu zmian konstrukcyjnych układu zasilającego.

Drugi to prognozowanie eksploatacyjne związane z oceną zdadności i korektą częstotliwości obsługiwanego technicznego oraz diagnostyki.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, paliwa alternatywne, właściwości reologiczne, badania*

Jerzy MERKISZ

Jacek PIELECHA

Arkadiusz STOJECKI

Remigiusz JASIŃSKI

PTNSS-2015-3351

## THE INFLUENCE OF TERRAIN TOPOGRAPHY ON VEHICLE ENERGY INTENSITY AND ENGINE OPERATING CONDITIONS

The article includes an analysis of the effect of terrain topography on vehicle's energy intensity expressed in its motion resistance, at the same time the operating conditions of the engine have been evaluated in such conditions. Previous studies of the energy intensity of vehicles refer to flat areas and only those are reflected in laboratory tests. The article shows the analysis of the vehicle's motion resistance for established traffic conditions. With knowledge of the data on propulsion transmission it was possible to determine the engine operating conditions for different operating parameters. The maximum speed values for different topographic conditions have been determined (referred by the slope values) as also excess capacity on the wheels, in effect the operating conditions of internal combustion engines of cars in varying topographic conditions have been determined.

*Key words: natural topography ecology, exhaust emission, real drive emission test*

### Wpływ topografii terenu na energochłonność pojazdu i warunki pracy silnika spalinowego

W artykule zamieszczono analizę dotyczącą wpływu zróżnicowanych warunków topografii terenu na energochłonność pojazdu wyrażoną oporami jego ruchu, a jednocześnie oceniono warunki pracy silnika spalinowego w takich warunkach. Dotychczasowe badania energochłonności pojazdów odnoszą się do terenów płaskich, i jedynie takie są odzwierciedlane w testach laboratoryjnych. W artykule dokonano analizy oporów jazdy pojazdu dla ustalonych warunków ruchu. Przy znajomości danych dotyczących przeniesienia napędu wyznaczono warunki pracy silnika układu napędowego o zróżnicowanych parametrach pracy. Po wyznaczeniu charakterystyk mocy oporów, wyznaczono maksymalne prędkości jazdy dla różnych warunków topograficznych (określanych wielkością wzniesienia) oraz nadwyżki mocy na kołach, w efekcie wyznaczając warunki pracy silników spalinowych podczas jazdy samochodów osobowych z zmiennych warunkach topografii terenu.

*Słowa kluczowe: topografia terenu, ekologia, emisja spalin, badanie w rzeczywistych warunkach ruchu*

Jerzy MERKISZ  
Jacek PIELECHA  
Wojciech GIS  
Maciej GIS  
Remigiusz JASIŃSKI

PTNSS–2015–3352

### ANALYSIS OF EXHAUST EMISSION FROM HEAVY DUTY VEHICLES IN REAL TRAFFIC CONDITIONS

The paper presents the evaluation of the emissions of heavy duty vehicles equipped with combustion engines powered by diesel. The article includes a comprehensive ecological analysis of the vehicle according to the latest environmental test procedures defined by the European Union with the use of mobile gas analyzers, as well as the interpretation of the results. The result is a comparison of the exhaust emission in real traffic conditions by two methods of measurement: based on methodology of measurement the work in the test and the methodology which takes into account the entire test.

*Key words: ecology, exhaust emission, real drive emission test, heavy duty vehicle*

### Analiza emisji zanieczyszczeń pojazdów ciężkich w rzeczywistych warunkach ruchu

W artykule zaprezentowano ocenę emisji zanieczyszczeń pojazdów ciężkich wyposażonych w silniki spalinowe zasilane olejem napędowym. Przedstawiono całościową analizę ekologiczną pojazdu według najnowszych procedur badawczych określonych przez Unię Europejską z wykorzystaniem mobilnych analizatorów spalin, a także na interpretację uzyskiwanych wyników. Rezultatem jest porównanie emisji związków szkodliwych w rzeczywistych warunkach ruchu drogowego według dwóch sposobów pomiaru: metodyki opartej na pomiarze pracy w teście oraz metodyki uwzględniającej cały test jezdny.

*Słowa kluczowe: ochrona środowiska, emisja spalin, testy emisyjne, pojazdy ciężkie*

Wojciech GIS  
Jerzy MERKISZ  
Jacek PIELECHA  
Maciej GIS  
Remigiusz JASIŃSKI

PTNSS–2015–3353

### ECOLOGICAL ASSESSMENT OF CITY BUSES POWERED BY NATURAL GAS

The article concerns the analysis of the environmental performance of public buses equipped with combustion engines powered by alternative fuel. The paper presents selected results of the emission measurement of buses

carried out in two stages: normal driving and consistent with the principles of eco-driving. Analysis of the results is a comparison of two different styles of driving. The characteristics of the operating time share have been shown in the coordinates of: speed and acceleration referenced to the vehicle and the rotational speed of the crankshaft and the load referenced to the engine. In the same ranges also the characteristics of measured exhaust compounds are shown. The conclusions are mainly referenced to ecological aspects of different driving styles of city buses.

*Key words: ecology, exhaust emissions, natural gas, real drive emission test, city buses*

### Ocena ekologiczna autobusów komunikacji miejskiej zasilanych gazem ziemnym

Tematyka artykułu dotyczy analizy parametrów ekologicznych autobusów komunikacji miejskiej wyposażonych w silniki spalinowe zasilane paliwem alternatywnym. W artykule przedstawiono wybrane wyniki pomiarów emisji zanieczyszczeń autobusów miejskich przeprowadzonych w dwóch etapach: jazdy standardowej oraz zgodnej z zasadami ecodrivingu. Analiza wyników ma charakter porównawczy dla różnych stylów jazdy autobusów. Podano także charakterystyki udziału czasu pracy w przedziałach: prędkości i przyspieszenia odniesionych do pojazdu oraz prędkość obrotową wału korbowego i obciążenia odniesionych do silnika. W tych samych przedziałach przedstawiono również charakterystyki emisji mierzonych związków spalin. Wnioski odniesiono głównie do aspektów ekologicznych uzyskanych dla różnych stylów jazdy autobusami miejskimi.

*Słowa kluczowe: ekologia, emisja spalin, gaz ziemny, badania w rzeczywistych warunkach ruchu, autobusy komunikacji miejskiej*

Jerzy MERKISZ  
Jacek PIELECHA  
Piotr MOLIK

PTNSS–2015–3354

### THE PROPOSAL OF RDE TEST FOR PASSENGER CARS WITH HYBRID DRIVE

The priority of the European Union operation is protecting the environment by evaluating emissions under real operating conditions. The procedures have been developed for the assessment of heavy vehicles and off-road vehicles, however there is no legal rules for such evaluation for light vehicles (passenger cars). The article contains, proposal for develop a test methodology for control of emissions from passenger cars. Hybrid vehicle was selected for analysis, because it is the fastest growing group of vehicles with the highest ecological value, while the smallest fuel consumption that meets the latest emission standards. The concept of designation of the road test for passenger cars should be based on the following

considerations: the appointment of a consistent engine operating range for selected cars, in such a way that the greatest corresponded most frequent in real conditions and the parameters measured during the road test and obtained emission factors. The paper presents a procedure for the designation of the operating conditions of internal combustion engines, which enabled to propose RDE test for hybrid vehicles.

*Key words: exhaust emission, road tests, passenger cars*

### **Propozycja testu RDE dla samochodów osobowych o napędzie hybrydowym**

Priorytetem działań Unii Europejskiej na rzecz ochrony środowiska jest ocena emisji zanieczyszczeń w rzeczywistych warunkach ruchu pojazdów. Procedury takiej oceny opracowano dla pojazdów ciężkich i pojazdów pozadrogowych, natomiast brak jest unormować prawnych takiej oceny dla pojazdów lekkich (samochodów osobowych). W związku z tym, w artykule podano propozycję metodyki opracowania testów kontrolnych badań emisji zanieczyszczeń z samochodów osobowych. Do analizy wybrano samochody osobowe o napędzie hybrydowym, gdyż jest to najszybciej rozwijająca się grupa pojazdów o największych walorach ekologicznych, a jednocześnie najmniejszym przebiegowym zużyciu paliwa, spełniająca najnowsze normy emisji spalin. Według autorów koncepcja opracowania testów dla samochodów osobowych powinna opierać się następujących przesłankach: wyznaczeniu spójnego obszaru pracy silnika dla wybranych pojazdów osobowych, w taki sposób, aby w największym stopniu odpowiadał najczęstszemu warunkom ruchu oraz określeniu parametrów mierzonych podczas testów drogowych i uzyskiwanych wskaźnikach emisji. W artykule przedstawiono procedurę wyznaczenia warunków pracy silników spaliny, co w efekcie umożliwiło zaproponowanie testu RDE dla samochodów osobowych o napędzie hybrydowym.

*Słowa kluczowe: emisja spalin, testy drogowe, samochody osobowe*

Jacek PIELECHA

PTNSS–2015–3355

Jerzy MERKISZ

Jarosław MARKOWSKI

Remigiusz JASIŃSKI

### **THE STUDY OF PARTICULATE EMISSIONS FROM SMALL AIRCRAFT QUIPPED IN JET ENGINE**

The article presents an analysis of the size distribution of particulate matters emitted from jet engine. Measurements were carried out in stationary conditions simulating real operating conditions of the jet engine. The study was performed for the three initial phases of engine operation: start-up, warm-up and steady-state operation. The obtained results allowed to determine the particulate matters size distribution of the most common particulates emitted under given conditions also the changes of characteristic

diameters of particulate matters have been correlated with exhaust emission. As a result, the particulate matters size distributions were obtained on the basis of which it was found that diameters of particulates in the initial phase of engine operation are characterized by high variability. The the first period of engine operation is dominated by particles with diameters of 20–30 nm and bigger diameters (around 100–140 nm), and in next periods of engine operation particles are characterized by diameters in size range of 30–40 nm.

*Key words: jet engine, particulate matters, exhaust emission*

### **Badanie emisji cząstek stałych z silników odrzutowych małych samolotów**

W artykule przedstawiono analizę rozkładu wymiarowego średnic cząstek stałych, emitowanych z turbinowego silnika lotniczego. Pomiar przeprowadzono w warunkach stacjonarnych symulując rzeczywiste warunki pracy silnika odrzutowego. Badania wykonano dla trzech początkowych faz pracy silnika: rozruchu, nagrzewania oraz pracy ustalonej. Otrzymane wyniki pozwoliły na wyznaczenie średnic cząstek stałych najczęściej występujących w danych warunkach, a jednocześnie skorelowano zmiany średnic cząstek stałych ze stężeniem gazowych związków szkodliwych spalin. W rezultacie otrzymano charakterystyki, na podstawie których stwierdzono, że rozkład wymiarowy średnic cząstek stałych w początkowej fazie pracy silnika charakteryzuje się dużą zmiennością. W pierwszym okresie pracy silnika dominują cząstki stałe o średnicach 20–30 nm oraz średnicach dużych (rzędu 100–140 nm), a w kolejnych okresach pracy ustabilizowanej dominują cząstki o średnicach z zakresu 30–40 nm.

*Słowa kluczowe: silnik odrzutowy, cząstki stałe, związki szkodliwe spalin*

Jerzy MERKISZ

PTNSS–2015–3357

Jarosław MARKOWSKI

Dominik KARPİŃSKI

Marta GALANT

### **ANALYSIS OF THE HYBRID PROPULSION SYSTEM IN THE ASPECT OF USE IN AN UNMANNED AERIAL VEHICLE**

The development of unmanned aerial vehicles is focused on imposed requirements for new field of application this type of aircraft. One of them is possibility to perform of the air operation in the long term. This task is closely associated with the design of the airframe of an aircraft and the propulsion system. The paper presents the evaluation of the possibility of selecting the hybrid propulsion system for the unmanned aerial vehicle. A propeller drive consisting of an electric engine and a internal combustion engine to charging the batteries was chosen. In order to select the internal combustion engine was determined of requirements for engine power needed to power a propeller drive. On the basis of research were plotted performance characteristics

for the selected engines, which were used to develop of variants of the hybrid drive system.

*Key words: electric engine, internal combustion engine, hybrid propulsion system*

#### **Analiza właściwości hybrydowego układu napędowego w aspekcie zastosowania w bezzalogowym statku powietrznym**

Rozwój bezzalogowych statków powietrznych ukierunkowany jest na sprostanie wielu wymagań związanych z nowymi funkcjami zastosowania. Jednym z nich jest uzyskanie możliwie długiego czasu wykonywanej operacji lotniczej. Realizacja tego zadania ściśle wiąże się z konstrukcją płatowca oraz konstrukcją układu napędowego. W artykule przedstawiono zagadnienia oceny możliwości doboru hybrydowego układu napędowego przeznaczonego do zastosowania w bezzalogowym statku powietrznym. Wybrano napęd śmigłowy złożony z silnika elektrycznego oraz spalinowego, stanowiącego źródło zasilania akumulatorów. W celu doboru silnika spalinowego określono zapotrzebowanie na moc potrzebną do zasilania napędu śmigłowego. Na podstawie badań wykreślono charakterystyki pracy wybranych napędów, które wykorzystano do opracowania wariantów hybrydowego układu napędowego.

*Słowa kluczowe: silnik elektryczny, silnik spalinowy, napęd hybrydowy*

Kazimierz WITKOWSKI

PTNSS-2015-3358

#### **DIAGNOSIS OF INJECTION SYSTEM MARINE DIESEL ENGINE WITH THE USE OF THE HEAT RELEASE CHARACTERISTICS**

The paper presents the issues related to the diagnosis of injection system marine diesel engines, which are characterized by high unreliability. It was supported by the statistics of emergency events marine engines. It has been shown that the not only parameters of the diesel engine depends on the reliable operation of injection equipment but also the safety of navigation. This indicates the importance of diagnostics injection system, giving the ability to detect defects at the early stage of their development, in order to avoid failure. This has been demonstrated on the example of the injection system leak detection.

The article discusses the possibility of using in the heat release characteristics calculated based on the indicator diagram in the marine engine injection system diagnostics. It has been shown that the characteristics of heat release contain information about the condition of the injection systems, which enable to diagnose their failures. The obtained results allowed to select the diagnosis symptoms, useful in detecting faults in the injection system, from the characteristics of heat release.

*Key words: diagnosis, piston marine diesel engine, injection system, statistics damage, heat release characteristics, net of heat release characteristics, the intensity of the heat release*

#### **Diagnostyka układu wtryskowego silnika okrętowego z wykorzystaniem charakterystyk wywiązywania ciepła**

W artykule przedstawiono problematykę związaną z diagnostyką aparatury wtryskowej silników okrętowych, które należą do najbardziej zawodnych układów funkcjonalnych tych silników. Poparte to zostało danymi statystycznymi zdarzeń awaryjnych silników okrętowych. Wykazano, że od niezawodnego działania aparatury wtryskowej zależą nie tylko parametry pracy silnika, ale także bezpieczeństwo żeglugi. Wskazuje to jak istotne znaczenie ma diagnostyka układów wtryskowych, dająca możliwość wykrywania uszkodzeń na wczesnym etapie ich rozwoju, aby nie dopuścić do awarii.

W artykule omówiono możliwość wykorzystania w diagnostyce układu wtryskowego silnika okrętowego charakterystyk wydzielania ciepła wyznaczanych w oparciu o wykres indykatorowy. Wykazano, że charakterystyki wydzielania ciepła zawierają informacje o stanie technicznym układów wtryskowych, umożliwiające diagnozowanie ich uszkodzeń. Uzyskane wyniki badań pozwoliły na wyłonienie z charakterystyk wydzielania ciepła symptomów diagnostycznych przydatnych w wykrywaniu uszkodzeń w układzie wtryskowym, co wykazano na przykładzie wykrywania nieszczelności układu wtryskowego.

*Słowa kluczowe: diagnostyka, okrętowy silnik tłokowy, modele wydzielania ciepła, charakterystyki wydzielania ciepła, ciepło wydzielone netto, intensywność wydzielania ciepła*

Jerzy MERKISZ

PTNSS-2015-3360

Marek WALIGÓRSKI

#### **INFLUENCE OF OPERATING PARAMETERS OF MARITIME ENGINE ON ITS ACOUSTIC AND TOXIC EMISSION CHARACTERISTICS**

The paper describes the method of correctness assessment of maritime engine operation with the use of the main and accompanying processes analyses. Authors focused on analysis of injection and combustion processes correctness for specified operating characteristics to obtain the important diagnostic information on the above processes runs and their correctness in the sources of a drive of the HDV off-road water transport vehicles. In the empirical research the emission analyses and acoustic signal characteristics have been chosen, to obtain quantitative measures of an engine diagnostic assessment with the use of such processes. The above work, important in the point of view of malfunctions identification and pointing at their sources, allows in the further steps to create procedures and tools of the emission diagnostics for such types of internal combustion engines for the real conditions of their operation.

*Key words: emission diagnostics, combustion process, HD-D engine, water transport, acoustic processes analysis, emission regulations*

### Wpływ parametrów pracy średnioobrotowego silnika okrętowego na jego charakterystyki akustyczne i emisji składników szkodliwych spalin

W artykule przedstawiono metodę oceny poprawności pracy silnika okrętowego z zastosowaniem analiz procesów głównych i towarzyszących. W pracy skupiono się na analizie poprawności procesu wtrysku i spalania paliwa dla zadanych charakterystyk eksploatacyjnych, celem uzyskania istotnych diagnostycznie informacji o poprawności przebiegu tychże procesów w napędach środków transportu wodnego kwalifikowanych do grupy HDV o zastosowaniach pozadrogowych. W badaniach empirycznych podjęto się zadania analizy emisyjnej i charakterystyk procesów akustycznych, celem opracowania ilościowych miar oceny diagnostycznej silnika z udziałem tychże procesów. Niniejsze działanie, istotne z punktu widzenia identyfikacji nieprawidłowości i wskazania ich rodzajów, umożliwi w dalszej kolejności opracowanie procedur i narzędzi diagnozowania emisyjnego tej grupy silników dla rzeczywistych warunków ich eksploatacji.

*Słowa kluczowe: diagnostyka emisyjna, proces spalania, silnik HD-D, transport wodny, analiza procesów akustycznych, normy emisji*

Kamila NAWROT  
Milošlaw KOZAK

PTNSS–2015–3361

### THE IMPACT OF FAME BIOFUEL ON SEALING ELEMENTS OF FUEL FILTERS

One of the main difficulties associated with the use of FAME biofuel (fatty acid methyl esters) in its pure form as a motor fuel is its destructive effect on fuel system components made with traditional materials. This applies to both elements made out of metal (corrosive effect), as well as synthetic materials. This study attempts to assess the impact of FAME biofuel on sealing elements of fuel filters, which are made of fluorine rubber and nitrile butadiene rubber. The results showed that the mechanical properties of fluorine rubber do not change in the conditions of prolonged contact with FAME. Thus, it can be safely used in fuel systems for engines fueled with FAME as a neat fuel.

*Key words: FAME, biofuel, fuel filter, seals, elastomers*

### Oddziaływanie biopaliwa FAME na elementy uszczelniające filtrów paliwa

Jednym z głównych problemów związanych z zastosowaniem biopaliwa FAME (estry metylowe kwasów tłuszczowych) w czystej postaci jako paliwa silnikowego jest jego destrukcyjne oddziaływanie na elementy układu paliwowego wykonane z tradycyjnych materiałów konstrukcyjnych. Dotyczy to zarówno elementów wykonanych z metali (oddziaływanie korozyjne), jak i z tworzyw sztucznych. W niniejszej pracy podjęto się oceny wpływu FAME na elementy uszczelniające filtrów paliwa, które wykonywane są z kauczuku fluorowego i kauczuku akrylonitrylowego.

W wyniku badań stwierdzono, że właściwości mechaniczne kauczuku fluorowego nie zmieniają się w warunkach długotrwałego kontaktu z FAME. A zatem może być on bezpiecznie stosowany w układach paliwowych silników zasilanych FAME jako samoistnym paliwem.

*Słowa kluczowe: FAME, biopaliwo, filtr paliwa, uszczelnienia, elastomery*

Lukasz GRABOWSKI  
Mirošlaw WENDEKER  
Grzegorz BARAŃSKI  
Michał GĘCA

PTNSS–2015–3362

### EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE ELECTRIC POWER GENERATION EFFICIENCY IN CITY BUS

The paper presents the experimental results on the efficiency to generate on-board electric energy in the Mercedes Conecto city bus. The average load on this type electric installation is about 2 kW. The experiments involved controlled load to the electric installation under steady conditions of the operation the combustion engine in the bus. A load range from 0.4 kW to about 4 kW was achieved with certain on-board electric devices and an extra electric load of 2 kW. The experiments were at idle speed which is more than 30% of daily operation time of the city bus. The recorded values included the change in electric intensity, voltage in the electric installation of the city bus and fuel consumption per hour. The fuel consumption per hour was plotted against the electric power generated by an alternator as a linear function to depict the efficiency to generate on-board electricity. The efficiency of electric power generation in city bus is about 19%.

*Key words: efficiency, engine, city bus, electric power*

### Badania eksperymentalne sprawności generowania energii elektrycznej w autobusie miejskim

W artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych sprawności generowania energii elektrycznej w autobusie miejskim Mercedes Conecto. Średnie obciążenie instalacja elektrycznej w tego typu pojeździe wynosi około 2 kW. Podczas badań przeprowadzono próby kontrolowanego obciążania instalacji elektrycznej pojazdu w ustalonych warunkach pracy silnika spalinowego autobusu. Obciążenie instalacji elektrycznej zmieniano w zakresie od 0,4 kW do około 4 kW. Wykorzystano do tego urządzenia elektryczne zamontowane w autobusie oraz dodatkowe obciążenie elektryczne o mocy 2 kW. Badania wykonano dla biegu jałowego ponieważ stanowi on ponad 40% czasu pracy autobusu miejskiego. Podczas badań zarejestrowano zmiany natężenia prądu elektrycznego, zmiany napięcia elektrycznego w instalacji autobusu oraz wartość godzinowego zużycie paliwa. W wyniku przeprowadzonej analizy wykreślono funkcję liniową godzinowego zużycia paliwa od mocy elektrycznej

generowanej przez alternator. Obliczona sprawność generowania energii elektrycznej na biegu jałowym na pokładzie autobusu wyniosła około 19%.

*Słowa kluczowe: sprawność, silnik, autobus miejski, energia elektryczna*

Paweł FUĆ

Piotr LJJEWSKI

Andrzej ZIÓLKOWSKI

Maciej SIEDLECKI

PTNSS-2015-3365

#### TRENDS IN THE TYPE-APPROVAL REGULATIONS IN TERMS OF EXHAUST GAS EMISSIONS FOR VEHICLES OF CATEGORY PC AND LDV

The article presents trends approval regulations in terms of exhaust gas emissions for vehicles of category PC and LDV. These provisions are one of the indicators of the development of modern drive systems of motor vehicles. Any variation is associated with structural changes in internal combustion engines and their accessories, as well as the expansion of aftertreatment systems. The introduction of the Euro 6 for category PC (Passenger Car) and LDV (Light Duty Vehicles) will involve changes to the limits of exhaust emission as well as the implementation of new measurement methods. In 2017 it is planned to replace the existing driving test NEDC (New European Driving Cycle) on WLTC (Worldwide Harmonized Light duty driving Test Cycle), which will apply in the European Union, the United States and Japan. The aim is to standardize testing procedures on a global scale. New to the type-approval legislation will be to develop and implement procedures RDE (Real Driving Emission) regarding the measurement of emissions in real operating conditions with the use of mobile devices from a group of PEMS (Portable Emission Measurement System). In addition to the introduction of the Euro 6 emission limits also modified road emission of CO<sub>2</sub> from vehicle fleet a given manufacturer of motor vehicles.

*Key words: Euro 6 standard, WLTP, RDE*

#### Tendencje zmian przepisów homologacyjnych w aspekcie emisji gazów wylotowych dla pojazdów kategorii PC i LDV

W artykule przedstawiono tendencje zmian przepisów homologacyjnych w aspekcie emisji gazów wylotowych dla pojazdów kategorii PC i LDV. Przepisy te, są jednym z wyznaczników rozwoju układów napędowych współczesnych pojazdów samochodowych. Każda ich zmiana wiąże się ze zmianami konstrukcyjnymi silników spalinowych i ich osprzętu, a także rozbudową pozasilnikowych układów oczyszczania gazów wylotowych. Wprowadzenie normy Euro 6 dla pojazdów kategorii PC i LDV będzie wiązać się ze zmianami limitów związków

szkodliwych i toksycznych oraz wdrożeniem nowych metod pomiarowych. W 2017 r. planowane jest zastąpienie obowiązującego testu jezdnyego NEDC testami WLTC, które będą obowiązywały w Unii Europejskiej, Stanach Zjednoczonych i Japonii. Ma to na celu standaryzację procedur badawczych w wymiarze globalnym. Nowością w przepisach homologacyjnych będzie opracowanie i wdrożenie procedur RDE dotyczących pomiarów emisji zanieczyszczeń w warunkach rzeczywistej eksploatacji przy wykorzystaniu mobilnych przyrządów z grupy PEMS. Oprócz wprowadzenia normy Euro 6 zmodyfikowano również limity emisji drogowej CO<sub>2</sub> z floty pojazdów danego producenta pojazdów samochodowych.

*Słowa kluczowe: norma Euro 6, WLTP, RDE*

Paweł MAGRYTA

Miroslaw WENDEKER

Rafał SOCHACZEWSKI

Adam MAJCHZAK

PTNSS-2015-3366

#### STRENGTH ANALYSIS OF CNG INJECTOR FOR DIRECT SUPPLY SYSTEM OF THE DIESEL ENGINE

The article presents the results of strength simulation studies of innovative design of CNG injector for direct supply of the Diesel engine. The injector has been developed for use in Andoria ADCR engine. These studies were performed based on the Finite Element Method using Abaqus software. The geometric model reflects the actual structure of the injector. The conducted simulation studies aimed at determining the locations prone to the occurrence of stress concentrations in injector elements working in conditions equivalent to those in the combustion chamber of the Diesel engine. The objectives of these conditions are reflected in the model, that takes into account the influence of the spring force from the injector and the gas force from gas pressure in the cylinder. The influence of the gas force from the pressure in the combustion chamber was introduced into the model on the basis of the course of the gas pressure as a function of crank angle degree with a predetermined engine model calculations carried out in AVL Boost software. Simulation studies were carried out for engine full load conditions, for one combustion cycle. Simulation time corresponded to two full revolutions of the engine crankshaft, which in the conversion of the engine speed of 3500 rpm corresponds to the simulation time equal to 0.03428 s. On the basis of the simulation studies an optimized design of the injector, which was used for real bench tests of direct injection system supply of compressed natural gas into Diesel engine.

*Key words: CNG injector, direct injection, Diesel engine*

#### Analiza wytrzymałościowa wtryskiwacza CNG do systemu bezpośredniego zasilania silnika Diesla

W artykule przedstawiono wyniki symulacyjnych badań wytrzymałościowych innowacyjnej konstrukcji wtryskiwacza CNG do bezpośredniego zasilania silnika Diesla. Wtryskiwacz został opracowany do zastosowania w silniku Andoria ADCR. Badania te wykonano w oparciu o Metodę Elementów Skończonych z wykorzystaniem oprogramowania Abaqus. Opracowany model geometryczny odzwierciedlał rzeczywistą budowę wtryskiwacza. Przeprowadzone badania symulacyjne miały na celu określenie miejsc podatnych na wystąpienie spiężeń naprężeń elementów wtryskiwacza pracujących w warunkach odpowiadających warunkom pracy w komorze spalania silnika Diesla. Celem odzwierciedlenia tych warunków w modelu uwzględniono wpływ siły pochodzącej od sprężyny wtryskiwacza oraz siły gazowej pochodzącej od ciśnienia gazów w cylindrze. Wpływ siły pochodzącej od ciśnienia w komorze spalania został wprowadzony do modelu na podstawie przebiegu wartości ciśnienia gazów w funkcji kąta obrotu wału korbowego z uprzednio prowadzonych obliczeń modelowych silnika w oprogramowaniu AVL Boost. Badania modelowe przeprowadzono dla warunków pełnego obciążenia silnika, dla jednego cyklu roboczego. Czas symulacji odpowiadał dwóm pełnym obrotom wału korbowego silnika, co w przeliczeniu dla prędkości obrotowej silnika 3500 obr/min odpowiadało czasowi symulacji równemu 0,03428 s. Na podstawie przeprowadzonych badań opracowano zoptymalizowaną konstrukcję wtryskiwacza, który wykorzystany został do przeprowadzenia badań stanowiskowych i hamowaniowych systemu bezpośredniego wtrysku sprężonego gazu ziemnego do silnika Diesla.

*Słowa kluczowe: wtryskiwacz gazu CNG, wtrysk bezpośredni, silnik Diesla*

Jacek RUDNICKI  
Ryszard ZADRAĞ

PTNSS–2015–3368

#### PROBLEMS OF MODELLING TOXIC COMPOUNDS EMITTED BY A MARINE INTERNAL COMBUSTION ENGINE FOR THE EVALUATION OF ITS STRUCTURE PARAMETERS

The paper presents the possibility of using an analytical study of the engine exhaust ignition to evaluate the technical condition of the selected components. Software tools available for the analysis of experimental data commonly use multiple regression model that allows the study of the effects and iterations between model input quantities and one output variable. The use of multi-equation models gives a lot of freedom in the analysis of the measurement results, as it allows the simultaneous analysis of multiple effects and iterations of output variables. It can also be used as a tool for the preparation of experimental material for other advanced diagnostic tools, such as models using neural networks, which allow, in contrast to multi-equation models, the recognition of the state with the number of classes of more than two-class, thus enabling diagnostic

reasoning. Assuming that there is a strong correlation and unambiguous nature of the changes in the concentrations of toxic compounds analyzed in the course of the experiment can be seen as symptoms of the technical condition of the engine and with the known values of the output signals (including concentrations of toxic compounds) and their estimates, the values of residuals can be determined, which may indicate the type of damage. The authors show the advantages of using these analytical tools on the example of research conducted on the engine test bench.

*Key words: engine exhaust components, marine engines, engine diagnostics*

#### Problemy modelowania emisji związków toksycznych okrętowego silnika spalinowego dla oceny jego parametrów struktury

W artykule przedstawiono możliwość wykorzystania wyników badań składu spalin silnika z zapłonem samoczynnym do oceny stanu technicznego jego wybranych podzespołów. Dostępne programy narzędziowe służące do analizy danych eksperymentalnych powszechnie wykorzystują model regresji wielokrotnej, który umożliwia badanie efektów i interakcji pomiędzy wielkościami wejściowymi modelu a jedną zmienną wyjściową. Zastosowanie modeli wielorównaniowych daje wiele możliwości podczas analizy wyników pomiarowych, gdyż umożliwia jednoczesną analizę efektów i interakcji wielu zmiennych wyjściowych. Może być również wykorzystywane jako narzędzie do przygotowania materiału doświadczalnego dla innych zaawansowanych narzędzi diagnostycznych, takich jak modele wykorzystujące sieci neuronowe, które pozwalają, w przeciwieństwie do modeli wielorównaniowych, na rozpoznanie stanu przy liczbie klas większej niż dwuklasowa, umożliwiając tym samym wnioskowanie diagnostyczne. Przy założeniu bowiem, że istnieje silna korelacja oraz jednoznaczny charakter zmian stężeń analizowanych związków toksycznych w trakcie prowadzonego eksperymentu można traktować jako symptomy stanu technicznego silnika a przy znanych wartościach sygnałów wyjściowych (między innymi stężeń związków toksycznych) oraz ich estymat można wyznaczyć wartości residuów, które mogą wskazywać na rodzaj uszkodzenia. Autorzy w pracy przedstawiają zalety stosowania powyższych narzędzi analitycznych na przykładzie badań przeprowadzonych na stanowisku silnika badawczego.

*Słowa kluczowe: składniki spalin silnika, silniki okrętowe, diagnostyka silników*

Rafał SOCHACZEWSKI  
Mirosław WENDEKER  
Grzegorz BARAŃSKI  
Adam MAJCZAK

PTNSS–2015–3369

#### CNG INJECTOR BENCH TESTS OF A DIRECT INJECTION SYSTEM

This paper presents the bench research results on a CNG injector at steady state. The quantities measured

included voltage and current in a solenoid, pressure of gas behind an injector and injector's flow rate. Accordingly, injector's operation parameters were determined according to needle's lift and injection pressure. The discrepancies between the theoretical (electric) and actual time of injection were defined to specify injector's opening and closing lag times and the uniqueness of these values in successive cycles of gas injection. It has been demonstrated that needle's lift has got a stronger impact on injector's operating parameters than injection pressure. With increasing injection pressure, the force increases and closes an injection valve, which adversely affects uniqueness of injector's operation.

The paper also describes the concept of an injector dedicated to direct CNG injection into a combustion chamber in a dual-fuel engine. The injector's design enables us to replace 80% of diesel fuel in a dual-fuel engine with a maximum power of 85 kW. Minimum injection pressure is 1.4 MPa then. Simultaneously, injector's characteristics for varied needle's lifts and injector's nonlinear operating points were developed.

*Key words: CNG injector, direct injection, Diesel engine*

#### **Stanowiskowe badania wtryskiwacza bezpośredniego wtrysku CNG**

Artykuł zawiera wyniki badań stanowiskowych wtryskiwacza sprężonego gazu ziemnego (CNG). Badania wykonano na stanowisku badawczym w warunkach ustalonych. W trakcie badań mierzono napięcie i natężenie prądu w obwodzie cewki elektromagnetycznej, ciśnienie gazu za wtryskiwaczem oraz jego wydatek. Na podstawie otrzymanych wartości wyznaczono parametry pracy wtryskiwacza w zależności od wzniosu iglicy i ciśnienia wtrysku. Badania pozwoliły zdefiniować różnice między teoretycznym (elektrycznym) a rzeczywistym czasem wtrysku. W efekcie wyznaczono opóźnienia otwierania i zamykania wtryskiwacza oraz niepowtarzalności tych wartości w kolejnych cyklach wtrysku gazu. Wykazano większy wpływ wzniosu iglicy w porównaniu do ciśnienia wtrysku na badane parametry pracy wtryskiwacza. Wraz ze zwiększaniem ciśnienia wtrysku wzrasta siła domykając zawór wtryskowy co niekorzystnie wpływa na niepowtarzalność pracy wtryskiwacza.

W artykule przedstawiono również koncepcję wtryskiwacza przeznaczonego do bezpośredniego wtrysku gazu CNG do komory spalania silnika dwupaliwowego. Opracowana konstrukcja wtryskiwacza zapewni zastąpienie do 80% oleju napędowego w silniku dwupaliwowym o mocy maksymalnej 85 kW. Minimalne ciśnienie wtrysku wynosi 1,4 MPa. Jednocześnie wyznaczono charakterystykę wtryskiwacza dla różnych wzniosów iglicy i nieliniowe punkty pracy wtryskiwacza.

*Słowa kluczowe: wtryskiwacz gazu CNG, wtrysk bezpośredni, silnik o zapłonie samoczynnym*

Jerzy MERKISZ  
Jarosław MARKOWSKI  
Grzegorz ŚLUSARZ  
Marta GALANT  
Dominik KARPÍŃSKI  
Paweł WIRKOWSKI

PTNSS–2015–3371

#### **COMPARATIVE ANALYSIS OF EXHAUST EMISSION TESTS FOR A TURBINE ENGINE**

Aviation gas turbines with thrust greater than 27.6 kN are subject to exhaust emission norms and regulations for harmful compounds outlined in Annex 16 of the Chicago Convention as established by ICAO. Jet engine emission standards are defined with the use of an established takeoff and landing model known as the LTO cycle (Landing and take-off). These standards also apply to engines used in multi-role combat aircraft. However, multi-role combat aircraft operation differs from the operation of civilian aircraft. Therefore, the analysis of the emission results obtained in the carried out research was done with the use of emission values contained in the norm guidelines.

*Key words: emission, multipurpose aircraft, LTO test*

#### **Analiza porównawcza testów emisji związków szkodliwych spalin silnika turbinowego**

Lotnicze silniki turbinowe o sile ciągu większej od 27,6 kN podlegają normom emisji związków szkodliwych spalin zgodnie z Anekssem 16 Konwencji Chicagowskiej ustalonymi przez ICAO. Normy emisji silników odrzutowych określone są wg przyjętego jako wzorcowy – cyklu startu i lądowania LTO (*Landing and take-off cycle*). Normy te stosuje się również dla silników wykorzystywanych w wojskowych samolotach wielozadaniowych. Jednak eksploatacja samolotów wielozadaniowych różni się od eksploatacji cywilnych statków powietrznych. W związku z tym przeprowadzono analizę wyników emisji zanieczyszczeń uzyskanych w przeprowadzonych testach badawczych z wartościami emisji wynikających z wytycznych zawartych w normach.

*Słowa kluczowe: emisja, samolot wielozadaniowy, test LTO*

Maciej ANDRZEJEWSKI  
Jerzy MERKISZ  
Mateusz NOWAK

PTNSS–2015–3372

#### **THE EFFECT OF CI ENGINE SPEED ON THE EMISSION OF TOXIC COMPOUNDS IN THE EXHAUST GASES**

The article presents road tests results of a delivery van in extra-urban driving conditions. The aim of this study was to verify the thesis of the significant increase in the emission of toxic gases with increasing engine speed. As a result of the undertaken analysis the results on different environmental pressures for speed driving were taken, using different gear. The use of a high gear, possible for use in given vehicle operating conditions, it is particularly

emphasized by proponents of ecological driving style, which is called the eco-driving.

The article examines the issue of emissions in the exhaust gases, such as carbon monoxide, hydrocarbons and nitrogen oxides in relation to the utility vehicle of LDV type, driven by compression ignition engine. The measurements were made using mobile equipment PEMS type for testing the toxicity of exhaust gases. The study was conducted in real traffic conditions of the car – the expressway drives in Poznan metropolitan areas. On the basis of obtained experimental data the vehicle using, having a minimum emission of toxic pollutants in the exhaust, was evaluated.

*Key words: CI engine, engine speed, road tests, exhaust emissions*

### **Wpływ prędkości obrotowej silnika ZS na emisję związków toksycznych w spalinach**

W artykule zaprezentowano wyniki badań drogowych samochodu dostawczego w warunkach jazdy pozamiejscowej. Celem badań było zweryfikowanie tezy traktującej o znacznym wzroście emisji związków toksycznych spalin wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika spalinowego. W efekcie podjętej analizy uzyskano wyniki dotyczące obciążeń środowiskowych dla różnej prędkości jazdy samochodem, przy zastosowaniu różnego biegu. Stosowanie maksymalnie wysokiego biegu przez kierujących pojazdami, możliwego do zastosowania w danych warunkach eksploatacji pojazdu, jest szczególnie podkreślane przez propagatorów ekologicznego stylu jazdy, określanego mianem eco-drivingu.

W artykule rozpatruje się zagadnienie emisji związków gazowych w spalinach, takich jak: tlenek węgla, węglowodory oraz tlenki azotu, w odniesieniu do pojazdu użytkowego typu LDV, napędzanego silnikiem o zapłonie samoczynnym. W wykonanych pomiarach wykorzystano mobilną aparaturę do badań toksyczności spalin typu PEMS. Badania przeprowadzono w rzeczywistych warunkach ruchu samochodu – przejazdu drogą ekspresową w rejonach metropolii poznańskiej. Na podstawie pozyskanych danych eksperymentalnych dokonano oceny użytkowania pojazdu uwzględniając minimalną emisję toksycznych zanieczyszczeń w spalinach.

*Słowa kluczowe: silnik ZS, prędkość obrotowa, badania drogowe, emisja zanieczyszczeń*

Paweł DASZKIEWICZ

PTNSS–2015–3373

Jerzy MERKISZ

Marek IDZIOR

Maciej BAJERLEIN

Lukasz RYMANIAK

### **THE EVALUATION HYDROGEN ENRICHMENT OF DIESEL IN TERMS CHANGES OF ENVIRONMENTAL PERFORMANCE ENGINE IGNITION**

The article presents the results of the research and the analysis of changes of ecological indicators test engine ignition dually fueled (diesel with the addition of hydrogen). Dual power was to provide an alternative fuel into the intake manifold and the use of auto-ignition diesel dose, determined in each case for a given load and speed. The study was conducted on jednocyndrowym, stationary diesel engine and equipped with a Common Rail, which delivered a dose of initiating ignition of diesel fuel with a standard power supply. Alternative fuel (hydrogen) was supplied to the intake manifold. On this basis, including load characteristics, the same parameters of the power supply unit with standard diesel and dual-fuel, diesel and alternative fuels. The first stage included a preliminary study carried out on a bench motor, powered by diesel. The next phase of the research was extended to co-diesel and hydrogen. The results of the research work effectively denied the opportunity to improve the emission rates of hydrogen współzasilaniu resulting from the diesel engine, the relationship between the indicated values under consideration.

*Key words: combustion engine, emission, co, hydrogen, gaseous fuels*

### **Ocena wzbogacania oleju napędowego wodorem w aspekcie zmian parametrów ekologicznych silnika o zapłonie samoczynnym**

W artykule przedstawiono wyniki badań i dokonano analizy zmian wskaźników ekologicznych silnika badawczego o zapłonie samoczynnym zasilanego dwupaliwowo (olejem napędowym z dodatkiem wodoru). Zasilanie dwupaliwowe polegało na dostarczeniu paliwa alternatywnego do kanału dolotowego i wykorzystaniu samozapłonu dawki oleju napędowego, określanej każdorazowo dla danego obciążenia i prędkości obrotowej. Badania przeprowadzono na jednocyndrowym, stacjonarnym silniku o zapłonie samoczynnym wyposażonym w układ zasilania typu Common Rail, którym dostarczano dawkę oleju napędowego inicjującą zapłon przy zasilaniu standardowym. Paliwo alternatywne (wodór) dostarczane było do kolektora dolotowego. Na tej podstawie sporządzono charakterystyki obciążeniowe obejmujące te same parametry pracy jednostki przy zasilaniu standardowo olejem napędowym oraz dwupaliwowo, olejem napędowym i paliwem alternatywnym. Pierwszy etap obejmowały badania wstępne przeprowadzone na stanowisku silnikowym, zasilanym olejem napędowym. Kolejną fazę badawczą rozszerzono o współspalanie oleju napędowego z wodorem. Przedstawione w pracy rezultaty badań zaprzeczyły możliwość skutecznej poprawy wskaźników emisyjnych powstałych przy współzasilaniu wodorem silnika o zapłonie samoczynnym, wskazano zależności pomiędzy rozpatrywanymi wielkościami.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, emisja, współspalanie, wodór, paliwa gazowe*

Jarosław MARKOWSKI  
Jacek PIELECHA  
Jerzy MERKISZ  
Mateusz NOWAK

PTNSS–2015–3375

**ASSESSMENT OF THE RELATIVE POWER  
OUTPUT OF THE SPARK-IGNITION ENGINE  
BASED ON THE VALUES OF THERMODYNAMIC  
PARAMETERS OF EXHAUST  
AND THE CRANKSHAFT ROTATION SPEED**

During the research of exhaust emission under operating conditions of means of transport the engine's parameters are highly useful information. That information is used to define values of the engine load during the operation of the means of transport. In most vehicles produced nowadays the information from diagnostic systems is used for this purpose. The other hand, emissions testing of harmful compounds from piston engines used in small aircrafts is difficult because not all aircraft are equipped in on-board flight data recorders. Therefore, in the area of emissions from aircraft piston engines appeared the necessity of creation tool allowing evaluation engine load during the measurements under operating conditions. The article includes an algorithm for the assessment of the load values of aircraft's spark-ignition engines based on exhaust gas temperature and rotation speed of the crankshaft.

*Key words: gasoline engine, load engine, power output, exhaust gas temperature*

**Ocena względnej mocy użytecznej silnika o zapłonie  
iskrowym na podstawie wartości parametrów  
termodynamicznych spalin i prędkości obrotowej wału  
korbowego**

Podczas badań emisji związków szkodliwych spalin w warunkach eksploatacji środków transportu przydatne są informacje dotyczące parametrów pracy silnika. Informacje te wykorzystywane są do zdefiniowania m.in. wartości obciążenia silnika podczas eksploatacji środka transportu. W większości pojazdów produkowanych obecnie wykorzystuje się do tych celów informacje z systemów diagnostycznych. Natomiast w badaniach emisji związków szkodliwych z silników tłokowych stosowanych w małych samolotach jest to utrudnione, ponieważ nie wszystkie samoloty są wyposażone w pokładowe rejestratory parametrów lotu. Dlatego w przeprowadzonych badaniach emisji zanieczyszczeń z tłokowych napędów samolotów poszukiwano narzędzia, umożliwiającego dokonanie oceny obciążenia silnika podczas prowadzonych pomiarów w warunkach eksploatacji. W artykule przedstawiono propozycję algorytmu dotyczącego oceny wartości obciążenia tłokowego silnika lotniczego o zapłonie iskrowym na podstawie wartości temperatury spalin i prędkości obrotowej wału korbowego.

*Słowa kluczowe: silnik benzynowy, obciążenie silnika, moc użyteczna, temperatura spalin*

Lukasz GRABOWSKI  
Michał GĘCA  
Michał BIAŁY

PTNSS–2015–3379

**THE CITY BUS MODEL IN AVL CRUISE  
SOFTWARE**

The article presents, developed in the AVL Cruise, a model of a city bus. CRUISE is AVL's vehicle and powertrain system level simulation tool. The object of the study was the city bus Mercedes Conecto LF equipped with a diesel engine OM926LE. Powertrain included, among others, with a four-hydrokinetic trans-mission. The aim of this study was to develop a model of the bus powertrain system and perform simulation. While working benefited from the sub-models available in the program by entering only the parameters corresponding to a tested vehicle. Simulation studies were carried out using a bus model SORT 2 cycle base, representing different traffic conditions reflecting the present operating conditions for a typical urban route. The article includes obtained engine power, vehicle speed, fuel consumption and carbon dioxide emissions. The engine generating mechanical power in the range of 0 to 70% of the nominal power emitted average of 15.3 kg/h CO<sub>2</sub>.

*Key words: city bus, diesel engine, fuel consumption, simulation research*

**Model autobusu miejskiego w programie AVL  
CRUISE**

W artykule przedstawiono, opracowany w programie AVL Cruis, model autobusu miejskiego. AVL Cruise jest oprogramowaniem do symulacji układu napędowego pojazdu. Obiektem badań był autobus miejski Mercedes Conecto LF wyposażony w silnik o zapłonie samoczynnym OM926LE. Układ przeniesienia napędu zawiera m.in. czterobiegową hydrokinetyczną skrzynię biegów. Celem niniejszej pracy było opracowanie modelu układu napędu autobusu oraz wykonanie obliczeń. Podczas przygotowania symulacji skorzystano z podmodeli dostępnych w programie wprowadzając parametry pojazdu. Badania symulacyjne przeprowadzono dla modelu autobusu wykorzystując cykl bazowy SORT 2, reprezentujący różne warunki ruchu i odzwierciedlający warunki eksploatacji występujące dla typowej trasy miejskiej. W artykule przedstawiono moc silnika, prędkość pojazdu, godzinowe zużycie paliwa oraz emisję dwutlenku węgla. Silnik generując moc mechaniczną w przedziale od 0 do 70% mocy nominalnej średnio emitował 15.3 kg/h dwutlenku węgla.

*Słowa kluczowe: autobus miejski, silnik diesla, zużycie paliwa, badania symulacyjne*

Jerzy MERKISZ  
Maciej SIEDLECKI  
Andrzej ZIÓLKOWSKI  
Paweł FUĆ  
Piotr LJJEWSKI

PTNSS–2015–3380

## METHODS OF REDUCING EMISSION FROM HDV EURO VI ENGINES

The introduction of Euro VI resulted in a further reduction in toxic emission limits for HDV engines. Methods of meeting the existing standards are a kind of a compromise in reducing the amount of toxic elements and harmful exhaust gases. A particular problem for manufacturers is the reduction of emissions of nitrogen oxides. This article presents methods of reducing the emissions of this compound, and other components of exhaust gases using the latest available methods. An overview of the solutions used by manufacturers of various engines that meet the Euro VI standard used in HDVs was described.

*Key words: emission, HDV, Euro VI*

### Metody ograniczenia emisji zanieczyszczeń z silników pojazdów HDV spełniających normę Euro VI

Wprowadzenie normy Euro VI spowodowało dalsze zmniejszenie limitów emisji związków toksycznych dla silników pojazdów HDV. Metody pozwalające na spełnienie obecnych norm są pewnego rodzaju kompromisem przy zmniejszaniu ilości składników toksycznych i szkodliwych gazów wylotowych. Szczególnym problemem dla producentów jest zmniejszenie emisji tlenków azotu. W artykule zaprezentowano metody ograniczania emisji tego związku oraz innych składników gazów wylotowych najnowszymi dostępnymi metodami pozasilnikowymi. Opisano przegląd rozwiązań stosowanych przez producentów różnych silników spełniających normę EURO VI montowanych w pojazdach ciężkich HDV.

*Słowa kluczowe: emisja, HDV, Euro VI*

Robert ROSZAK

PTNSS–2015–3383

## MODAL ANALYSIS OF THE STRUCTURE FOR CRANKSHAFT IN THE SHIP'S ENGINE FOR THE TWO CASES OF MASS BALANCER

The following paper presents the modeling and modal and rotor dynamic analysis performed for the engine crankshaft DeutzV12M540 for the two cases of mass balancer. The scope of work includes the following elements: modeling elements on the basis of technical documentation, prepare discrete models for numerical analysis, crankshaft with flywheel modal analysis for crankshaft with flywheel, dynamic analysis for for the initial conditions. The analysis was prepared for two cases of mass balancer.

*Key words: numerical analysis, crankshaft, ship's engine*

### Analiza numeryczna drgań własnych konstrukcji wału średnioobrotowego silnika okrętowego dla dwóch sposobów rozmieszczenia mas wyrównowazających

Praca przedstawia numeryczną analizę drgań własnych wału korbowego silnika okrętowego Deutz 12M540 dla dwóch konfiguracji mas wyrównowazających wynikających z konstrukcji wału. Praca zawiera: proces modelowania wału korbowego na podstawie dostarczonej dokumentacji, procedurę przygotowania modeli dyskretnych, definicję warunków początkowych, obliczenia i analizę wyników obliczeń. Obliczenia przeprowadzono dla pełnej konfiguracji mas wyrównowazających i ograniczonej wg. dostarczonej dokumentacji.

*Słowa kluczowe: wał korbowy silnika okrętowego, obliczenia numeryczne, analiza drgań własnych*

Marek BRZEŻAŃSKI

PTNSS–2015–3385

Przemysław MEŻYK

## STARTERS OF COMBUSTION ENGINES IN MILITARY VEHICLES

In military vehicles very important is starting system of combustion engines. Weather conditions and irregular usage of engines causes that auxiliary starters are necessary. With these systems engines have easier start and better protection against damage. An article presents several examples of engines' starters from military vehicles and conception of system which supports engine's start and warm up.

*Key words: engine's starter, starting system, military engine, thermal energy storage*

### Układy rozruchowe silników spalinowych w pojazdach wojskowych

W pojazdach wojskowych istotnym zagadnieniem jest rozruch silników spalinowych. Ze względu na warunki klimatyczne oraz nieregularne wykorzystywanie silników, poza standardowym rozrusznikiem często są one wyposażone w dodatkowe systemy wspomaganie rozruchu. Mają one za zadanie ułatwiać uruchomienie silnika oraz chronić silnik przed nadmiernym zużyciem czy zniszczeniem. W artykule zaprezentowano stosowane rozwiązania układów rozruchowych w pojazdach militarnych. Przedstawiono także koncepcję rozwiązania wspomagającego rozruch i fazę nagrzewania silnika.

*Słowa kluczowe: rozruch silnika, silnik wojskowy, akumulator ciepła*

Michał GĘCA

PTNSS–2015–3387

Miroslaw WENDEKER

Lukasz GRABOWSKI

## THE RESEARCH ON THE OPERATION OF ON-BOARD PHOTOVOLTAIC STRUCTURES INSTALLED IN A CITY BUS WITH A DIESEL ENGINE

This paper presents the results on the operation of the system of flexible photovoltaic panels installed on a roof of a city bus. Over day operation, the PV system supplies

electricity to electrical receivers and recharges batteries. The research was done for the Mercedes Conecto 12LF city bus fitted with a Euro IV standard diesel engine. The research covered various routes in Lublin over the year. The paper presents detailed electricity consumption in the bus which was accompanied by parallel electricity consumption measurements done on a stationary test stand with identical PV panels. The results on solar radiation and electricity generated on the roof of the bus were compared with those obtained from the stationary test stand. Over the year, the photovoltaic system installed on the roof of the bus received on average by 18.9% solar energy less than the identical system installed on a roof of a building. The energy balance which was supported by real research confirmed that 28% of on-board electricity consumption in a city bus can be replaced by solar energy, which leads to a reduced fuel consumption by about 3% and CO<sub>2</sub> emissions by about 1.8 tons per year.

*Key words: photovoltaic panel, diesel engine, electric energy consumption*

#### **Badania eksploatacyjne struktur fotowoltaicznych zamocowanych na pokładzie autobusu miejskiego z silnikiem diesla**

W artykule przedstawiono wyniki badań eksploatacyjnych systemu elastycznych paneli fotowoltaicznych zamocowanych na dachu autobusu miejskiego. W ciągu dnia system PV zasila elektryczne odbiorniki i doładowuje akumulatory. Obiektem badań był autobus miejski Mercedes Conecto 12LF wyposażony w silnik o zapłonie samoczynnym spełniający normę Euro IV. Badania zawierające różne trasy w Lublinie przeprowadzono w ciągu całego roku. Przedstawiono szczegółowe wyniki badań zużycia energii elektrycznej przez autobus. Równoległe pomiary trwały na stanowisku stacjonarnym wyposażonym w takie same panele PV. Pomiary wartości nasłonecznienia i ilości generowanej energii elektrycznej na dachu autobusu porównano z wartościami uzyskanymi ze stacjonarnego stanowiska. System fotowoltaiczny zamontowany na dachu autobusu odbiera średnio w ciągu roku o 18,9% mniej energii słonecznej, niż ten sam system zamontowany na dachu budynku. Bilans energii elektrycznej potwierdzony badaniami rzeczywistymi potwierdził, że 28% zużycia energii elektrycznej na pokładzie autobusu miejskiego może zostać zastąpione energią ze słońca. Prowadzi to do zmniejszenia zużycia paliwa o około 3% i emisji CO<sub>2</sub> o około 1,8 t rocznie.

*Słowa kluczowe: panel PV, silnik diesla, zużycie energii elektrycznej*

Antoni ISKRA  
Maciej BABIAK  
Emil WRÓBLEWSKI

PTNSS–2015–3391

#### **CHARACTERISTICS OF FRICTION LOSSES OF ALUMINIUM AND STEEL PISTONS FOR DIESEL ENGINE PASSENGER CAR**

This paper presents the design characteristics of car's diesel engine, simulation results of the friction loss and the oil film formation conditions for aluminum and steel pistons. High mechanical and thermal loads allow the aluminum alloys pistons to perform under acceptable stresses. Aluminum pistons are currently commonly used in most combustion engines. Their widespread use emerges from low weight, resilience to working condition and low cost of mass production. However, with further increasing of diesel engine's strain it might be required to use the steel pistons featuring greater durability and resilience to high temperature conditions.

*Key words: friction losses, aluminum piston, piston steel, oil film, combustion engine*

#### **Charakterystyka strat tarcia aluminiowych i stalowych tłoków dla silnika o zapłonie samoczynnym samochodu osobowego**

W artykule przedstawiono charakterystykę konstrukcji i wyniki symulacji strat tarcia oraz warunków tworzenia filmu olejowego dla tłoków aluminiowych i stalowych silnika o zapłonie samoczynnym samochodu osobowego. Duże obciążenia mechaniczne i termiczne sprawiają, że tłoki wykonane ze stopów aluminium pracują w warunkach naprężeń dopuszczalnych. Tłoki aluminiowe aktualnie stosowane są w większości konstrukcji silników spalinowych. Ich szerokie zastosowanie jest uwarunkowane niewielką masą, odpornością na warunki pracy w cylindrze oraz niski koszt wytwarzania w masowej produkcji. Jednak dalsze zwiększenie stopnia wysilenia silników ZS samochodów osobowych może wymagać zastosowania tłoków wykonanych ze stali, które charakteryzują się większą wytrzymałością i odpornością na wysoką temperaturę.

*Słowa kluczowe: straty tarcia, tłok aluminiowy, tłok stalowy, film olejowy, silnik spalinowy*

Jakub KALKE  
Paweł MAZURO  
Paweł SULIKOWSKI

PTNSS–2015–3392

#### **DEVELOPMENT OF THE NUMERICAL SCAVENGING PROCESS ANALYSIS IN OPPOSED-PISTON ENGINES**

The power and overall efficiency of two-stroke engines are strongly dependent by scavenging efficiency, thus optimization of this process is vital to performance. Main aim of this article is to show the potencial of combining different engineering tools to substantially speed-up the conception verification phase of various scavenging systems. The suggested algorithm uses a variety of programming languages to interconnect commercial (in this case Ansys Workbench, Siemens NX, MathWorks Matlab, Microsoft Excel) and non-commercial packages (Cantera) to get the most important information as soon as possible. Presented tools cover 0-D combustion proc-

ess model (with desired exhaust gases concentration), geometry division and meshing, automated solver-setting and numerical-data postprocessor, prepared especially for piston ported valves. A simple evaluation of time savings by using proposed method was conducted. Last part is a critical sum-up of presented method and pointing out some interesting directions of development, concerning co-simulation with 1D software and more sophisticated combustion modeling.

*Key words:* scavenging, opposed-piston engine, scripting, efficiency

#### **Rozwinięcie metody analizy numerycznej wymiany ładunku w silnikach o tłokach przeciwbieżnych**

Moc i sprawność całkowita silników dwusuwowych jest silnie zależna od sprawności wymiany ładunku, dlatego też optymalizacja tego procesu jest krytyczna z punktu widzenia wydajności. Głównym celem tego artykułu jest pokazanie potencjału łączenia ze sobą różnych narzędzi inżynierskich w celu znacznego przyspieszenia fazy koncepcyjnej weryfikacji różnych systemów wymiany ładunku. Proponowany algorytm postępowania używa różnorodnych języków programowania do łączenia komercyjnych (w tym przypadku Ansys Workbench, Siemens NX, MathWorks Matlab, Microsoft Excel) i niekomercyjnych pakietów (Cantera) by uzyskać najważniejsze informacje tak wcześnie jak jest to możliwe. Proponowane narzędzie obsługuje model 0-wymiarowy procesu spalania (z zadany m stężeniem gazów wylotowych), podziału geometrii i dyskretyzacji przestrzennej, zautomatyzowanego ustawiania programu obliczeniowego i postprocesora do danych numerycznych, przygotowanych specjalnie dla rozrządu sterowanego tłokami. Przeprowadzono prostą ocenę zaoszczędzonego czasu dzięki zaproponowanej metodzie postępowania. Ostatnia część jest krytycznym podsumowaniem zaproponowanej metody i wskazuje pewne ciekawe kierunki rozwoju takie jak kodymulator z programami 1D oraz bardziej zaawansowane modelowanie spalania.

*Słowa kluczowe:* wymiana ładunku, silnik o tłokach przeciwbieżnych, skryptowanie, sprawność

Piotr BOGUŚ

Rafał GRZESZCZYK

Adam WRONA

Mateusz DEDO

Jerzy MERKISZ

Jarosław MARKOWSKI

Marek WALIGÓRSKI

PTNSS-2015-3396

#### **NUMERICAL ANALYSIS OF THE REACTIVE CYLINDER VIBRATION SIGNAL CAUSED BY FUEL STREAM IN TERMS OF USING OBTAINED RESULTS TO EVALUATE THE FITNESS OF THE INJECTOR**

This article presents the results of an innovative method of diagnosing the injector based on an analysis of the

vibration signal reflecting the process of fuel injection process from diesel engine injectors. Analysis of the available solutions showed that the current diagnostic methods of the injectors on automotive market is inadequate. The aim of the study was to obtain reliable and cheap method for correct and complete diagnosis of functional characteristics of the injector. In order to verify the methods, a test stand was developed, whose design was adapted to the assumptions of measurement.

As part of the study the vibration signal for the fuel injection process and the different operating states of the injector diesel engine was analyzed. The study also reflects the changes in the parameters of his operation, in order to build a functional dependencies of vibroacoustic measurement process of selected working conditions of the injector. Numerical analysis of the signals was made in the time domain, the process and the frequency transformation using Fast Fourier Transformation.

*Key words:* injector, diagnosis, vibration signal, spray

#### **Analiza numeryczna sygnału drganiowego tulei reakcyjnej wywołanego rozpyloną strugą paliwa w aspekcie wykorzystania uzyskanych wyników do oceny zdolności wtryskiwacza**

W artykule przedstawiono wyniki badań innowacyjnej metody diagnozowania wtryskiwaczy opartej na analizie sygnału drganiowego odzwierciedlającego proces wtrysku paliwa z wtryskiwaczy silnika ZS. Analiza dostępnych rozwiązań wykazała, że obecne na rynku motoryzacji metody diagnozowania wtryskiwaczy są niewystarczające. Celem badań było uzyskanie niezawodnej i taniej metody pozwalającej na pełną diagnozę oceny poprawności charakterystyk funkcjonalnych wtryskiwacza. W celu weryfikacji metody opracowano stanowisko badawcze, którego projekt dostosowano do przyjętych założeń pomiarowych.

W ramach pracy dokonano analizy sygnału drganiowego dla procesu wtrysku paliwa i różnych stanów eksploatacyjnych wtryskiwacza silnika ZS. W ramach badań odzwierciedlano również zmiany parametrów jego pracy, tak by zbudować zależności funkcyjne miar procesu wibroakustycznego od wybranych warunków pracy wtryskiwacza. Analizy numerycznej sygnałów dokonano w dziedzinie czasu, wartości procesu i częstotliwości, z zastosowaniem szybkiej transformacji Fouriera.

*Słowa kluczowe:* wtryskiwacz, diagnostyka, sygnał wibroakustyczny, rozpylenie

Piotr BOGUŚ

Rafał GRZESZCZYK

Adam WRONA

Mateusz DEDO

Jerzy MERKISZ

Jarosław MARKOWSKI

Marek WALIGÓRSKI

PTNSS-2015-3397

### THE POSSIBILITY OF APPLYING WAVELET ANALYSIS FOR DIAGNOSTICS OF THE VALIDITY OF INJECTION PROCESS OF DIESEL ENGINE FUEL INJECTOR BASED ON SELECTED PARAMETERS OF THE REACTIVE CYLINDER VIBRATION PROCESS

This work concerns the possibility of diagnosing the technical fitness of the diesel engine fuel injector, at the basis of which is a more accurate assessment of changes in operating characteristics of the injector and validity of fuel injection process. Failure ratings of this strategic element of the engine supply system is important both from the point of view of the accuracy of work processes carried out in the engine, evaluation of the efficiency of individual components and assemblies over the life of a technical object (also compatible with current and future requirements for on-board diagnostics OBD) and safety of tasks performed by the vehicle in specific road conditions. It is therefore important to search for increasingly accurate and comprehensive diagnostic tools for the evaluation of engine components. The analysis presented in frequency and time domains using a wavelet transformation DWT allowed for the evaluation of the signal properties and isolating the structural elements of the fuel injection process carried out on the developed and constructed test bench for different variables of the injection process. With this analysis, it was possible to build a functional relation between the parameters of the fuel injection and its technical performance and the estimates of the vibro-acoustic process in the time and frequency domains by DWT analysis.

*Key words: diagnostics, vibration signal, fuel injection, wavelet analysis*

#### Możliwości zastosowania analizy falkowej do diagnostyki poprawności procesu wtrysku paliwa z wtryskiwacza silnika ZS w oparciu o wybrane parametry procesu drganiowego tulei reakcyjnej

Niniejsza praca dotyczy możliwości diagnozowania zdolności technicznej, wtryskiwacza silnika ZS, u podstaw której jest coraz dokładniejsza ocena zmian charakterystyk eksploatacyjnych wtryskiwacza i poprawności procesu wtrysku paliwa. Ocena niesprawności tego strategicznego elementu układu zasilania silnika jest istotna zarówno z punktu widzenia poprawności procesów roboczych realizowanych w silniku, oceny sprawności poszczególnych elementów i podzespołów w całym okresie eksploatacji obiektu technicznego (również zgodnego z obecnymi i przyszłymi wymaganiami dla diagnostyki pokładowej OBD), jak i bezpieczeństwa realizowanych zadań przez dany pojazd dla konkretnych warunków drogowych. Stąd tak ważne jest poszukiwanie narzędzi coraz dokładniejszej i pełnej oceny diagnostycznej elementów silników. Prezentowana analiza w dziedzinie czasu i częstotliwości z zastosowaniem transformacji falkowej DWT umożliwiła

ocenę własności sygnału i wyodrębnienia ich elementów strukturalnych dla procesu wtrysku paliwa realizowanego na opracowanym i zbudowanym stanowisku badawczym dla różnych zmiennych procesu wtrysku. Dzięki tej analizie możliwe było zbudowanie zależności funkcyjnych między parametrami procesu wtrysku paliwa i jego sprawności technicznej a estymatami procesu wibroakustycznego w dziedzinie czasu i częstotliwości przy zastosowaniu analizy DWT.

*Słowa kluczowe: diagnostyka, sygnał wibroakustyczny, wtrysk paliwa, analiza falkowa*

Andrzej SUCHETA

PTNSS–2015–3399

### THE EFFECT OF OXYGEN ENRICHMENT OF DEPLETED AIR ON EQUILIBRIUM GAS COMPOSITION IN COMBUSTION PRODUCTS AND SELECTED PARAMETERS OF THE THEORETICAL OTTO CYCLE

The study analyzed the rescue vehicle designed to temporary work in depleted air, which the air supply system was equipped with an oxygen pressure vessel and mixer to maintain an oxygen concentration of 21% in the oxidizing gas mixture supplied to the engine. Was given the methodology for determining the equilibrium combustion products composition (in the expansion stroke) resulting from the combustion of fuel  $C_aH_bO_cN_d$  in the gas oxidation mixture of known composition. Paper presents the results of sample calculations of selected parameters of the theoretical Otto cycle for the methane as fuel, depending on the composition of the oxidation mixture and the given equivalence ratio.

*Key words: internal combustion engine, Otto cycle, equilibrium*

#### Wpływ wzbogacania tlenem zubożonego powietrza na równowagowy skład spalin oraz wybrane parametry teoretycznego cyklu Otto

W pracy poddano analizie pojazd ratowniczy przystosowany do pracy w zubożonym powietrzu, którego układ zasilania powietrzem został zaopatrzony w zbiornik tlenu i mieszalnik zapewniający utrzymanie koncentracji tlenu 21% w gazowej mieszaninie utleniającej doprowadzanej do silnika. Została podana metoda wyznaczania składu równowagowego spalin w przemianie ekspansji powstałych ze spalania paliwa o składzie  $C_aH_bO_cN_d$  w gazowej mieszaninie utleniającej o znanym składzie. Przedstawiono wyniki przykładowych obliczeń wybranych parametrów teoretycznego obiegu Otto dla metanu jako paliwa, zadanego współczynnika stechiometrycznego w zależności od składu mieszaniny utleniającej.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, obieg Otto, równowaga chemiczna spalin*

### THE IMPACT OF DESIGN PARAMETERS OF INJECTION DUCTS ON GAS SUPPLY IN THE SPARK-IGNITION ENGINE

This paper presents the research results on gas inlet pressure. Varied configurations of an injection system (varied duct diameters and lengths) and selected engine loads were investigated. The results were studied to specify how the desired time of a pulse to control an injector to provide a correct dose of gas is impacted by an internal diameter and length of injection ducts connecting a pulse gas injector and an inlet duct as well as a diameter of an injection nozzle installed at an intake duct wall. The significance of discrepancies in the mean values of the measurements was investigated and showed that gaseous and dynamic processes in a gas ducts can differ. Accordingly, as regarded engine design parameters, the course of injection in spark-ignition engines and thus the control error of mixture composition are impacted. Our study demonstrates that with increasing duct lengths and decreasing nozzle diameters, the time to inject gaseous fuels can be longer in relation to the time to inject gaseous fuels if an injector is directly connected to the intake duct.

*Key words: combustion engine, propane-butane supply, gas piping*

### Wpływ parametrów konstrukcyjnych przewodów wtryskowych na proces zasilania gazem silnika o zapłonie iskrowym

W artykule przedstawiono wyniki badań ciśnienia w przewodzie gazowym. Badania wykonano dla różnych konfiguracji układu wtryskowego (średnica i długość przewodu) oraz wybranych warunków obciążenia silnika. Uzyskane wyniki poddano analizie pod kątem wpływu wartości średnicy wewnętrznej i długości przewodu gazowego łączącego impulsowy zawór gazu z przewodem dolotowym oraz wartości średnicy dyszy wtryskowej zamocowanej w ścianie przewodu dolotowego silnika na potrzebną wartość czasu impulsu sterującego wtryskiwaczem, gwarantującą podanie odpowiedniej dawki paliwa gazowego. Przeprowadzona analiza istotności różnic wartości średnich wykonanych pomiarów wykazała zróżnicowanie procesów gazodynamicznych w przewodzie gazowym. Zróżnicowanie to w zależności od parametrów konstrukcyjnych wpływa na przebieg wtrysku w silniku o zapłonie iskrowym. Tym samym wpływa na błąd sterowania składem mieszanki. Na podstawie analizy wyników wykazano, że zwiększająca się długość przewodu i zmniejszająca się średnica dyszy powodują zwiększenie czasu wtrysku paliwa gazowego w stosunku do wartości czasu wtrysku wtryskiwacza bezpośrednio połączonego z przewodem dolotowym.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, zasilanie gazem propan-butan, przewody gazowe*

### NUMERICAL SIMULATION OF THE OPERATION CYCLE OF COMPRESSION-IGNITION ENGINE FED WITH PVO-DIESEL MIXTURE

The idea of the use of pure vegetable oil (PVO) for combustion in compression-ignition engines attracted scientific attention from the very beginning of engines of that type. Nowadays, a possibility of the decentralised production of fuel for transportation/mobility sector has triggered a growing interest in PVO. Modern software is a powerful research tool for modelling processes within an engine's cylinder. It enables an analysis of the crucial operating parameters of the engine and consequently the prediction of further modification needed to optimise the work performance. We conducted numerical simulations using the Computational Fluid Dynamics (CFD) to analyse engine's operation under various configurations and fuel properties: injection angle, a compression rate of fuel and air, different mixture proportions of PVO with conventional diesel, to obtain characteristics compared to the reference (diesel) combustion. The results are crucial for future modification of selected engine type for the use of PVO as alternative fuel or biocomponent.

*Key words: vehicle drive system, dual-mass flywheel, research*

### Analiza numeryczna cyklu roboczego silnika wysokoprężnego zasilanego mieszaniną oleju napędowego i roślinnego

Zasilanie silników wysokoprężnych olejami pochodzenia roślinnego jest zagadnieniem analizowanym od samego początku istnienia tego rodzaju źródła napędu. Nabiera szczególnej wagi w czasie decentralizacji produkcji paliwa do zastosowań transportowych. Ciągły rozwój możliwości oprogramowania służącego modelowaniu procesów zachodzących w obrębie cylindra silnika pozwala na szybszą analizę istotnych wskaźników pracy, na podstawie których możliwa będzie docelowa adaptacja współczesnych konstrukcji do zasilania olejem roślinnym. Przeprowadzono obliczenia numeryczne cyklu roboczego silnika w oprogramowaniu wykorzystującym metodę objętości skończonych w numerycznej mechanice płynów. Analizie poddano mieszaniny o różnym składzie procentowym olej napędowy / olej roślinny. Sterowano parametrami układu zasilania paliwem i powietrzem, tj. kątem wtrysku, ciśnieniem zasilania paliwem i powietrzem w celu zbliżenia wskaźników roboczych do poziomu zasilania olejem napędowym, które uznano za wyjściowe. Tego typu działanie miało na celu opracowanie wytycznych procesu adaptacji wybranego typu silnika do zasilania domieszką biokomponentu w postaci czystego oleju roślinnego.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, paliwa alternatywne, olej rzepakowy, badania symulacyjne*

Grzegorz PRZYBYŁA  
Shashank NAGARAJA

PTNSS-2015-3402

### EXPERIMENTAL STUDY ON PERFORMANCE AND EMISSION CHARACTERISTICS OF LEAN BURN SI ENGINE FUELLED WITH HYDROGEN METHANE BLENDS

An experimental study on the performance and exhaust emissions of a spark ignition engine fueled with methane ( $\text{CH}_4$ )-hydrogen ( $\text{H}_2$ ) blends was carried out at a constant speed of 1500 rpm and fixed excess air ratio ( $\lambda$ ) of 1.5. The tests were carried out for pure methane and 2 blends (93% (by vol.)  $\text{CH}_4$  + 7% (by vol.) of  $\text{H}_2$ , 77% (by vol.)  $\text{CH}_4$  + 23% (by vol.) of  $\text{H}_2$ ) at part load conditions in a naturally aspirated, three cylinder engine with a compression ratio of 9.3:1. The effects of hydrogen addition was studied at various spark timing and it is observed that the Maximum Brake Torque timing (MBT) retarded with increase in concentration of hydrogen. The coefficient of variation in indicated mean effective pressure ( $\text{COV}_{\text{imep}}$ ) decreases in blends, indicating stable combustion with hydrogen enrichment. A decrease in burn duration is observed and the crank angle at which peak pressure occurred, is tending towards top dead center (TDC) with increase in concentration of hydrogen due to higher laminar flame speed of the mixture enriched with hydrogen. In case of blends, specific emissions of carbon monoxide (CO) and unburned hydrocarbons (HC) decreases. However, there is considerable increase in specific emissions of oxides of nitrogen ( $\text{NO}_x$ ).

*Key words:* IC engine, hydrogen, indicated efficiency, specific emissions

### Badania silnika spalinowego ZI zasilanego nadstechiometryczną mieszkanką metanu z wodorem

Przeprowadzono badania eksperymentalne energetycznych parametrów pracy silnika spalinowego ZI oraz jego oddziaływania na środowisko naturalne podczas zasilania mieszkanką metanu z wodorem. Analizowano pracę silnika podczas spalania mieszkanki ubogiej ( $\lambda = 1.5$ ) przy stałej prędkości obrotowej wynoszącej 1500 obr/min. Badania wykonano dla zasilania czystym metanem oraz dwiema mieszkankami o różnym udziale objętościowym wodoru tj. 7%  $\text{H}_2$ , 93%  $\text{CH}_4$  oraz 23%  $\text{H}_2$ , 77%  $\text{CH}_4$ . Badano wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg procesu spalania. Zaobserwowano, że optymalna wartość kąta wyprzedzenia zapłonu zmniejsza się dla wyższej zawartości wodoru w mieszance palnej. Ponadto wskaźnik sygnalizujący poziom niepewtarzalności pracy indykowanej w kolejnych cyklach roboczych osiąga niższe wartości dla mieszanek wzbogaconych wodorem, co oznacza stabilniejszy przebieg procesu spalania. Spalanie mieszanek metanu z wodorem prowadzi do nieznacznego ograniczenia emisji CO oraz HC, natomiast wielkość emisji  $\text{NO}_x$  rośnie za sprawą wyższej temperatury spalania dla mieszkanki  $\text{CH}_4$ ,  $\text{H}_2$ .

*Słowa kluczowe:* silnik spalinowy ZI, wodór, sprawność indykowana, wskaźniki emisji

Mateusz SZCZECIŃSKI  
Paweł MAZURO  
Wojciech SKROBEK

PTNSS-2015-3404

### SCAVENGING PROCESS CFD COMPUTATIONS IN A TWO STROKE OPPOSED-PISTON ENGINE

Two stroke opposed piston engines increasingly attract an interest among the research centers around the world. This engine architecture has a long story and renaissance of its interest is associated with a wide gamut of benefits they offer. The uniflow cylinder scavenging is definitely one of them. This paper presents a modeling process of the in-cylinder gas exchange as a part of the research engine timing system design. In addition, it highlights dependencies between the timing system design parameters and the scavenging quality factors. Finally, the article demonstrates numerical simulation results and takes into consideration main challenges in the piston ported timing system designing.

*Key words:* cylinder scavenging, opposed-piston engine

### Obliczenia numeryczne wymiany ładunku w silniku dwusuwowym z przeciwbieżnym układem tłoków

Dwusuwowe silniki tłokowe z przeciwbieżnym układem tłoków coraz częściej budzą zainteresowanie ośrodków badawczych na całym świecie. Konstrukcje te mają długą historię, a renesans zainteresowania związany jest z szeroką gamą zalet, które oferują. Jedną z nich jest wzdłużny system płukania cylindra. W artykule przedstawiono proces modelowania wymiany ładunku jako część projektu układu rozrządu badawczego silnika z przeciwbieżnym układem tłoków. Omówiono parametry, których zmiana pozwala kontrolować zastosowane kryteria jakości płukania. Przedstawiono wyniki symulacji numerycznych oraz podkreślono główne wyzwania czekające na konstruktorów projektujących układ rozrządu w podobnej konstrukcji.

*Słowa kluczowe:* wymiana ładunku w cylindrze, silnik z przeciwbieżnym układem tłoków

Adrian CHMIELEWSKI  
Kamil LUBIKOWSKI  
Jędrzej MĄCZAK  
Krzysztof SZCZUROWSKI

PTNSS-2015-3410

### GEOMETRICAL MODEL OF COGENERATION SYSTEM BASED ON A 1 MW GAS ENGINE

In the previous year in December has been adopted by the European Commission a new budget for the Operational Programme "the Infrastructure and Environment", where for the Polish intended is close to 32 mld Euro for environmental investment. This program focuses on improving the attractiveness of our country and the development of energy efficient technologies. Especially important in this context become the energy recovery

systems and increase the efficiency of converting energy with simultaneously reducing emissions of pollutions to the environment. The European Directive 2009/28/EC of April 2009 set out the requirements for the EU Member States on the case of the promotion of the use of energy from renewable sources.

In the article Authors have focused on geometrical modelling of cogeneration system based on internal combustion engine powered by fuel produced from landfill. Authors was realise geometrically model of energy recovery system used waste heat from engine (Gas Engine), transforming them into electrical energy using a thermoelectric generator (TEG – called Thermoelectric Generators) which use semiconductor technology. The paper presents the results of temperature tests on the surface of the gas engine and the exhaust system.

*Key words: cogeneration energy, exhaust system, combustion engine, thermoelectric generator*

#### **Model geometryczny układu kogeneracyjnego opartego na silniku gazowy 1 MW**

W poprzednim roku w grudniu został przyjęty przez Komisję Europejską nowy budżet programu operacyjnego "Infrastruktura i Środowisko", gdzie dla Polski przewidziane jest blisko 32 mld Euro na inwestycje proekologiczne. Program ten skupia się na poprawie atrakcyjności naszego kraju oraz rozwoju efektywnych energetycznie technologii. Szczególnie ważne w tym kontekście stają się układy odzyskiwania energii i zwiększania efektywności transformacji energii przy jednoczesnym zmniejszeniu emisji zanieczyszczeń do środowiska. W dyrektywie europejskiej nr 2009/28/WE z kwietnia 2009 roku określono wymagania stawiane państwom członkowskim UE w sprawie promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych.

W artykule Autorzy skupili się na zamodelowaniu geometrycznym układu kogeneracyjnego bazującego na silniku spalinowym zasilanym paliwem produkowanym z wysypiska śmieci. Autorzy zamodelowali geometrycznie układ odzyskiwania energii wykorzystujący ciepło odpadowe silnika (silnik gazowy), przekształcając je na energię elektryczną za pomocą termoelektrycznych generatorów (TEG – *thermoelectric generators*), wykorzystujących technologię półprzewodnikową. W niniejszej pracy przedstawiono także wyniki badań temperaturowych na powierzchni silnika gazowego oraz układu odprowadzania spalin.

*Słowa kluczowe: kogeneracja energii, układ odprowadzania spalin, silnik spalinowy, generator termoelektryczny*

Marek IDZIOR  
Edward CZAPLIŃSKI

PTNSS–2015–3411

#### **THE RESEARCH INTO THE INFLUENCE OF THE TECHNICAL CONDITION OF MOTOR VEHICLES IN OPERATION ON EXHAUST POLLUTANT EMISSIONS**

The article presents selected aspects of the impact of the technical condition of category PC (passanger cars) vehicles, operating in the country, on the basis of emission measurements of gases from exhaust systems. The paper presents the results received from mandatory periodic vehicle inspections. It shows the influence of both the usage time and mileage on the durability of elements that limit these emissions in selected groups of vehicles.

*Key words: CO emissions, motor vehicles, vehicle inspections*

#### **Badania wpływu stanu technicznego eksploatowanych pojazdów samochodowych na emisję szkodliwych składników spalin**

W artykule przedstawiono analizę stanu ilościowego pojazdów samochodowych w Polsce, aspekty prawne określające dopuszczalne wartości emisji spalin. W pracy przedstawiono wyniki badań uzyskanych w obowiązkowych okresowych badaniach kontrolnych. Przedstawiono wpływ zarówno czasu użytkowania, jak i przebiegu pojazdów na trwałość elementów ograniczających tę emisję w wybranych grupach pojazdów.

*Słowa kluczowe: emisja CO samochody osobowe, kontrola pojazdów*

Stanisław POLANOWSKI

PTNSS–2015–3412

#### **APPROXIMATION OF THE TABLES OF THE AIR MOLAR SPECIFIC HEAT OF THE DRY AIR IN THE RANGE OF COMPRESSION**

The paper presents a methods for identifying models approximating two-dimensional Lemmon thermodynamic tables of the molar specific heat of the air in the temperature range 300 to 2000 K and pressures 0.101325 to 20 MPa. Generally for this purpose was used the method of least squares and minimization of the maximum deviations. Considered models are linear combinations of basic functions. There are considered two-dimensional polynomials complete and incomplete higher degrees and combinations of any of basic functions. Also there is analyzed a model based on the approximation of the contour lines for  $p = \text{idem}$  and  $T = \text{idem}$ . This allowed to emerge basis functions corresponding to the nature of the approximated data. The elaborated formulas allow calculation of the specific heat at constant pressure and at constant volume value in the above ranges of pressures and temperatures with errors of no more than 0.083% of the table values.

*Key words: specific heat of dry air, table approximation by formula*

#### **Aproksymacja tablic molowego ciepła właściwego powietrza suchego dla zakresu sprężania**

W referacie przedstawiono metody wyłonienia modeli aproksymujących dwuwymiarowe tablice termodynamiczne Lemmona ciepła właściwego powietrza w zakresie temperatury 300–2000 K i ciśnień 0,101325–20 MPa. Rozpatrzono

dwuwymiarowe modele wielomianowe oraz kombinacje liniowe wielomianów i innych funkcji elementarnych, stosując metodę najmniejszych kwadratów oraz minimalizację maksymalnych odchyżeń. Najskuteczniejszym okazał się model bazujący na aproksymacji warstwicowej dla  $p = \text{idem}$  i  $T = \text{idem}$  z zastosowaniem członów mających charakter poprawek wirialnych. Opracowane wzory umożliwiają obliczanie wartości molowego ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu i stałej objętości w podanych wyżej przedziałach ciśnienia i temperatur z błędami nie większymi od 0,083% wartości tablicowej.

*Słowa kluczowe:* przybliżenie tablic wzorami, ciepło właściwe powietrza suchego

Jerzy MERKISZ  
Maciej BAJERLEIN  
Lukasz RYMANIAK  
Maciej SIEDLECKI

PTNSS–2015–3414

#### DEVELOPMENT OF ROAD TEST TO EVALUATE THE FUEL CONSUMPTION IN THE URBAN CYCLE FOR CITY BUSES EQUIPPED WITH HYBRID POWERTRAIN

This paper discusses results of research carried out under real operating conditions, which used to develop new drive test reflecting urban operating conditions. The measurements were performed for the bus with serial hybrid powertrain on the streets of Poznan agglomeration. Data on the working conditions of the vehicle in traffic were analyzed statistically. Based on the of the collected data, the guidelines for driving test intended to evaluate fuel consumption in the urban cycle for buses equipped with alternative powertrains. Average values of acceleration and velocity were assumed cycle in the confidence levels developed for the real operating conditions. The paper presents the structure of the test, including the movement parameters depending on the time interval. In addition, the paper discusses the guidelines for the implementation of the test.

*Key words:* combustion engine, bus, hybrid powertrain, PEMS

#### Opracowanie testu jezdnyego do oceny zużycia paliwa w cyklu miejskim dla autobusów wyposażonych w napędy hybrydowe

W artykule omówiono wyniki badań zrealizowanych w rzeczywistych warunkach eksploatacji, na podstawie których opracowano test jezdny odwzorowujący miejskie warunki eksploatacji. Pomiarów wykonano dla autobusu z szeregowym napędem hybrydowym na ulicach aglomeracji poznańskiej. Uzyskane wyniki pomiarów zarejestrowane w warunkach drogowych poddano analizie statystycznej. Na podstawie zebranych danych opracowano wytyczne dla testu jezdnyego przeznaczonego do oceny zużycia paliwa w cyklu miejskim dla autobusów wyposażonych w napędy alternatywne. Średnie wartości przyspieszeń i prędkości przygotowanego cyklu mieszczą się w założonych pozio-

mach ufności opracowanych dla przejazdu rzeczywistego. W artykule przedstawiono dokładny przebieg testu, w którym zaprezentowano zależność parametrów ruchu od przedziału czasowego. Ponadto w pracy omówiono wytyczne dotyczące realizacji testu.

*Słowa kluczowe:* silnik spalinowy, autobus miejski, napęd hybrydowy, PEMS

Wojciech BUESCHKE  
Krzysztof WISŁOCKI

PTNSS–2015–3415

#### THE CONDITIONS EVALUATION OF ENGINE AND TURBOCHARGER INTERACTION ON PARTIAL LOADS IN CI ENGINE

The main paper aim is precisely identification of the processes and the quantitative evaluation of the reciprocal compression ignition engine and turbocharger influence in terms of partial loads and low engine speeds. The analysis was conducted on BorgWarner KP35 turbocharger and Fiat 1.3 JTD engine on the base of air and exhaust gasses balance and the power balance of turbine and compressor. The gain coming from the higher charge air density. In the discussed engine work area is relevantly reduced by the higher exhaust backpressure and therefore expansion lower loop on the indicator diagram. These conditions are typical for exploitation, so preferred is parameters improvement which directly leads to the reduction of fuel consumption in established operating points and also emissions reduction.

*Key words:* combustion engine, transient conditions, turbocharger

#### Ocena warunków współpracy turbosprężarki z silnikiem o zapłonie samoczynnym w warunkach obciążen częściowych

Celem artykułu było dokładniejsze rozpoznanie procesów i ilościowa ocena warunków współpracy silnika o zapłonie samoczynnym z turbosprężarką, w zakresie małych i średnich obciążen i prędkości obrotowych silnika. Analizę taką przeprowadzono dla obciążen częściowych na przykładzie turbosprężarki i jednostki napędowej typu Fiat 1.3 JTD w oparciu o bilans masy spalin i powietrza oraz bilans mocy turbiny i sprężarki. W omawianym obszarze charakterystyki ogólnej korzyści wynikające ze zwiększonej gęstości czynnika dostarczanego do cylindra są istotnie umniejszone stratami wynikającymi ze zwiększonego przeciwcisnienia wylotu, co skutkuje większym polem powierzchni dolnej pętli wykresu indykatorowego silnika. Ponieważ są to typowe warunki eksploatacyjne trakcyjnych silników spalinowych, pożądana jest taka poprawa parametrów współpracy turbosprężarki i silnika, która prowadzi do zmniejszenia zużycia paliwa w założonym zakresie obciążen, a także do zapewnienia pracy silnika przy możliwie najmniejszych wskaźnikach emisyjnych.

*Słowa kluczowe:* silnik spalinowy, nieustalone warunki pracy, turbosprężarka

Piotr ORLIŃSKI  
Marcin K. WOJS  
Paweł MAZURUK  
Paweł KRUCZYŃSKI

PTNSS–2015–3417

### INFLUENCE OF BIODIESEL ON INJECTION NOZZLE COKING

The article presents the results of the influence of injection of mineral fuels and biodiesel on the injectors coking in compression ignition engine type XUD9 manufactured PSA. During the test, the engine worked in accordance with the procedures of ISO 15550-1.

The study included five fuels: diesel oil (base fuel), the pure esters from Camelina L100, and a mixture of the diesel fuel and Camelina: L10 (10% L100 plus diesel oil), L20 (20% L100 plus diesel), L30 (30% L100 plus diesel). The tests were performed on the basis of the CEC PF-023 developed and introduced by the CEC (Coordinating European Council). For each tested fuel was used the new injector set. Results of flow concentration the fuel was presented on the diagrams.

*Key words: injection coking, combustion, fuel plant, environmental protection, engine diagnostics*

#### Wpływ biopaliwa na koksowanie wtryskiwaczy

Artykuł przedstawia rezultaty wpływu wtrysku paliw mineralnych oraz biopaliw na koksowanie końcówek wtryskiwaczy silnika XUD9 firmy PSA. Podczas testu silnik pracował według procedury ISO 15550-1.

Badania obejmowały pięć typów paliwa: olej napędowy jako paliwo bazowe, czysty ester oleju lniankowego L100, oraz mieszaniny oleju i estru: L10 (10% L100 reszta olej napędowy), L20% (20% L100 reszta olej napędowy), L30 (30% L100 reszta olej napędowy). Testy były prowadzone na podstawie CEC PF-023 opracowane przez CEC (*Coordinating European Council*). Każde paliwo było badane przy użyciu nowego zestawu wtryskiwaczy. Wyniki zostały zaprezentowane na wykresach przedstawiających przepływ paliwa przez wtryskiwacze.

*Słowa kluczowe: koksowanie wtryskiwaczy, biopaliwa ochrona środowiska, diagnostyka silników*

Zbigniew STĘPIEŃ

PTNSS–2015–3418

### MULTIDIRECTIONAL INVESTIGATIONS OF HIGH-ETHANOL FUELS ON DEPOSIT FORMATION IN SPARK IGNITION ENGINES

This paper describes performance and operational issues of a high ethanol and gasoline fuel blends. Dynamometer engine test bench and special in-house test method for effect evaluation of ethanol and gasoline blends on intake valve deposits, combustion chamber deposits and other has been introduced. Investigation results of tendency for harmful deposit formation on various elements of flex fuel engine intake system resulting from the fuel composition, fuel treatment, engine construction and its operating

parameters was reported. Great importance of modern deposit control additives specially formulated to be compatible with high ethanol fuels for providing control and counteracting deposit formation has been proved.

*Key words: high-ethanol fuels, deposits, spark ignition engines*

#### Wielokierunkowe badania wpływu paliw wysoko-etanolowych na tworzenie osadów w silnikach z zapłonem iskrowym

W artykule opisano właściwości użytkowe i problemy eksploatacyjne paliw stanowiących wysoko-etanolowe mieszaniny z benzyną. Przedstawiono silnikowe stanowisko badawcze i własną metodę badań wpływu mieszanin etanolu z benzyną na osady na zaworach dolotowych w komorach spalania i inne. Omówiono wyniki badań tendencji do tworzenia szkodliwych osadów na elementach układu dolotowego silnika flex fuel w zależności od składu paliwa, jego uszlachetniania, konstrukcji silnika i warunków jego eksploatacji. Wykazano ogromne znaczenie nowoczesnych dodatków detergentowych specjalnie opracowanych i kompatybilnych z paliwami o wysokiej zawartości etanolu w kontroli i przeciwdziałaniu tworzeniu się osadów w silniku.

*Słowa kluczowe: paliwa wysokoetanolowe, osady, silniki z zapłonem iskrowym*

Paweł KOMORSKI

PTNSS–2015–3419

Grzegorz M. SZYMAŃSKI

### ACOUSTIC MODELS OF BUS INTERIOR REGARDING THE DIFFERENT POINTS OF WORKING COMBUSTION ENGINE

The article presents an analysis of sound propagation inside the selected road transport vehicles in the city of Poznań. The research was based on the measurements of the levels of acoustic pressure generated by several bus combustion engines during an acceleration process – at various rotation speed of the crankshaft in combustion engines. Then taking into consideration the measurements and the assumptions of acoustic holography in domain of time, several acoustic models of sound propagation inside the buses at various points on the working combustion engines were elaborated.

*Key words: combustion engine, acoustic model, noise, bus*

#### Modele akustyczne wnętrza autobusów w różnych punktach pracy silników spalinowych

W artykule przedstawiono analizę propagacji dźwięku wewnątrz wybranych pojazdów drogowych komunikacji miejskiej miasta Poznań. Przeprowadzono badania polegające na pomiarach ciśnienia akustycznego generowanego przez autobusowe silniki spalinowe w trakcie przyspieszania – przy różnych prędkościach obrotowych wału korbowego silników spalinowych. Następnie na podstawie wyników pomiarów oraz założeń holografii akustycznej w dziedzinie czasu, opracowano modele akustyczne rozkładu poziomu

dźwięku wewnątrz autobusów w różnych punktach pracy silników spalinowych.

*Słowa kluczowe:* silnik spalinowy, model akustyczny, hałas, autobus

Jacek CZYZEWICZ  
Jacek KROPIWNICKI  
Oskar WYSOCKI

PTNSS–2015–3421

#### MODEL OF THE HYDRAULIC PUMP POWERTRAIN OF REFUSE COLLECTION VEHICLE COMPACTION MECHANISM

The paper presents simulation of operation of the hydraulic pump powertrain of refuse collection vehicle compaction mechanism and the influence of various configurations of components of this device on the fuel consumption of the combustion engine under adopted load cycle. For this purpose the model of the hydraulic pump powertrain of refuse collection vehicle compaction mechanism in the form of bond graph and the results of measurements of the pressure in the hydraulic cylinders of the compaction mechanism during selected cycles provided on the refuse collection vehicle from the company Ekocel have been used. The obtained results allowed to determine the optimal gear ratio of the transmission located between the combustion engine and the hydraulic pump due to the criterion of minimizing fuel consumption.

*Key words:* modeling of propulsion systems, operating mechanisms of refuse collection vehicles, fuel consumption

#### Model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki

W pracy przedstawiono symulację pracy układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki oraz wpływ różnych konfiguracji elementów składowych tego urządzenia na zużycie paliwa silnika napędowego w warunkach przyjętego cyklu obciążenia. W tym celu wykorzystano model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki w formie grafów wiązań oraz wyniki pomiarów ciśnienia roboczego w silownikach hydraulicznych mechanizmu prasującego w trakcie wybranych cykli pracy przeprowadzonych na śmieciarce firmy Ekocel. Uzyskane wyniki umożliwiły określenie optymalnej wartości przelozienia przekładni umieszczonej między silnikiem napędowym i pompą hydrauliczną ze względu na przyjęte kryterium minimalizacji zużycia paliwa.

*Słowa kluczowe:* modelowanie układów napędowych, mechanizmy robocze śmieciarek, zużycie paliwa

Paweł KORTAS  
Jacek KROPIWNICKI

PTNSS–2015–3422

#### ANALYSIS OF ACCUMULATION POSSIBILITY OF ENERGY DISSIPATED IN THE BRAKING PROCESS OF TRAIN DRIVEN BY HYBRID LOCOMOTIVE

In the traditional process of braking all the kinetic or potential energy of a train driven by locomotive with internal combustion engine is dissipated into the environment in the form of thermal energy. Using the hybrid propulsion system in locomotive is possible to recover a part of this energy by passing it to the battery and re-use in the drive train. The paper presents a model of a hybrid locomotive propulsion system with an internal combustion engine, electric transmission, energy storage and a model of train movement resistance. On the basis of the assumed working conditions, the composition of the trains and selected routes, the calculations of the energy performance of the braking process of the train have been done. Using the simulation results an analysis of the impact of energy storage capacity to reduce fuel consumption has been processed.

*Key words:* locomotive propulsion systems, hybrid propulsion systems, fuel consumption

#### Analiza możliwości akumulacji energii rozpraszanej w procesie hamowania pociągu napędzanego lokomotywą hybrydową

W tradycyjnym procesie hamowania cała energia kinetyczna lub potencjalna pociągu napędzanego lokomotywą z silnikiem spalinowym jest rozpraszana do otoczenia w postaci energii cieplnej. W lokomotywach hybrydowych istnieje możliwość odzyskania części tej energii przez przekazanie jej do akumulatorów i ponowne wykorzystanie do napędu pociągu. W pracy przedstawiono model układu napędowego lokomotywy hybrydowej z silnikiem spalinowym, przekładnią elektryczną i zasobnikiem energii oraz model oporów ruchu pociągu. Na podstawie przyjętych warunków pracy lokomotywy oraz składu pociągu na wybranych trasach przeprowadzono obliczenia parametrów energetycznych procesu hamowania pociągu. Wykorzystując wyniki symulacji dokonano analizy wpływu pojemności zasobnika energii na redukcję zużycia paliwa.

*Słowa kluczowe:* układy napędowe lokomotyw, napędy hybrydowe, zużycie paliwa

Oleh KLYUS

PTNSS–2015–3423

#### THE USING OF PRELIMINARY BIOFUEL TREATMENT IN DIESEL ENGINES

The reduction of unit fuel consumption and exhausts toxic emission in the diesel engines was possible by implementing preliminary catalytic and turbulized fuel treatment that takes place directly in the fuel injector. The article presents the results of tests of direct injection diesel engines on diesel fuel and mixtures with biofuel for two versions of turbulized. Preliminary fuel treatment results in the average reduction of unit fuel consumption of those engines by 8%, while toxic emission of nitrogen oxides drops by 15%.

*Key words:* diesel engines, biofuel, preliminary fuel treatment, turbulized

### Zastosowanie wstępnej obróbki paliw pochodzenia roślinnego w silnikach z zapłonem samoczynnym

Spełnienie wymagań poziomu emisji związków toksycznych w gazach odlotowych silników z zapłonem samoczynnym możliwe jest przy zastosowaniu wstępnej katalityczno-turbulizacyjnej obróbki paliwa. W artykule przedstawiono wyniki badań silnika z bezpośrednim wtryskiwaniem mieszaniny paliw ropopochodnych i pochodzenia roślinnego dla dwóch wersji układu turbulizacyjnego wtryskiwaczy paliwowych, które wskazują na poprawę parametrów efektywnych (obniżenie jednostkowego zużycia paliwa o 8%) jak i ekologicznych pracy silnika (obniżenie emisji  $\text{NO}_x$  o 15%).

*Słowa kluczowe: silnik z zapłonem samoczynnym, paliwa pochodzenia roślinnego, wstępna obróbka paliwa, turbulizacja*

Arkadiusz RYCHLIK  
Lukasz KIBALCZYC

PTNSS–2015–3427

### APPLICATION OF GLYCERINE FOR POWERING PISTON DIESEL ENGINES OF LARGE POWER

All over the world glycerine production is growing due to continuously increasing demand for biodiesel. For every ton of produced bio-diesel 100–110 kg of glycerine is obtained as a by-product. There is many methods and ways of use of the obtained glycerine, beginning with processing it into other products in pharmaceutical industry, chemical industry and others, through adding it to fuels or direct combustion in engines. In case of direct combustion of glycerine in piston diesel engines there exists a problem of the low cetane number of glycerine fuel which makes difficult burning it in combustion engines. The paper will present the method of glycerine combustion in a diesel engine without necessity of using pilot fuel or additives improving the cetane number of a fuel in the form of glycerine. Additionally, there will be presented the results of the operational research of gaseous pollution emission and fuel consumption by the electric power generator consisting of: MTU V652 engine and AvK DIDB140 generator powered by diesel oil and 98.5% technical glycerine. The unit was loaded up to 12000 kW power.

*Key words: glycerine, glycerine combustion in piston combustion engines, gaseous pollution emission*

### Zastosowanie gliceryny do zasilania tłokowych silników wysokoprężnych dużej mocy

Na całym świecie produkcja gliceryny jest coraz większa ze względu na stale rosnące zapotrzebowanie na biodiesla. Na każdą tonę wyprodukowanego biodiesla uzyskuje się 100–110 kg gliceryny, jako produktu ubocznego. Istnieje wiele metod i sposobów wykorzystania powstałej gliceryny, począwszy od przetwarzania jej na inne produkty w przemyśle farmaceutycznym, chemicznym itp., poprzez dodawania jej do paliw czy bezpośredniego spalania w silnikach spalinowych. W przypadku bezpośredniego spalania gliceryny w tłokowych

silnikach wysokoprężnych występuje problem niskiej liczby cetanowej paliwa glicerynowego, która utrudnia proces spalania w silnikach spalinowych. W artykule przedstawiona została metoda spalania gliceryny w silniku wysokoprężnym, bez potrzeby stosowania paliwa pilotażowego lub dodatków poprawiających wartość cetanową gliceryny jako paliwa. Przedstawione zostaną ponadto, wyniki badań eksploatacyjnych emisji zanieczyszczeń gazowych i wielkości zużycia paliwa agregatu prądotwórczego składającego się z silnika MTU V652 i prądnicy AvK typ DIDB140, zasilanego paliwem w postaci oleju napędowego oraz gliceryną techniczną 98,5% obciążonego mocą do 1200 kW.

*Słowa kluczowe: gliceryna, spalanie gliceryny w tłokowych silnikach spalinowych, emisja zanieczyszczeń gazowych*

Wojciech JARZYŃSKI  
Zbigniew KNEBA

PTNSS–2015–3429

### RESEARCH ON THE INFLUENCE AND THE METHODOLOGY OF THE CALIBRATION PROCESS FOR DIESEL-LPG DUAL FUEL SUPPLY SYSTEMS

The paper raises the problem of the lack of a methodology for how to calibrate the Diesel-LPG dual fuel system in the literature and the lack of information about the impact of calibration method on reducing the amount of consumed Diesel. Its purpose is to study such a system in which a part of Diesel is replaced by a mixture of propane and butane and to establish methodology of choosing the calibration parameters to ensure the maximum reduction in the amount of burned Diesel while keeping the engine durability. The results of the research done on the road and chassis dynamometer, carried on the van type vehicle, allow to conclude that the reduction in the amount of consumed Diesel may vary by up to 25% between different calibration methods.

*Key words: compression-ignition engine, dual fuel supply, LPG, calibration*

Maciej ANDRZEJEWSKI  
Ireneusz PIELECHA  
Paweł DASZKIEWICZ  
Agnieszka MERKISZ-GURANOWSKA  
Lukasz STAWECKI

PTNSS–2015–3430

### THE HYBRIDIZATION OF PROPULSION SYSTEMS OF MASS TRANSPORT VEHICLES

The paper provides information on the current trends in the design of propulsion systems currently implemented in mass transport vehicles – road commercial vehicles and rail vehicles with diesel traction. The classification of hybrid systems that reduce fuel consumption by vehicles and harmful emissions into the atmosphere was presented. In addition, the paper contains a description of the mass transport vehicles with the hybrid propulsion systems,

including delivery vans, trucks and locomotives. An analysis of the literature was made in respect of vehicles fitted with different configurations of these propulsion systems with compression ignition engines.

*Key words: hybrid drive, utility vehicle, rail vehicle*

### Hybrydyzacja układów napędowych pojazdów transportu masowego

W referacie zawarto informacje na temat aktualnych trendów w konstrukcji układów napędowych, implementowanych wspólnie w pojazdach transportu masowego – drogowych pojazdach użytkowych oraz pojazdach szynowych trakcji spalinowej. Zaprezentowano podział układów napędu hybrydowego, pozwalających na zmniejszenie zużycia paliwa przez pojazdy oraz emisji szkodliwych składników spalin do atmosfery. W referacie dokonano ponadto przeglądu eksploatowanych pojazdów transportu masowego z układami napędu hybrydowego, w tym m.in. samochodów dostawczych, ciężarowych i lokomotyw spalinowych. Analizy literatury dokonano w odniesieniu do pojazdów wyposażonych w różne konfiguracje tych układów napędowych z silnikami spalinowymi o zapłonie samoczynnym.

*Słowa kluczowe: układ napędu hybrydowego, pojazd użytkowy, pojazd szynowy*

Paweł DASZKIEWICZ

PTNSS–2015–3431

Maciej ANDRZEJEWSKI

Agnieszka MERKISZ-GURANOWSKA

Hanna STAWECKA

Dawid GALLAS

### THE EXISTING SOLUTIONS TO REDUCE POLLUTANTS EMISSIONS OF RAIL VEHICLES

The compression ignition engines, due to their numerous advantages, continue to be the main source of rail vehicle propulsion. Harmful effects on the environment of these engines, however, is significant. There are many types of rail vehicles operated in Poland whose internal combustion engines often do not meet the requirements for exhaust emission toxicity. This article presents the currently used systems as well as technical solutions that would allow decreasing the negative environmental impact of rail vehicles.

*Key words: rail vehicle, pollutants emissions, impact on environment*

### Stosowane rozwiązania zmniejszające emisję zanieczyszczeń przez pojazdy szynowe

Silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym pojazdów szynowych, ze względu na zalety jakimi dysponują, nadal pozostają głównym źródłem napędu tego typu pojazdów. Szkodliwe oddziaływanie na środowisko naturalne tych silników jest jednak znaczące. W Polsce jest eksploatowanych wiele rodzajów spalinowych pojazdów trakcyjnych,

których silniki często nie spełniają wymagań w odniesieniu do toksyczności spalin. W artykule przedstawiono aktualnie stosowane systemy i układy pozwalające na zmniejszenie negatywnego oddziaływania spalinowych pojazdów trakcyjnych na otoczenie.

*Słowa kluczowe: pojazd szynowy, emisja zanieczyszczeń, oddziaływanie na środowisko*

Zdzisław STELMASIAK

PTNSS–2015–3432

Jerzy LARISCH

Dariusz PIETRAS

### THE EFFECT OF NATURAL GAS ADDITION ON SELECTED OPERATING PARAMETERS FIAT 1.3 MULTIJET ENGINE POWERED DUAL-FUEL

The paper presents an analysis of the impact the energy share of natural gas on operating parameters, environmental and acoustic noise automotive diesel engine. The study was conducted on a modern engine Fiat 1.3 MultiJet dual fuelling, CNG and diesel oil. Natural gas was supplied by sequential injection in the collector in the area of the intake valve. Changes in the share of gas was carried out by the different opening times of the gas injectors. The measured during the tests of gas energy shares amounted from 10 to 45%. Analyzed the concentration of toxic components of exhaust gases (CO, THC, NO<sub>x</sub>, smoke), acoustic noise and selected operating parameters of the engine. The test results can be used in the engine adaptations to CNG fuelling.

*Key words: dual fuel engine, compressed natural gas, share of gas, operating parameters, exhaust emission*

### Wpływ dodatku gazu ziemnego na wybrane parametry pracy silnika Fiat 1.3 MultiJet zasilanego dwupaliwowo

W pracy przedstawiono analizę wpływu energetycznego udziału gazu ziemnego na parametry użytkowe, ekologiczne i hałaśliwość pracy samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym. Badania przeprowadzono na nowoczesnym silniku Fiat 1.3 MultiJet zasilanym dwupaliwowo – gazem ziemnym CNG i olejem napędowym. Gaz ziemny był dostarczany przez sekwencyjny wtrysk do kolektora, w okolicę zaworu dolotowego. Zmiany udziału gazu realizowano przez różne czasy otwarcia wtryskiwaczy. Mierzone w czasie badań udziały energetyczne gazu wynosiły 10÷45%. Analizie poddano stężenia toksycznych składników spalin (CO, THC, NO<sub>x</sub>, zadymienienie), hałaśliwość pracy i wybrane parametry użytkowe silnika. Wyniki badań mogą być wykorzystane w adaptacjach silnika do zasilania CNG.

*Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, gaz ziemny sprężony, udział gazu, parametry użytkowe, emisja spalin*

Aleksander GÓRNIAK

PTNSS–2015–3436

Kamil TRZMIEL

Radostaw WŁOSTOWSKI

Radostaw WRÓBEL

## PRELIMINARY INVESTIGATION OF A GASEOUS FUEL COMPOSITION INFLUENCE ON SPARK IGNITION ENGINE PERFORMANCE

This paper constitutes a performance comparison of an engine fed with various mixture of gases which can be expected as a product of biomass gasification – i.e. hydrogen, carbon dioxide, carbon monoxide, and methane. The share of those components is dependent mainly upon the gasification process, and the gasified fuel type. For this reason the test station was designed for easy change of the gas mixture composition. Here, a set of various 12 gas mixtures was taken into account for the evaluation of the engine power, cylinder temperature and fuel consumption. Statistically elaborated influence of the gas fuel composition on the parameters of engine performance constitutes the basis for the selection of the best engine, optimization of engine's adjustments as well as development of the control algorithm for a gasification unit.

*Key words:* Alternative fuels, gaseous fuels, gas engine control

## Badania wstępne wpływu składu mieszanin paliw gazowych na parametry pracy silnika o zapłonie iskrowym

Streszczenie: Artykuł stanowi porównanie parametrów pracy silnika o zapłonie iskrowym zasilanego mieszaniną gazów powstałych, jako produkty procesów zgazowania biomasy – tj. wodór, tlenek i dwutlenek węgla oraz metan. Udział poszczególnych gazów jest zależny w głównej mierze od procesu zgazowania oraz od rodzaju paliwa, które podlega zgazowaniu. Stanowisko pomiarowe umożliwia dowolną kompozycję składu paliwa gazowego. Badano wpływ 12 mieszanin gazowych na parametry użytkowe silnika spalinowego, m.in. na temperaturę gazów wylotowych i zużycie paliwa. Opracowany statystycznie wpływ składu mieszaniny gazowej na parametry pracy silnika stanowić będzie podstawę do doboru optymalnych nastaw i opracowanie algorytmu sterującego jednostką ECU.

*Słowa kluczowe:* paliwa alternatywne, paliwo gazowe, sterowanie silnikiem gazowym

Tomasz OSIPOWICZ  
Karol F. ABRAMEK  
Tomasz STOECK

PTNSS–2015–3437

## TESTING OF MODERN COMMON RAIL FUEL INJECTORS

This paper presents an analysis of the operation of modern Bosch Common Rail solenoid-controlled fuel injector of generation 2.5. This generation is the latest type of Bosch solenoid-controlled fuel injectors. The paper describes the operation of tested fuel injector, methods of its testing, verification of components and possible defects which may occur during operation. During the tests, the volume of fuel injection doses and return fuel doses was measured and the fuel injector was disassembled into

individual components which were then tested using a specialist microscope.

*Key words:* fuel injector, compression ignition engine, common rail system, operating characteristic of fuel injector

## Badanie współczesnego wtryskiwacza paliwa układu common rail

Artykuł przedstawia analizę pracy współczesnego elektromagnetycznego wtryskiwacza common rail Bosch generacji 2.5. Generacja ta jest najnowszym typem wtryskiwaczy elektromagnetycznych firmy Bosch. Referat opisuje działanie badanego wtryskiwacza, sposoby jego testowania, weryfikację podzespołów oraz ewentualne usterki jakie mogą występować podczas eksploatacji. Podczas badań zmierzono wielkości dawek wtrysku oraz powrotnych, parametr opóźnienia wtrysku paliwa oraz dokonano rozłożenia wtryskiwacza na elementy składowe, które zostały przebadane przy użyciu specjalistycznego mikroskopu.

*Słowa kluczowe:* wtryskiwacz paliwa, silnik o zapłonie samoczynnym, układ common rail, charakterystyka robocza wtryskiwacza paliwa

Dariusz PIETRAS  
Artur WOJTAŁA

PTNSS–2015–3438

## EVALUATION OF SMOKE VALUES OF DIESEL ENGINES USING A FILTER OPACIMETERS ACCORDING TO THE SCALE BOSCH AND FSN

The paper presents the results of the opacity degree of diesel engines using a laboratory filter opacimeters one manufacturer, but different generations. The objective of this study was to evaluate the usefulness of the older generation opacity for testing modern CR diesel engines. Additionally they wanted to obtain by way experimental, on real objects, a comparison of the smoke values defined scales Bosch and FSN.

Research was carried out on two engines: the modern Fiat 1.3 MultiJet engine and the Isuzu 1.7 engine. The 1.3 engine was powered by common rail and a 1.7 engine by distributor injection pump. Operating points of the engine (speed and torque) were determined so that a steady proportional increase the degree of opacity. Additionally, during engine tests were performed correction control parameters of 1.7 engine in order to obtain large smoke values.

Results of this study show that in the case of research smoke values of modern diesel engines, the older opacimeters generation may significantly understate the value of opacity.

*Key words:* diesel engine, toxicity, opacity, filter opacimeter, Bosch scale, FSN scale

## Ocena stopnia zadymienia spalin silników o ZS dymomierzami filtracyjnymi wg skali Bosch i FSN

W pracy przedstawiono wyniki badań stopnia zadymienia spalin silników o ZS laboratoryjnymi dymomierzami

filtracyjnymi jednego producenta, ale różnych generacji. Celem badań była ocena przydatności dymomierza starszej generacji do badań nowoczesnych silników o ZS zasilanych systemami common rail. Ponadto chciano uzyskać w drodze doświadczalnej na rzeczywistych obiektach porównanie wartości zadymienia określanych skalami Bosch i FSN.

Badania przeprowadzono na dwóch silnikach o ZS: nowoczesnym silniku Fiat 1.3 MultiJet oraz silniku Isuzu 1.7. Silnik 1.3 zasilany był systemem common rail zaś silnik 1.7 rozdzielaczową pompą wtryskową. Punkty pracy silników (prędkość obrotowa i moment obrotowy) ustalane były tak, aby następował stały proporcjonalny przyrost stopnia zadymienia. Dodatkowo w trakcie realizacji badań silnika 1.7 wykonywano korektę parametrów sterujących silnika w celu uzyskania dużych wartości zadymienia.

Wyniki przeprowadzonych badań wskazują, że w przypadku badań stopnia zadymienia spalin nowoczesnych silników o ZS starsze generacyjne dymomierze mogą znacząco zaniżać wskazania zadymienia.

*Słowa kluczowe: silnik o ZS, toksyczność, zadymienie spalin, dymomierz filtracyjny, skala Bosch, skala FSN*

Piotr ŚWIĄTEK  
Paweł FUĆ

PTNSS-2015-3439

#### ANALYSIS OF COMBUSTION ENGINE DESIGN DIFFERENCES BETWEEN VEHICLE AND ULTRALIGHT AIRCRAFT ENGINES

Very light and ultra-light aircraft are among the means of transport that can deliver high-speed transport between urban centers in the future. Propulsion systems for such aircraft use piston internal combustion engines. The article analyzes the structural differences between them and automotive engines. Selected engines that are available on the market have been presented. The construction of the body and head; the timing systems; intake systems, exhaust and power supply; powertrains and engine mounts as well as safety and regulatory requirements were analyzed. There were significant differences between the two structures, resulting from the different requirements and operating conditions.

*Key words: piston internal combustion engine, ultralight aircraft*

#### Analiza różnic konstrukcji silników spalinowych samochodowych i do samolotów ultralekkich

Samoloty bardzo lekkie i ultralekkie są jednymi ze środków transportu, które mogą zapewnić w przyszłości szybki transport między aglomeracjami miejskimi. Źródłem napędu dla takich samolotów są tłokowe silniki spalinowe. W artykule dokonano analizy różnic konstrukcyjnych między nimi i silnikami samochodowymi. Przedstawiono wybrane silniki dostępne na rynku. Przeanalizowano budowę korpusu i głowicy; układy rozrządu; układy dolotowe, wylotowe oraz zasilania; układy napędowe i mocowanie silnika a także bezpieczeństwo i wymogi prawne. Wykazano istotne różnice między obydwiema

konstrukcjami, wynikające z odmiennych wymagań i warunków pracy.

*Słowa kluczowe: silnik lotniczy tłokowy, ultralekkie statki powietrzne*

Zdzisław CHŁOPEK  
Tomasz SZCZEPAŃSKI

PTNSS-2015-3441

#### ASSESSING THE CAUSES OF UNREPEATABILITY OF OPERATING CONDITIONS OF COMBUSTION ENGINES IN ITS OPERATING CONDITION SETS

The unrepeatability of the operating conditions of the engine, resulting from measurement, is the consequence of inherent limitations in the cognitive process. For sizes, which have a clear physical interpretation, the coefficient of variation can be used as an unrepeatability factor of measurements. The article systematizes the causes of unrepeatability of the measurement results as a result of random phenomena and imperfect analysis of the results. To assess the reasons for the unrepeatability of engine operating conditions the theory of fuzzy sets is used. Examples of the use of fuzzy set theory to assess the reasons for the unrepeatability of the measurements of emission intensity of the engine exhaust components have been presented.

*Key words: combustion engines, unrepeatability of experiment results, engine operating conditions, fuzzy sets*

#### Ocena przyczyn niepowtarzalności stanów pracy silnika spalinowego w zbiorach warunków jego pracy

Niepowtarzalność stanów pracy silnika, będących wynikiem pomiarów, jest skutkiem nieuniknionych ograniczeń w procesie poznania. Dla wielkości, które mają jednoznaczny interpretację fizyczną, jako współczynnik niepowtarzalności wyników pomiarów można przyjąć współczynnik zmienności. W pracy są usystematyzowane przyczyny niepowtarzalności wyników pomiarów jako skutek zjawisk przypadkowych oraz niedoskonałości analizy wyników. Do oceny przyczyn niepowtarzalności stanów pracy silnika wykorzystuje się w pracy teorię zbiorów rozmytych. Przedstawiono przykłady zastosowania teorii zbiorów rozmytych do oceny przyczyn niepowtarzalności wyników pomiarów natężenia emisji składników spalin silnika.

*Słowa kluczowe: silniki spalinowe, niepowtarzalność wyników badań, stany pracy silnika, zbiory rozmyte*

Piotr PŁĄTKOWSKI

PTNSS-2015-3442

#### INDIRECT METHOD OF IN-CYLINDER SWIRL GENERATION

The technical possibilities in-cylinder swirl generation for decrease in exhaust gas emission and fuel consumption which refer to the increase in useable engine parameters were presented in this article. This issue concerned to the dynamic and kinematic properties of airflow through the

inlet canal. The examples of swirl effect which have an impact on engine work parameters and emission level was presented to. There were included results of numerical research of airflow swirl in the intake's canal which allowed to get an answers about the issues of flow resistance, average airflow and local velocity, swirl velocity and turbulence kinetic energy. Analysis of the results of model's and literature's research enabled to put conclusions about theoretical and practical possibilities of implementation a flexible element inside of intake canal.

*Key words: kinematic of airflow, intake manifold, combustion process, gaseous fuel*

#### **Pośrednia metoda generowania ruchu wirowego typu swirl w cylindrze silnika spalinowego**

W artykule przedstawiono wyniki analizy literatury oraz badań własnych dotyczących metod generowania ruchu wirowego typu swirl w cylindrze silnika spalinowego. Problem ten przedstawiono poprzez prezentację znanych metod generowania ruchu wirowego ładunku typu swirl i jego wpływ na wybrane wskaźniki pracy tłokowych silników spalinowych o zaplonie iskrowym i o zaplonie samoczynnym. Tematykę tą uzupełniono o wyniki badań własnych dotyczących możliwości zastosowania i efektywności własnego rozwiązania pozwalającego uzyskać ruch wirowy typu swirl. W opracowaniu przedstawiono uzyskane wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzonych w środowisku aplikacji ANSYS. Zakres badań numerycznych obejmował zastosowanie elementu podatnego w kanale dolotowym stanowiącym kierownicę dla napływającego ładunku w przypadku równoległego usytuowania osi kanału dolotowego względem cylindra. Następnie na podstawie analizy zmian odkształcenia elementu podatnego oraz zmian prędkości przepływu ładunku przez kanał dolotowy, analizowano wpływ tych parametrów na zmianę energii kinetycznej turbulencji, rozkład prędkości przepływu w cylindrze oraz prędkość ruchu wirowego typu swirl. Analizę efektywności zastosowania wsparto poprzez zastosowanie powierzchniowego współczynnika wypełnienia ładunku w ruchu wirowym (*swirl area*). Na podstawie analizy wyników badań numerycznych oraz analizy literatury przedstawiono wnioski dotyczące technicznej możliwości implementacji proponowanego rozwiązania do silnika badawczego oraz spodziewanych zmian w parametrach pracy silnika.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, układ dolotowy, swirl, spalanie*

Ryszard LEWKOWICZ PTNSS–2015–3443  
Piotr PIĄTKOWSKI  
Ryszard ŚCIEGIENKA

#### **THE ANALYSIS OF EFFICIENCY VEHICLE'S AFTER TREATMENTS SYSTEMS ON THE BASIS OF ANNUAL TECHNICAL INSPECTION**

The article presents the results of experimental research connected with the efficiency of vehicle after treatment

systems powered by spark ignition engines. These issues were presented by the analysis of the results of annual technical inspection elaborated in the station. Statistical data analysis connected with the vehicle age's structure and average annual travelled distance were presented in this work. Moreover, the experimental research were conducted of the basis of chosen vehicle group with the different technical condition. The scope of the research and analysis was indicated to a catalyst converter efficiency for vehicles used by statistical driver

*Key words: combustion engine, exhaust gas cleaning, technical condition*

#### **Analiza sprawności systemów oczyszczania spalin silników ZI na podstawie okresowych badań technicznych**

W artykule przedstawiono wyniki analizy literatury oraz badań własnych dotyczących efektywności działania systemów oczyszczania spalin silników ZI. Problem ten przedstawiono poprzez analizę wyników badań okresowych pojazdów przeprowadzonych na Podstawowej Stacji Kontroli Pojazdów. Tematykę tą uzupełniono o analizę danych statystycznych dotyczących struktury i wieku oraz średniego rocznego przebiegu pojazdów. Ponadto, w opracowaniu przedstawiono uzyskane wyniki badań własnych przeprowadzonych w na wybranej grupie pojazdów. Zakres badań i analiz dotyczył określenia efektywności działania oraz stanu technicznego systemów oczyszczania spalin pojazdów użytkowanych przez przeciętnych użytkowników.

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, oczyszczanie spalin, stan techniczny*

Piotr BERA

PTNSS–2015–3444

#### **A COMPARISON OF THE FUEL CONSUMPTION CHARACTERISTIC IN DYNAMIC STATES WITH THE GENERAL CHARACTERISTIC OF THE COMBUSTION ENGINE**

The paper presents a comparison of the fuel consumption characteristic in dynamic states with the general characteristic. It was proven that the use of the general characteristic to calculate the fuel consumption in dynamic operating states is limited because under certain conditions the results are incorrect. This is due to the fact that this characteristic is based on data obtained from the engine test bench measurements in static states. In contrast, the characteristic in the dynamic states is determined on the basis of data from both static and dynamic states characterized by variable engine speed and torque. It reflects the nature of the internal combustion engine much better because it takes into account the specificity of its work. Development of such characteristic is possible through the use of artificial neural network trained in a supervised mode to analyze the data collected during tests on the engine test bench. The purpose of this paper

is to quantitatively compare the results obtained by each of the characteristics in different operating states of the engine. The analysis takes into account both the trajectory between the successive work points as well as time in which the change occurs.

*Key words:* dynamic states, fuel consumption, artificial neural network

#### **Porównanie charakterystyki zużycia paliwa w dynamicznych stanach pracy z charakterystyką ogólną silnika spalinowego**

W artykule przedstawiono porównanie charakterystyki zużycia paliwa w stanach dynamicznych z charakterystyką ogólną. Wykazano, że wykorzystanie charakterystyki ogólnej do obliczania zużycia paliwa w dynamicznych stanach pracy jest ograniczone, gdyż w pewnych przypadkach daje wyniki obciążone istotnymi błędami. Wynika to z faktu, że jest ona wyznaczana w oparciu o dane z pomiarów w stanach statycznych na hamowni silnikowej. Inaczej jest w przypadku charakterystyki w stanach dynamicznych, która jest sporządzana w oparciu o dane pomiarowe ze stanów zarówno statycznych jak i dynamicznych. Wierniej oddaje ona charakter pracy samochodowego silnika spalinowego, gdyż uwzględnia specyfikę zjawisk w nim zachodzących. W artykule wykazano, że wykorzystanie sztucznej sieci neuronowej uczonej w sposób nadzorowany do analizy danych zgromadzonych w trakcie badań na hamowni silnikowej pozwala na opracowanie takiej charakterystyki. Przedstawiono także ilościowe porównanie wyników otrzymywanych przez każdą z charakterystyk w różnych stanach pracy silnika spalinowego. Przeprowadzona analiza uwzględnia zarówno trajektorie przejść między kolejnymi punktami pracy jak i czas w którym ta zmiana zachodzi.

*Słowa kluczowe:* stany dynamiczne, zużycie paliwa, sztuczne sieci neuronowe

Andrzej MRUK  
Jerzy CISEK

PTNSS–2015–3446

#### **THE MEASUREMENT AND IDENTIFICATION OF THE PARTICULATE MATTER IN DIESEL ENGINE EXHAUST GASES**

To identify amid PM particulates the particles other than soot, the filters used in diesel engine testing have been analysed. Analysed filters had been applied in the study on a 6-cylinder, turbocharged diesel engine, technically proficient, working at constant torque and speed. The particles captured on the filter were put under observational study using the possibilities of electron microscope and spectroscopic analysis. The testing was done on a scanning electron microscope JSM-5800 of the firm Jeol (Japan), coupled with an X-ray spectrometer Link ISIS of the firm Oxford Instruments Ltd. (United Kingdom).

It was found, that on the filter surface, besides the soot particles of uniform colour and structure, there were also other particles of different colour and form. These

particles were localized and examined in terms of the chemical elements in their composition. Their dimensions also were determined. Metal particles were identified: ferrous alloy, zinc alloy and the silicon alloy. Amid the particulate matter, some heterogeneous particles were identified. They had the form of agglomerates of different structure, compound of elementary particles of different origins and materials.

*Key words:* Diesel engine, exhaust gases, particulate matter, PM identification

#### **Pomiar oraz identyfikacja cząstek stałych w spalinach silnika o zaplonie samoczynnym**

W celu zidentyfikowania wśród cząstek stałych, cząstek innych niż sadza podano analizie filtry z badań silnika o zaplonie samoczynnym. Analizowane filtry pochodziły z badań 6-cylindrowego silnika sprawnego technicznie przy stałej prędkości obrotowej i obciążeniu. Wychwycone na filtrze cząstki podano obserwacji wykorzystując możliwości mikroskopu elektronowego i analizy spektralnej. Badania przeprowadzono na elektronowym mikroskopie skaningowym JSM-5800 firmy Jeol (Japonia), sprzężonym ze spektrometrem promieniowania rentgenowskiego Link ISIS 300 firmy Oxford Instruments Ltd. (Wielka Brytania).

Stwierdzono, że na powierzchni filtra obok jednolitej w barwie i strukturze sadzy znajdują się inne, odróżniające się barwą i postacią. Cząstki te, po zlokalizowaniu udokumentowano i zbadano pod względem występujących w ich składzie pierwiastków. Określono również ich wymiary. Stwierdzono występowanie cząstek metalowych: stopy żelaza, cynku oraz krzemu. Wśród cząstek zaobserwowano również cząstki niejednorodne w postaci aglomeratów o zróżnicowanej budowie, złożonej z mikrocząstek różnego pochodzenia, zbudowanych z różnych materiałów.

*Słowa kluczowe:* silnik o zaplonie samoczynnym, gazy spalinowe, cząstki stałe, identyfikacja PM

Władysław MITLANIEC

PTNSS–2015–3447

#### **PERSPECTIVES OF APPLYING OF WATER-COAL EMULSION IN HEAVY DUTY STATIONARY DIESEL ENGINES**

Large deposits of coal and lignite in the world enable to utilize as fuel in different thermal machines, especially in internal combustion engines. A carbon powder containing small molecules about 10–20 micrometers dissolved in water is good fuel for applying in large capacity engines in electrical plants. Aqueous emulsion of coal has possibility of good cooling of injectors cooling and has also good lubricity. The paper gives necessary information about obtaining of water-coal emulsion, its physical properties and technical realization of fuelling system. Initial experimental tests indicate a higher thermal efficiency of engine fuelled by water coal emulsion than engine fuelled by diesel oil and also gas turbine driven

by gas from coal gasification technology. The increased emission of CO<sub>2</sub> can be reduced in the plants simply by chemical reduction. The paper explains thermochemical processes taking place in the engines during combustion process. The work parameters results obtained from calculations were compared with those obtained from CI engine fuelled by diesel oil. The paper is a certain challenge for finding a new fuel sources as a competition for crude oil and allows to get acquainted with new engine fuelling technology

*Key words: transport, Diesel engines, fuelling, water-coal emulsion, combustion*

### **Perspektywy zastosowania emulsji węglowo-wodnej w wyskoobciążonych stacjonarnych silnikach o zaplonie samoczynnym**

Duże pokłady węgla kamiennego i brunatnego na świecie umożliwiają wykorzystanie jako paliwa w rozlicznych maszynach cieplnych, szczególnie w tłokowych silnikach spalinowych. Sproszkowany węgiel zawierający małe drobinę około 5–10 mikrometrów rozpuszczony w wodzie jest dobrym paliwem do zastosowania w silnikach Diesla o dużej pojemności w elektrowniach. Wodny roztwór węgla umożliwia dobre chłodzenie wtryskiwacza oraz wykazuje również dobrą smarność. Artykuł podaje niezbędne informacje o otrzymywaniu emulsji węglowo-wodnej, podaje jej właściwości fizyczne oraz techniczną realizację takiego systemu zasilania. Wstępne badania doświadczalne wykazały większą sprawność cieplną silników zasilanych taką emulsją niż silniki zasilane olejem napędowym oraz turbin gazowych zasilanych produktami zgazowywania węgla. Większa emisja CO<sub>2</sub> może być zredukowana w elektrowniach przez chemiczną redukcję albo sekwestrację. Artykuł wyjaśnia procesy termochemiczne występujące w procesie spalania takich silników. Parametry robocze silnika zasilanego emulsją węglowo-wodną otrzymane z symulacji zostały porównane z parametrami silnika zasilanego olejem napędowym. Artykuł jest próbą znalezienia nowego źródła paliwa jako konkurenta w stosunku do ropy naftowej i pozwala zaznajomić się nową techniką zasilania silnika spalinowego.

*Słowa kluczowe: transport, silniki ZS, zasilanie, emulsja węglowo-wodna, spalanie*

Ryszard BUCHALIK  
Daniel BUCZKOWSKI  
Grzegorz PRZYBYŁA

PTNSS–2015–3450

### **LABORATORY TESTS OF SMALL POWER GENERATOR DRIVEN BY SI ENGINE**

This work presents the results of the laboratory tests of low-power generator with an SI engine. Laboratory studies were conducted to determine the energy performance of the system (electric power, energy efficiency) and its harmful effects on the environment (emission of CO, HC and NO<sub>x</sub>). The investigated object is a model with a power rating of 900 W. The generator is a single-cylinder,

four-stroke internal combustion engine with spark ignition and cylinder capacity of 49cm<sup>3</sup>. Energy efficiency of the specified variable values of the load generator was determined. The maximum efficiency value reaches 13%. High levels of carbon monoxide in the exhaust gas was observed. Furthermore the potential applicability of the generator as a motor drive for micro-vehicle for the Shell Eco-marathon competition was considered.

*Key words: power generator, low power internal combustion engine, the Eco-marathon*

### **Badanie agregatu prądotwórczego małej mocy napędzanego silnikiem ZI**

Niniejsza praca zawiera wyniki badań agregatu prądotwórczego małej mocy z silnikiem ZI. Przeprowadzono badania laboratoryjne mające na celu wyznaczenie parametrów energetycznych układu (moc elektryczna, sprawność energetyczna) jego szkodliwego oddziaływania na środowisko naturalne (wskaźniki emisji CO, HC oraz NO<sub>x</sub>). Badany agregat to model o mocy znamionowej 900 W. Napęd generatora stanowi jednocylindrowy, czterosuwowy silnik spalinowy z zaplonem iskrowym o pojemności skokowej 49cm<sup>3</sup>. Określono sprawność energetyczną układu dla zmiennych wartości obciążenia generatora. Maksymalna wartość sprawności kształtuje się na poziomie 13%. Zaobserwowano bardzo wysoki poziom zawartości tlenu węgla w spalinach. Ponadto określono potencjał możliwości zastosowania silnika agregatu jako jednostki napędowej mikropojazdu.

*Słowa kluczowe: agregat, generator, silnik spalinowy małej mocy, Eco-marathon*

Marcin SZLACHETKA

PTNSS–2015–3452

### **INVESTIGATION OF FUEL FILM FORMATION AND ITS DISAPPEARANCE DURING THE INJECTION OF THE PETROL AND BIOFUEL E85**

The paper presents a study of visualization of injection by petrol and biofuel E85 of 70% of ethanol and 30% of petrol into a transparent intake duct of an internal combustion engine. The Holden C20LE engine powered with a system of sequential fuel injection into an intake manifold and a camera to record high-frequency processes were used for the research. The methodology of determining the percentage coverage of fuel in an intake duct and the results obtained are discussed in the paper. Done for several operating points for fuelling by petrol and E85, the research demonstrates significant discrepancies in the behaviour of fuel jet and fuel film formation according to the type of fuel injected.

*Key words: ethanol, E85, fuel film*

### **Badania procesu powstawania i zanikania filmu paliwowego podczas wtrysku biopaliwa E85 i benzyny**

W artykule przedstawiono badania wizualizacyjne wtrysku benzyny oraz biopaliwa E85 zawierającego 70%

etanolu i 30% benzyny do przezroczystego przewodu dolotowego silnika spalinowego. Do badań użyto silnika C20LE Holden zasilanego układem sekwencyjnego wtrysku paliwa do kolektora dolotowego oraz kamerę do rejestracji procesów szybkozmiennych. Omówiono metodykę wyznaczania procentowego pokrycia paliwa w przewodzie dolotowym oraz przeprowadzono analizę otrzymanych wyników. Zamieszczono wyniki z badań dla kilku punktów pracy silnika przy zasilaniu benzyną oraz bioetanolem E85. Wykazano istnienie znaczących różnic w zachowaniu strugi oraz powstawaniu filmu paliwowego w zależności od wtyskiwanego paliwa.

*Słowa kluczowe: etanol, E85, film paliwowy*

Wojciech GIS  
Maciej MENES

PTNSS-2015-3453

#### THE TEST RESULTS OF AVERAGE ANNUAL MILEAGES OF PASSENGER CARS IN POLAND IN YEAR 2014

The paper is devoted to research the real average annual mileages of cars in total and broken down into: according to the cylinder capacity of their engines, fuel type, place of registration and the age in Poland at the turn of the year 2013/2014.

The study, which involved more than 3.2 thousand vehicles were preceded by a discussion of research methods average annual mileages of cars used in different countries, as well as an analysis of these mileages over the last several years in most motorized countries.

The obtained results confirm the increase in the average mileages of cars with increase of cylinder capacity of their engines, the type of fuel operated and its decline as a function of age of self-revenue, showed that the greatest average annual mileage cars perform in Poland registered in the cities cars of between 100 to 500 thousand residents, and the lowest (except cars aged up to 3 years), cars registered in cities with a population of over 500 thousand residents.

*Key words: transport, research, vehicle, mileages*

#### Wyniki badań średniorocznych przebiegów samochodów osobowych w Polsce w roku 2014

Referat poświęcony jest badaniom realnych średniorocznych przebiegów samochodów osobowych ogółem i w podziale: według pojemności skokowej ich silników, rodzaju paliwa, miejsca rejestracji oraz wieku w Polsce na przełomie lat 2013/2014.

Badania, którymi objęto ponad 3.2 tysiąca pojazdów poprzedzono omówieniem metod badania średniorocznych przebiegów samochodów stosowanych w różnych krajach, a także analizą przedmiotowych przebiegów w okresie ostatnich kilkunastu lat w najwyższej zmotoryzowanych krajach świata.

Uzyskane wyniki badań obok potwierdzenia wzrostu średniorocznego przebiegu samochodów wraz ze wzrostem pojemności skokowej ich silników, rodzajem użytkowanego paliwa oraz jego spadku w funkcji wieku samochodów, wykazały, że największe średnioroczne przebiegi realizują w Polsce samochody zarejestrowane w miastach liczących od 100 do 500 tys. mieszkańców, a najniższe (poza samochodami w wieku do 3 lat), samochody zarejestrowane w miastach liczących ponad 500 tys. mieszkańców.

*Słowa kluczowe: transport, badania, pojazdy, przebiegi*

Jerzy MERKISZ  
Jacek PIELECIA  
Wojciech GIS  
Maciej GIS  
Remigiusz JASIŃSKI

PTNSS-2015-3454

#### COMPARATIVE ASSESSMENT OF EXHAUST EMISSION BUSES: POWERED CNG AND DIESEL

Article refers to the study of exhaust emissions and fuel consumption of buses: powered CNG and diesel oil in the domestic real traffic conditions. The analysis is comparative in nature. This paper presents the characteristics of concentration and intensity of harmful exhaust emissions and mileage fuel consumption by the above buses. Applications referred to the environmental aspects of the power generated for CNG bus (biomethane) and conventionally powered diesel.

*Key words: ecology, exhaust emission, CNG, Diesel, road tests*

#### Ocena porównawcza emisji zanieczyszczeń spalin autobusów: zasilanego CNG i olejem napędowym

Artykuł odnosi się do badań emisji zanieczyszczeń spalin i zużycia paliwa autobusów: zasilanego CNG i olejem napędowym w krajowych rzeczywistych warunkach ruchu drogowego. Analiza ma charakter porównawczy.

W artykule przedstawiono charakterystyki stężenia i natężenia emisji związków szkodliwych spalin i przebiego-wego zużycia paliwa przez autobusy o różnym zasilaniu. Wnioski odniesiono do aspektów ekologicznych uzyskanych dla zasilania autobusu CNG (biometanem) i zasilanego konwencjonalnym olejem napędowym.

*Słowa kluczowe: ekologia, emisja spalin, CNG, olej napędowy, testy drogowe*

Wojciech GIS  
Maciej MENES  
Jacek PIELECIA  
Maciej GIS

PTNSS-2015-3455

#### IMPLEMENTATION OF VEHICLES EQUIPPED WITH FUEL CELLS AND HYDROGEN REFUELING INFRASTRUCTURE IN EUROPE

The article presents selected issues of hydrogen refueling infrastructure and the development of a fleet of

vehicles equipped with fuel cells in some European countries compared to other leading countries in this respect, America and the Far East. Reference was made to issues related to the production of hydrogen and its methods of supply, primarily along the TEN – T corridors.

*Key words: motor vehicles, fuel cells, hydrogen refueling infrastructure*

### **Implementacja pojazdów wyposażonych w ogniwa paliwowe i infrastruktura tankowania wodoru w Europie**

W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia dotyczące infrastruktury tankowania wodoru i rozwoju floty pojazdów wyposażonych w ogniwa paliwowe w niektórych krajach europejskich na tle innych przodujących w tym względzie krajów amerykańskich i dalekowschodnich. Odniesiono się do zagadnień związanych z produkcją wodoru i metod jego dostaw, przede wszystkim wzdłuż korytarzy TEN – T.

*Słowa kluczowe: pojazdy samochodowe, ogniwa paliwowe, infrastruktura tankowania wodoru*

*Wojciech GIS*

**PTNSS–2015–3456**

*Jerzy WĄSKIERWICZ*

*Edward MENES*

### **SOCIO-ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL EFFECTS OF THE USE OF BIOGAS IN THE NATIONAL, URBAN BUS TRANSPORT**

Technical Operating Assumptions held by the Motor Transport Institute biogas purification plant, compression, storage and distribution of biomethane as motor fuel. An example of the concept of using biomethane engines to power buses serving the communication needs of the population of Krakow and Krakow settlements on selected lines-of regular transport. Variant presentation biomethane average unit costs of landfill obtained from biogas city for city buses in operation. Compared to the average unit costs of mileage diesel-powered bus. Estimating the average unit costs of greenhouse gas emissions in the case of use of buses to biomethane (counting from the source to the wheel) and a comparison with the case operating diesel-powered buses.

*Key words: transportation, biogas, biomethane, city buses*

### **Socjo-ekonomiczno-środowiskowe efekty wykorzystania biogazu w krajowym, miejskim transporcie autobusowym**

Założenia techniczno-eksploatacyjne posiadanej przez Instytut Transportu Samochodowego instalacji oczyszczania biogazu, sprężania, magazynowania i dystrybucji biometanu jako paliwa silnikowego. Przykładowa koncepcja wykorzystania biometanu do zasilania silników autobusów miejskich obsługujących potrzeby komunikacyjne ludności Krakowa i podkrakowskich osiedli na wybranych liniach przewozów regularnych. Wariantowa

prezentacja średnich kosztów jednostkowych biometanu pozyskiwanego z biogazu wysypiskowego w eksploatacji autobusów miejskich. Porównanie ze średnimi kosztami jednostkowymi przebiegu autobusu zasilanego olejem napędowym. Oszacowanie średnich kosztów jednostkowych emisji gazów cieplarnianych w przypadku eksploatacji autobusów na biometan (licząc od źródła do koła) i porównanie z przypadkiem eksploatacji autobusów zasilanych olejem napędowym.

*Słowa kluczowe: transport samochodowy, biogaz, biometan, autobusy miejskie*

*Marta AMBROSEWICZ-WALACIK* **PTNSS–2015–3459**

*Kamil DUDA*

*Szymon NITKIEWICZ*

### **INFLUENCE OF THE KIND AND QUANTITY OF RENEWABLE ENERGY SOURCES ON THE QUALITY OF ALTERNATIVE FUELS USED TO POWER COMPRESSION IGNITION ENGINES**

The aim of the study was to determine the effect of ethyl and methyl alcohol on the quality of the alternative fuels. The research material was a sample of commercial rapeseed oil, which was used to carry out the ethanolysis and methanolysis processes. Received rapeseed ethyl (REE) and methyl (RME) esters were analyzed in terms of: the water content, the degree of hydrolysis (acid number and %FFA (Free Fatty Acid)), oxidative stability (Rancimat test), density at temp. of 15 °C, viscosity at temp. of 40 °C, sulfur content as well as the fuel flash point. A mixtures of REE and RME with ON were produced in the ratio 1:3, 1:1 and 3:1. Those samples were analyzed in terms of above physico-chemical determination.

It has been shown that the kind of alcohol (methyl, ethyl) slightly differentiate the quality of the obtained esters of rapeseed oil. The values of most of the quality parameters of studied pure REE and RME were consistent with PN-EN 14214 standard. An exception has been shown in the case of the acid value and %FFA, which exceeded the limit value of 0.5 mg KOH/g and 0.25% FFA, and oxidative stability (> 6.0 h). A similar relationship was also demonstrated in the case of mixtures of the REE, RME and ON.

Quality of obtained fuel mixtures were determined by share of individual components. During the tests it has been shown that RME and ON mixtures meet requirements according to PN-EN 14214 standard, therefore are suitable as CI engines.

*Key words: rapeseed oil, ethyl and methyl esters, biofuel mixtures, biofuel quality*

### **Wpływ rodzaju i ilości odnawialnych źródeł energii na jakość alternatywnych paliw wykorzystywanych w silnikach o zapłonie samoczynnym**

Celem badań było określenie wpływu alkoholu etylowego i metylowego na jakość otrzymanych paliw alternatywnych. Materiał badań stanowiła próbka handlowego oleju rzepakowego, która posłużyła do przeprowadzenia procesu etanolizy i metanolizy. Otrzymane rzepakowe estry etylowe (REE) i metylowe (RME) przeanalizowano pod względem: zawartości wody, stopnia hydrolizy (liczba kwasowa i %WKT – (Wolnych Kwasów Tłuszczowych)), stabilności oksydacyjnej (test Rancimat) gęstości w temp. 15 °C, lepkości w temp. 40°C, zawartości siarki oraz temperatury zapłonu. Następnie sporządzono mieszaniny RME i REE z ON w proporcjach 1:3, 1:1 i 3:1, dla których przeprowadzono ww. oznaczenia fizyko-chemiczne.

Wykazano, że rodzaj użytego alkoholu (metylowy, etylowy) w niewielkim stopniu różnicował jakość otrzymanych estrów rzepakowych. Wartości większości badanych wskaźników jakościowych czystych RME i REE były zgodne z dopuszczalnymi w normie wartościami. Wyjątek wykazał natomiast w przypadku wartości liczby kwasowej i %WKT, które przekraczały graniczną wartość 0.50 mg KOH/g oleju i 0.25% WKT, oraz stabilności oksydacyjnej (> 6,0 h). Podobną zależność wykazano także w przypadku mieszanin ON z REM i REE.

Jakość otrzymanych mieszanin etylowych i metylowych estrów rzepakowych i ON była warunkowana wielkością udziału poszczególnych składników. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że sporządzone mieszaniny estrów rzepakowych i ON spełniały większość wymagań stawianych w normie PN-EN 14214, w związku z czym przypuszcza się, iż stanowiłyby one odpowiednie alternatywne paliwo do silników o ZS.

*Słowa kluczowe: olej rzepakowy, estry etylowe i metylowe, mieszaniny biopaliw, jakość biopaliw*

Maciej BAJERLEIN  
Paweł DASZKIEWICZ  
Michał DOBRZYŃSKI  
Lukasz RYMANIAK  
Maciej SIEDLECKI

PTNSS–2015–3460

#### THE ANALYSIS OF EMISSION FROM CNG CITY BUS IN TERMS OF PROCEDURES NTE AND THE EU 582/2011

The article presents the results of emission tests and work performance of city bus, powered by alternative fuel CNG (Compressed Natural Gas). The measurements were carried out using modern equipment type PEMS (Portable Emission Measurement System) which allows the measurement of gaseous emissions from the flue gas exhaust systems tested object. Based on the survey determined load characteristics, using the obtained values of moments with the speeds of the crankshaft of the engine. Registered reference measuring cycles allowed the results to the test area NTE. In addition, on the basis of unnormalisation ETC test measuring areas designated under the EU procedure 582/2011. The works

carried out have shown that the use of mobile devices to road tests of vehicles of category HDV (Heavy Duty Vehicle) is justified in order to determine the actual level of emissions.

*Key words: exhaust emission, road tests, simulation, CNG*

#### Analiza emisji zanieczyszczeń autobusu miejskiego zasilanego CNG w aspekcie procedur NTE oraz UE 582/2011

W artykule zaprezentowano wyniki badań emisji oraz wskaźników pracy autobusu miejskiego zasilanego sprężonym gazem ziemnym CNG (*Compressed Natural Gas*). Pomiary realizowane były za pomocą nowoczesnej aparatury typu PEMS (*Portable Emission Measurement System*) umożliwiającej pomiar emisji składników gazowych spalin z układów wylotowych badanego obiektu. Na podstawie przeprowadzonych badań wyznaczono charakterystyki obciążeniowe, wykorzystując do tego uzyskane wartości momentów wraz z prędkościami obrotowymi wału korbowego silnika. Zarejestrowane cykle pomiarowe umożliwiły odniesienie otrzymanych wyników do obszaru testu NTE. Ponadto na podstawie przeprowadzonej denormalizacji testu ETC wyznaczono obszary pomiarowe zgodnie z procedurą UE 582/2011. Przeprowadzone badania dowodzą, że wykorzystywanie mobilnej aparatury do badań drogowych pojazdów kategorii HDV (*Heavy Duty Vehicle*) jest uzasadnione w celu określenia rzeczywistego poziomu emisji.

*Słowa kluczowe: emisja spalin, badania drogowe, symulacja, CNG*

Bartosz ORSZULAK

PTNSS–2015–3461

Jerzy MERKISZ

Maciej ANDRZEJEWSKI

#### EVALUATE THE USEFULNESS OF RESEARCH USING A PASSENGER VEHICLE SIMULATOR TO VERIFY THE APPLICATION OF THE ECO-DRIVING GUIDELINES BY DRIVERS

The article presents an analysis and assessment of the tests suitability of using advanced passenger cabin vehicle simulator to verify the application of using eco-driving guidelines by drivers. The guidelines that make up the style of the vehicles driving in an environmentally friendly way and the present requirements for obtaining a new license B category will be discussed.

This article contains proposition of example training program that use the high class vehicle simulator for effective teach and verify the eco-driving guidelines for future students of driver training centers.

*Key words: eco-driving, simulator, training program, driver's license, virtual reality, driving style*

#### Ocena przydatności badań wykorzystujących symulator samochodowy do weryfikacji stosowania przez kierowców wytycznych eco-drivingu

W artykule przedstawiono analizę i ocenę przydatności badań wykorzystujących zaawansowany symulator kabinowy pojazdu do weryfikacji zastosowania przez kierowców wytycznych związanych z eco-drivingiem. Omówione zostały zasady jazdy wchodzące w skład stylu prowadzenia pojazdu w sposób przyjazny środowisku oraz obecne wymogi związane z uzyskaniem nowego prawa jazdy kategorii B.

Artykuł zawiera także propozycje przykładowego programu szkolenia wykorzystującego wysokiej klasy symulator samochodowy w celu skutecznego nauczania oraz zweryfikowania stosowania wytycznych eco-drivingu przez przyszłych adeptów ośrodków szkolenia kierowców.

*Słowa kluczowe:* eco-driving, symulator, program szkoleń, prawo jazdy, rzeczywistość wirtualna, styl jazdy

Paweł FUC

PTNSS–2015–3462

Piotr LJJEWSKI

Maciej BAJERLEIN

Marta GALANT

Maciej SIEDLECKI

#### ENVIRONMENTAL AND ECONOMIC ASPECTS OF OPERATION OF VARIOUS CONFIGURATIONS OF URBAN BUS DRIVE SYSTEMS

The conditions of the drive systems installed in urban buses make the drive system operate in a substantially changing ranges of power, rotational speed and drive performance. In addition, frequent braking causes irreversible conversion of kinetic energy into heat, and also contributes to increasing the amount of harmful exhaust gases emitted by the vehicles. Due to this operating characteristic of urban busses manufacturers are looking for new drive system configurations, allowing for the reduction of the negative impact of urban transport on the environment. In addition to the emissions of harmful components of exhaust gases an important factor in the assessment of drive systems, including internal combustion engines is the energy consumption – or fuel consumption. This article provides an overview of environmental and economic aspects of the operation of public transport vehicles in urban areas. The analysis includes conventional drives, units powered by alternative fuels and electric buses.

*Key words:* buses, fuel consumption, alternative drivetrain

#### Ekologiczne i ekonomiczne aspekty eksploatacji różnych konfiguracji napędów autobusów miejskich

Warunki pracy układów napędowych montowanych w autobusach miejskich powodują, że zespół napędowy pracuje w znacznym zakresie zmian mocy, prędkości obrotowej oraz sprawności napędu. Dodatkowo częste hamowania powodują nieodwracalną zamianę energii kinetycznej na ciepło, a także przyczyniają się do wzrostu ilości szkodliwych składników gazów wylotowych emitowanych przez pojazdy. Z uwagi na taką charakterystykę pracy producenci autobusów miejskich

poszukują nowych konfiguracji napędów, pozwalających na ograniczenie negatywnego wpływu transportu miejskiego na środowisko naturalne. Poza emisją szkodliwych składników gazów wylotowych ważnym czynnikiem oceny napędów, w tym silników spalinowych, jest zużycie energii – paliwa. Niniejszy artykuł zawiera zestawienie ekologicznych i ekonomicznych aspektów eksploatacji pojazdów komunikacji zbiorowej w aglomeracjach miejskich. Analiza obejmuje napędy konwencjonalne, jednostki zasilane paliwami alternatywnymi oraz autobusy elektryczne.

*Słowa kluczowe:* autobusy, zużycie paliwa, napędy alternatywne

Aleksander GÓRNIŁAK

PTNSS–2015–3463

Anna JANICKA

Maria SKRĘTOWICZ

Kamil TRZMIEL

Radostaw WŁOSTOWSKI

Radostaw WROBEL

Maciej ZAWIŚLAK

#### CONDITIONING OF A BIOMASS GASIFICATION PRODUCT GASES FOR SUPPLYING A COMBUSTION ENGINE

The consequence of biomass gasification is generation of a gas mixture composed mainly of hydrogen, carbon mono and dioxide, and methane, called SNG (Substitute Natural Gas) which can be utilized as an alternative fuel for internal combustion engines. However, the product gas mixture cannot be directly supplied to the engine due to variability of its composition as well as its impurities. This brings the necessity to conduct a series of procedures of gas purification and conditioning before supplying the engine. This paper therefore deliberates a concept of gas conditioning method.

*Key words:* biomass gasification, SNG, gas conditioning

#### Kondycjonowanie gazów podawanych do silnika spalinowego powstałych w procesie zgazowania biomasy

W wyniku procesów zgazowania biomasy powstaje mieszanina gazów składająca się między innymi z wodoru, tlenku węgla, ditlenku węgla i metanu, tzw. syngaz, który może zostać wykorzystany jako paliwo alternatywne do silnika spalinowego. Powstały syngaz, ze względu na swój skład (występowanie zanieczyszczeń) i parametry nie może być jedna podany do silnika w sposób bezpośredni. Niezbędne jest więc przeprowadzenie szeregu zabiegów kondycjonowania i oczyszczania gazu syntetycznego. W pracy przedstawiono koncepcję i metody kondycjonowania gazów.

*Słowa kluczowe:* zgazowanie biomasy, syngaz, kondycjonowanie gazów

Marek LUTOWICZ

PTNSS–2015–3464

#### INTERFERENCE METHOD TO MEASURE ENGINE INSTANTANEOUS ANGULAR SPEED

In the Polish Naval Academy (PNA) are carried out research works on the use of the instantaneous angular speed (IAS) in engine diagnostic purposes. Many research centers deals with that problem. However PNA in order to obtain better resolution and immunity to interference decided to use the Sagnac's interferometer, which is used in the optical gyroscopes in navigation for several years. Professional optical gyroscopes provide measurements of the angular velocity with the resolutions of even  $0.002^\circ/\text{h}$  (Acieło FOG 24) at speed limited to 50 rpm. Such resolution strongly outweighs the need for diagnostics of piston engines, but the range of the measured rotational speed is definitely smaller than the speeds even of low-speed marine diesel engines. During the work model of the Sagnac's interferometer had been developed for measurement of rotational speeds typical for medium-speed marine diesel engines. For rotational speed of 750 rpm resolution 0.0055% had been obtained. The time of measurement is very short, about 333 ns, and it is equal to the time of passage of light through the fiber optic cable with length of 100 meters. Because of that this method does not introduce significant phase shifts and does not limit the number of samples per engine shaft revolution.

*Key words: marine diesel engine, diagnostics, engine indication, instantaneous angular speed*

#### **Interferencyjna metoda pomiaru nierównomierności biegu silnika**

W Polskiej Akademii Marynarki Wojennej trwają prace nad wykorzystaniem nierównomierności biegu silnika w celach diagnostycznych. Zajmuje się tym wiele ośrodków, jednak w PAMW w celu uzyskania lepszej rozdzielczości i odporności na zakłócenia postanowiono wykorzystać interferometr Sagnaca, stosowany od kilkunastu lat w nawigacyjnych żyroskopach optycznych. Profesjonalne żyroskopy optyczne zapewniają pomiary prędkości kątowej z rozdzielczościami nawet  $0,002^\circ/\text{h}$  (Acieło FOG 24) przy prędkości obrotowej ograniczonej do 50 obr/min. Rozdzielczość taka zdecydowanie przewyższa potrzeby diagnostyki silników tłokowych, jednak zakres mierzonych prędkości obrotowej jest zdecydowanie mniejszy od prędkości obrotowych nawet wolnoobrotowych silników okrętowych. W ramach prowadzonej pracy wykonano model interferometru Sagnaca przystosowany do pomiarów w zakresie prędkości obrotowych typowych dla średnio obrotowych silników okrętowych. Przy prędkości obrotowej 750 obr/min uzyskano rozdzielczość 0,0055%. Czas pomiaru jest bardzo krótki około 333 ns i jest on równy czasowi przejścia światła przez 100 m włókna światłowodu, dlatego metoda ta nie wprowadza istotnych przesunięć fazowych jak i nie ogranicza ilości próbek na obrót.

*Słowa kluczowe: okrętowy silnik spalinowy, diagnostyka, indykowanie, nierównomierność biegu*

*Tomasz KNEFEL  
Jacek NOWAKOWSKI  
Andrzej SUCHECKI  
Krzysztof BRZOZOWSKI*

PTNSS-2015-3465

#### **THE IMPACT OF FAME IN DIESEL FUEL ON THE EMISSION HARMFUL EXHAUST COMPONENTS OF COMPRESSION IGNITION ENGINE**

For several years, research is underway to fuels derived from natural sources, which can partially or completely replace the fuel from crude oil. Such fuels are called non-conventional, alternative or substitute. As a substitute fuels commonly used in CI engines can provide liquid fuels of vegetable origin or another, and gaseous fuels. In the past decade, used vegetable oil methyl esters (FAME), Poland rapeseed oil esters. Currently, notes the trend of so-called withdrawal biodiesel, including the opinion of the speaker because of the negative effect of that not only the fuel injection equipment, as well as CI engine performance. This paper presents the results of the influence the content of FAME (vegetable oil methyl esters) in diesel oil for power, torque, and the content of harmful substances in exhaust gases CI engine. These results were related to the obtained with the engine running only on pure diesel oil. The results were obtained on test bed for engine and for car.

*Key words: compression ignition engine, FAME, engine performance, driving test*

#### **Wpływ FAME w oleju napędowym na emisję składników szkodliwych spalin silnika o zapłonie samoczynnym**

Od szeregu lat prowadzi się badania nad paliwami pochodzącymi ze źródeł naturalnych, które mogą zastąpić częściowo lub całkowicie paliwa z przeróbki ropy naftowej. Takie paliwa nazywamy niekonwencjonalnymi, alternatywnymi lub zastępczymi. Jako paliwa zastępcze najczęściej wykorzystywane w silnikach ZS możemy podać paliwa ciekłe pochodzenia roślinnego lub innego, oraz paliwa gazowe. W ubiegłym dziesięcioleciu stosowano estry metylowe olejów roślinnych (FAME), w Polsce – estry olejów rzepakowych. Obecnie zauważa się trend wycofywania z tzw. biodiesli, również z powodu opinii mówiącej o negatywnym skutku tegoż paliwa nie tylko na aparaturę wtryskową, ale także na osiągi silnika. W niniejszej pracy przedstawiono wyniki badań wpływu zawartości FAME (estrów metylowych olejów roślinnych) w oleju napędowym na moc, moment obrotowy oraz zawartość związków szkodliwych w spalinach silnika ZS. Wyniki te odniesiono do uzyskanych na silniku pracującym tylko na czystym oleju napędowym. Przedstawiono wyniki badań silnika ZS na hamowni silnikowej oraz pojazdu napędzanego silnikiem ZS na hamowni podwoziowej.

*Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, FAME, osiągi silnika, test jezdny*

Jacek CZARNIGOWSKI  
Andrzej PRYZOWICZ

PTNSS-2015-3466

### TEST STAND FOR LONG-TERM TESTING IN EXTREME THERMAL CONDITIONS PULSE GAS INJECTORS

The paper presents the developed test stand designed to test the pulse gas injector in extreme temperature conditions. The stand allows the testing of injectors at low temperatures (up to  $-20^{\circ}\text{C}$ ) and high (up to  $80^{\circ}\text{C}$ ). This includes the entire range of the normal operation of the injectors in operation. This paper describes the design and function of the stand and present their research capabilities and sample results. Injector mass-flow rate are shown working at high and low temperature, showing that the temperature has a strong influence on the mass-flow. Research carried out for three typical injectors design.

*Key words: injector, LPG, research, temperature*

### Stanowisko do długotrwałych badań w skrajnych warunkach termicznych impulsowych wtryskiwaczy gazu

W artykule przedstawiono opracowane stanowisko badawcze przeznaczone do badania impulsowych wtryskiwaczy gazu w skrajnych warunkach termicznych. Stanowisko umożliwia badanie wtryskiwaczy w niskich temperaturach (do  $-20^{\circ}\text{C}$ ) oraz w wysokich (do  $80^{\circ}\text{C}$ ). Obejmuje to cały zakres normalnej pracy wtryskiwaczy w eksploatacji. W artykule opisano budowę i zasadę działania stanowisk, przedstawiono ich możliwości badawcze oraz przykładowe wyniki badań. Przedstawiono przebiegi wydatku wtryskiwacza pracującego w podwyższonej i obniżonej temperaturze. Wykazano, że temperatura ta ma duży wpływ na wydatek wtryskiwacza. Badania przeprowadzono dla dwóch typowych konstrukcji wtryskiwaczy.

*Słowa kluczowe: wtryskiwacz, LPG, badania, temperatura*

Andrzej SUCHECKI  
Jacek NOWAKOWSKI  
Tomasz KNEFEL  
Józef SOCHACKI

PTNSS-2015-3467

### IMPACT ASSESSMENT OF TECHNOLOGICAL CHANGES ON SELECTED PERFORMANCE DIESEL ENGINES

The article presents the research results of compression-ignition engines, with a small displacement. Engines that were tested, were characterized by the same displacement, but have been produced in two versions: with a power of 51 i 67 kW, and for each version were used two methods for surface treatment of cylinders: conventional honing and made by laser oil microchambers. Each motor has been tested durability consisting of 504 hours of work. For the analyzes were selected three parameters: opacity, blow-by exhaust gases to the crankcase and lubricating

oil consumption. Oil consumption was analyzed based on both the average hourly consumption resulting from the refilling of oil, and the hourly consumption measured at different loadings.

*Key words: Diesel engine, durability test, opacity, blow-by exhaust gases, lubricating oil consumption*

### Ocena wpływu zmian technologicznych na wybrane parametry pracy silników o zapłonie samoczynnym

W artykule przedstawiono wyniki badań silników o zapłonie samoczynnym, o niewielkiej pojemności skokowej. Silniki, które poddano badaniom charakteryzowały się tą samą pojemnością skokową, lecz zostały wyprodukowane w dwóch wersjach: o mocy 51 i 67 kW, a dla każdej z wersji zastosowano dwie metody obróbki powierzchni cylindrów: konwencjonalne honowanie oraz wykonanie za pomocą lasera mikrokomór olejowych. Każdy z silników został poddany próbie trwałościowej obejmującej 504 godziny pracy. Do analiz wybrano trzy wielkości: zadymienie spalin, przedmuchy spalin do skrzyni korbowej oraz zużycie oleju smarującego. Tę ostatnio analizowano zarówno w oparciu o średnie godzinowe zużycie wynikające z uzupełniania oleju, jak i zużycie godzinowe zmierzone przy różnych obciążeniach.

*Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, test trwałościowy, zadymienie, przedmuchy spalin, zużycie oleju*

Andrzej WOLFF

PTNSS-2015-3468

### NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN CYLINDER OF A MARINE TWO-STROKE ENGINE

In the paper an analysis of the heat transfer in cylinder of a long-stroke marine engine was presented. For this purpose CFD results of thermal and flow processes during engine cycle in combustion chamber and under piston were applied. They were made available to the author by the marine engine designing centre "Wärtsilä" in Switzerland. A special computer program was developed for calculation of engine cycle averaged distributions of heat transfer coefficient, gas temperature and heat flux along the cylinder liner. In the paper an appropriate comparison between these distributions obtained by the use of CFD results and based on empirical equations of Woschni or Bulaty was presented.

The developed calculation methods can be utilized for evaluation of maximal temperatures and their gradients, and thus thermal stresses and deformations of combustion chamber parts of an engine, in particular of the cylinder liner.

*Key words: marine engines, heat transfer, convection, thermal load of cylinder liner*

### Numeryczna analiza wymiany ciepła w cylindrze dwusuwowego silnika okrętowego

W artykule przedstawiono analizę procesu wymiany ciepła w cylindrze dwusuwowego silnika okrętowego o długim skoku tłoka. Wykorzystano obliczenia termodynamiczno-przepływowe CFD cyklu pracy silnika w dotyczące komory spalania oraz w objętości pod tłokiem, które udostępnił ośrodek konstrukcyjny silników okrętowych „Wärtsilä” w Szwajcarii. Opracowano program komputerowy do wyznaczania uśrednionych w cyklu pracy silnika rozkładów współczynnika przejmowania ciepła, temperatury gazu i gęstości strumienia ciepła wzdłuż tworzącej cylindra. W artykule przedstawiono porównanie wspomnianych rozkładów uzyskanych z użyciem obliczeń CFD oraz formuł empirycznych Woschniego, względnie Bulatiego.

Opracowane metody obliczeń mogą być wykorzystane do wyznaczania maksymalnych wartości temperatur i ich gradientów, a w konsekwencji naprężeń termicznych i odkształceń elementów komory spalania silnika, a w szczególności tulei cylindrowej.

*Słowa kluczowe: silniki okrętowe, wymiana ciepła, konwekcja, obciążenia cieplne tulei cylindrowej*

Michał OLCZYK

PTNSS–2015–3473

Jerzy KORZEC

Piotr BIELACZYK

Adam SORDYL

#### CNG AND DIESEL FUEL SUPPLY SYSTEM IN THE CI ENGINE AS AN ALTERNATIVE FOR TRADITIONAL FUEL SYSTEMS

The compressed ignition engine with a dual fuel system is presented as an answer to the changing and demanding market conditions. Compressed natural gas (CNG) was used as an alternative fuel, due to its features and its competitive price compared to the other types of fossil and alternative fuels. The point of departure was a compressed ignition engine (inline four cylinders with a turbocharger), direct ignition and a mechanical fuel pump. The alternative fuel system included four CNG injectors and a special control unit, which was adopted on the engine. Gaseous and particle emissions are presented together with engine operation parameters for different engine speeds and loads. Each load as well as speed points were performed in Diesel mode and in Dual Fuel mode, with four different factors of torque replacement by CNG, to compare the influence of CNG on the engine.

*Key words: CNG fuel, commercial engine, operation parameters, exhaust gas emission, compressed ignition engine*

#### System zasilania paliwem gazowym i ciekłym w silniku o zapłonie samoczynnym jako alternatywa dla tradycyjnych systemów paliwowych

Silnik z zapłonem samoczynnym, wyposażony w dwupaliwowy system zasilania, jest postrzegany jako odpowiedź na wymagające oczekiwania rynku motoryzacyjnego. Jako alternatywne paliwo użyto sprężonego gazu ziemnego (CNG), z racji na jego cechy i konkurencyjną cenę w porównaniu

do innych paliw. Punktem wyjścia był silnik ZS (turbodoładowany, rzędowy, czterocylindrowy), z bezpośrednim wtryskiem i mechaniczną pompą paliwa. System zasilania paliwem alternatywnym składał się z czterech wtryskiwaczy CNG i specjalnej jednostki sterującej. Dla różnych wartości prędkości obrotowych silnika i obciążeń zostały przedstawione wyniki emisji gazowych składników spalin i cząstek stałych. Każdy punkt testu został powtórzony w dwóch trybach pracy, jednopaliwym i dwupaliwowym, z czterema różnymi udziałami CNG jako paliwa, w celu porównania jego wpływu na parametry pracy silnika.

*Słowa kluczowe: sprężony gaz ziemny, pojazdy użytkowe, parametry pracy silnika, emisja gazów spalinowych, silnik z zapłonem samoczynnym*

Adam CHARCHALIS

PTNSS–2015–3475

#### LABORATORY TEST STAND FOR EVALUATION OF EFFECTIVENESS OF CLEANING OF MARINE ENGINES EXHAUST GASES

The paper presents test stand allows broad span of engine's vary load. Modernization of the stand was forced by necessity of carrying out of the researches related to evaluation of effectiveness of different methods of exhaust gases cleaning, being an aim of European Research Program in which, from polish party was IMP PAN (Polish Academy of Science), RAFAKO and TELECHEM. Further modernization was due to preparations for another research project in frames of Applied Scientific Research conducted by consortium, consisting of Institute of Fluid – Flow Machinery of Polish Academy of Science, Gdynia Maritime University and RAFAKO. The scope of modernization was adaptation of the engine for combusting various fuels, reconfiguration of exhaust piping in order to direct exhaust gas stream to adequate devices and mounting of the electronic torque meter and fuel consumption meter.

*Key words: marine engines, exhaust gases, emission gazy spalinowe, emisja spalin*

#### Stanowisko laboratoryjne do oceny efektywności oczyszczania gazów spalinowych emitowanych przez silniki okrętowe

Artykuł prezentuje zmodernizowane stanowisko laboratoryjne pozwalające na zmiany obciążenia silnika w bardzo szerokim zakresie. Modernizacja stanowiska została wymuszona koniecznością przeprowadzenia badań związanych z oceną efektywności różnych metod oczyszczania gazów spalinowych, prowadzonych w ramach Europejskiego Programu Badawczego, w którym polską stronę reprezentowały IMP PAN, RAFAKO, oraz TELECHEM. Kolejna modernizacja była związana z zakresem projektu badawczego prowadzonego przez konsorcjum w którego skład weszły IMP PAN, Akademia Morska w Gdyni, oraz RAFAKO w ramach Programu Badań Stosowanych. Zakres prac modernizacyjnych objął przystosowanie silnika do spalania

różnych rodzajów paliw, rekonstrukcję układu wydechowego w celu umożliwienia instalacji urządzeń oczyszczających oraz montaż urządzeń do pomiaru momentu obrotowego i zużycia paliwa.

*Słowa kluczowe: silniki okrętowe, gazy spalinowe, emisja spalin*

Piotr BIELACZYC

Andrzej SZCZOTKA

Piotr PAJDOWSKI

Joseph WOODBURN

PTNSS-2015-3477

### THE POTENTIAL OF CURRENT EUROPEAN LIGHT DUTY LPG-FUELLED VEHICLES TO MEET EURO 6 REQUIREMENTS

This paper presents an analysis of THC, NMHC, CO, NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> emissions during testing of a vehicle on a chassis dynamometer, fuelled with LPG, in the context of the new Euro 6 emissions requirements. The analyses were performed on a Euro 6 bi-fuel vehicle with an SI engine equipped with an MPI feeding system operating in closed-loop control, a typical three-way-catalyst, and a heated oxygen sensor. The vehicle had been adapted by its manufacturer for fuelling with LPG by using additional special equipment mounted onto the existing petrol fuelling system. The vehicle tested featured a multipoint gas injection system.

The tests subject to the analyses presented here were performed in the Engine Research Department of BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala, Poland, within a research programme investigating the influence of alternative fuels on exhaust emissions from light duty vehicle vehicles with spark-ignition and compression-ignition engines.

*Key words: light duty vehicle, alternative fuels, LPG, SI engine, exhaust emissions, Euro 6*

### Możliwości spełnienia norm emisji Euro 6 przez obecnie produkowane europejskie lekkie pojazdy samochodowe zasilane LPG

Tematem niniejszego artykułu jest analiza emisji THC, NMHC, CO, NO<sub>x</sub> i CO<sub>2</sub> podczas testów pojazdu zasilanego paliwem LPG na hamowni podwozowej w aspekcie spełnienia nowych standardów emisji spalin Euro 6. Próby przeprowadzono z wykorzystaniem pojazdu spełniającego limity normy Euro 6, wyposażonego w silnik o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem paliwa sterowanym ze sprzężeniem zwrotnym na podstawie sygnału z sondy lambda, typowym trójfunkcyjnym reaktorem katalitycznym i podgrzewanym czujnikiem zawartości tlenu w spalinach. Samochód używany w badaniach był dostosowany fabrycznie przez jego producenta do zasilania paliwem gazowym LPG przez użycie dodatkowego osprzętu, oprócz istniejącego systemu zasilania benzyną. Badane samochody wyposażone były w system wielopunktowego wtrysku LPG najnowszej generacji.

Badania i analizy przeprowadzono w Zakładzie Badań Silników Instytutu Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL w Bielsku-Białej, w ramach programu badań mających na celu określenie wpływu zastosowania paliw alternatywnych na możliwość obniżenia poziomu emisji związków szkodliwych spalin z pojazdów samochodowych z silnikami o zapłonie iskrowym (ZI) i samoczynnym (ZS).

*Słowa kluczowe: lekki pojazd samochodowy, paliwa alternatywne, LPG, silnik ZI, emisja spalin, Euro 6*

Karol GRAB-ROGALIŃSKI

Stanisław SZWAJA

PTNSS-2015-3478

### MILLER CYCLE APPLICATION TO THE GASEOUS SUPERCHARGED SI ENGINE

The paper contains results of tests on the spark ignited (SI) engine modified to work as the engine with the overexpanded thermodynamic Miller cycle. Investigation was particularly focused on thermodynamic properties of the applied Miller cycle as well as combustion progress in the supercharged engine fuelled with various gaseous fuels as follows: coke gas, natural gas and hydrogen. Crucial conclusions deal with experimental investigation. The conclusions showed the following: IMEP was maintained at the same level with aid of supercharging, thermal indicated efficiency increased.

*Key words: gas engine, indicated parameters, Miller cycle*

### Zastosowanie obiegu Millera do doladowanego silnika gazowego o zapłonie iskrowym

W artykule przedstawione zostały wyniki stanowiącego silnika o zapłonie iskrowym przystosowanego do pracy na zasadzie obiegu Millera. Badania skupiały się na właściwościach termodynamicznych wykorzystanego obiegu Millera jak również przebiegu spalania w doladowanym silniku zasilanym różnymi paliwami gazowymi takimi jak: gaz koksowniczy, gaz ziemny, wodór. Główne wnioski uzyskane zostały w wyniku badań eksperymentalnych i wskazały wzrost odporności na spalanie stukowe przy wykorzystaniu obiegu Millera oraz podwyższenie sprawności indykowanej.

*Słowa kluczowe: silnik gazowy, parametry indykowane, obieg Millera*

Tomasz SKRZEK

PTNSS-2015-3480

### EFFECT OF THE DIESEL FUEL DOSE DIVISION AND THE INJECTION ANGLE ON OPERATING PARAMETERS OF A DUAL-FUEL COMPRESSION IGNITION ENGINE

The paper presents results of a research on the effect of the diesel fuel dose division in a dual-fuel CI engine operating on propane. It presents test results obtained for four various proportions of the diesel fuel dose distribution, measured in form of the pilot

dose energy shares in the total energy of diesel fuel, and results obtained for the case of a single diesel fuel dose. The investigation comprised an analysis of the combustion process and exhaust emissions. It has been shown that the diesel fuel dose distribution in adequate proportions of a pilot dose to the main dose, and the injection angle are important for the combustion process and toxic exhaust emissions. The obtained results showed better overall efficiency and lower nitrogen oxide emission with a slight increase of hydrocarbon emission. Moreover, it was showed that the diesel fuel dose division reduces significantly the thermal and mechanical load of the engine.

*Key words: dual fuel engine, dose divided, diesel, propane, combustion parameters, emission*

#### **Wpływ podziału dawki oraz kąta początku wtrysku dawki inicjującej na parametry pracy dwupaliwowego silnika o zaplonie samoczynnym**

W artykule przedstawiono wyniki badań dotyczących wpływu podziału inicjującej zapłon dawki oleju napędowego w dwupaliwowym silniku o ZS zasilanym propanem. Zaprezentowano zestawienie wyników badań dla czterech różnych proporcji podziału inicjującej zapłon dawki oleju napędowego mierzonych udziałem energetycznym dawki pilotującej, oraz dla przypadku pojedynczej dawki oleju napędowego. Badania obejmowały analizę procesu spalania, oraz emisji spalin. Wykazano że podział dawki oleju napędowego z zachowaniem odpowiednich proporcji dawki pilotującej do dawki głównej, oraz kąta początku wtrysku ma istotne znaczenie dla przebiegu procesu spalania, oraz emisji związków toksycznych spalin. Poprawie ulega zarówno sprawność ogólna jak i emisja tlenków azotu przy nieznacznym wzroście emisji węglowodorów. Ponadto wykazano że zastosowanie podziału dawki oleju napędowego wyraźnie redukuje obciążenia cieplne i mechaniczne silnika.

*Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, podział dawki, olej napędowy, propan, parametry spalania, emisja*

*Jerzy KAPARUK  
Sławomir LUFT*

**PTNSS–2015–3481**

#### **THE INFLUENCE OF MODERNIZATION OF A DIESEL ENGINE FOR LPG SUPPLYING (WITH THE USE OF SPARK IGNITION) ON ENGINE PERFORMANCES AND EXHAUST EMISSIONS – A PRELIMINARY STUDY**

The authors have attempted to evaluate the impact of diesel engine modernization to supply LPG with the use of spark ignition on the basic operational parameters and the combustion process in such a modified engine. The paper presents a concept of modernization resulted mainly from the necessity to change the engine compression ratio. The optimum value of the engine compression ratio was

established in previous studies. The present paper contains a comparison of performances and exhaust emissions of the modified engine with correspondent parameters of a standard ignition engine.

*Key words: modification of diesel engine, supply, LPG, general efficiency, emission, parameters of work*

#### **Wpływ modyfikacji silnika o zaplonie samoczynnym w celu zasilania paliwem LPG (z zastosowaniem zaplonu iskrowego) na jego osiągi oraz zawartość składników w spalinach – badania wstępne**

Autorzy podjęli próbę oceny wpływu modernizacji silnika o ZS w celu zasilania paliwem LPG z zastosowaniem zaplonu iskrowego na podstawowe parametry pracy i procesu spalania tak zmodyfikowanego silnika. W artykule została przedstawiona koncepcja modernizacji, głównie ze względu na konieczność zmiany stopnia sprężania silnika. W wyniku wcześniejszych badań dobrana była korzystna wartość stopnia sprężania silnika zaś prezentowany artykuł zawiera porównanie osiągnięć oraz zawartości składników w spalinach z odpowiednimi parametrami silnika standardowego o zaplonie samoczynnym.

*Słowa kluczowe: modyfikacja silnika o ZS, zasilanie, LPG, sprawność ogólna, emisja, parametry pracy*

*Grzegorz BORUTA*

**PTNSS–2015–3482**

#### **STATISTICAL EVALUATION OF THE INTENSITY OF THE CARBON DEPOSITS ACCUMULATION ON FUEL INJECTOR NOZZLES FOR DIFFERENT BIO-FUELS**

An experiment designed to investigate the difference in the intensity of carbon deposits accumulation within fuel injector nozzle holes feed into the cylinder of diesel engine standard diesel fuel and six different compositions of bio-fuels was described briefly. During this experiment, variations of pressure of air expanding from the stand cylinder to the atmosphere through the holes of used injectors' nozzles are recorded. Firstly, the quality of the fit of curvilinear regression using some selected curves for obtained variations of air pressure was rated – it turned out that the best is a scaled exponent function with linear index. Then, basing on the results of the curvilinear regression, the identity of the manufacturing of tested nozzles based on the test of equality of the slope coefficients of regression lines of at least three compared limes was verified – used nozzles have proved to be different on the accepted level of significance. Finally, the differentiability of carbon deposits accumulation on the nozzles depending on the used fuel was checked, basing on tests of significance for slope and translation coefficients the corresponding regression lines – it was found that for all fuel, except of one of the tested bio-fuels, on the accepted level of significance there is, the accumulation of carbon deposits within nozzles' holes.

It was also found that the accumulation intensity for four tested bio-fuels is lighter than diesel fuel, and for the last of the tested bio-fuels is particularly high, and higher than for diesel fuel.

*Key words: bio-fuels for diesels, carbon deposits, curvilinear regression, tests of significance*

#### **Statystyczna ocena intensywności gromadzenia się osadów na rozpylaczach dla różnych biopaliw**

Krótko opisano eksperyment mający na celu zbadanie różnicy intensywności gromadzenia się osadów w obrębie otworów rozpylacza wtryskiwacza podającego do cylindra silnika o zapłonie samoczynnym standardowy olej napędowy oraz sześć różnych kompozycji biopaliw. W trakcie tego eksperymentu rejestrowano czasowe przebiegi ciśnień powietrza rozprężającego się z butli do atmosfery przez otwory rozpylaczy użytych wtryskiwaczy. W pierwszej kolejności oceniono jakość dopasowania regresji krzywoliniowej kilkoma wybranymi krzywymi do uzyskanych przebiegów ciśnień – najlepszą okazała się skalowana funkcja eksponens z liniowym wykładnikiem. Następnie, w oparciu o wyniki regresji krzywoliniowej, sprawdzono identyczność wykonania badanych rozpylaczy w oparciu o test równości współczynników kierunkowych prostych regresji dla przynajmniej trzech porównywanych prostych – użyte rozpylacze okazały się różne na przyjętym poziomie istotności. W końcu sprawdzono rozróżnialność intensywności gromadzenia się osadów na rozpylaczach zależnie od zastosowanego paliwa w oparciu o testy istotności dla współczynników kierunkowego i przesunięcia odpowiednich prostych regresji – dla wszystkich paliw, z wyjątkiem jednego z badanych biopaliw, na przyjętym poziomie istotności stwierdzono gromadzenie się osadów w obrębie otworów rozpylacza. Stwierdzono, że gromadzenie to dla czterech badanych biopaliw ma mniejszą intensywność niż dla oleju napędowego, a dla ostatniego z badanych biopaliw intensywność ta jest szczególnie duża i większa niż dla oleju napędowego.

*Słowa kluczowe: biopaliwa dla silników o ZS, osady (nagary), regresja krzywoliniowa, testy istotności*

Grzegorz BORUTA  
Arkadiusz OLEJNIK  
Andrzej PIĘTAK  
Mieczysław STRUŚ

PTNSS–2015–3483

#### **TESTING THE INTENSITY OF THE CARBON DEPOSITS ACCUMULATION ON FUEL INJECTOR NOZZLES FOR DIFFERENT BIO-FUELS**

The conditions the use of bio-fuels and bio-components for oil fuels were described. The test stand and the experiment designed to investigate the difference in the intensity of the carbon deposits accumulation within fuel injector nozzle holes feed into the cylinder of diesel engine standard diesel and six different compositions of bio-fuels were describes. During this experiment, variations of pressure of air expanding from the stand cylinder to the atmosphere

through holes of nozzles used injectors were recorded. The similarity of acquired pressure variations was rated. Based on the curvilinear regression exponent function, the intensity of accumulation of carbon deposits on the nozzles, depending on the used fuel, was also evaluated. It was found that the accumulation for one of the tested bio-fuels is particularly intense and larger than the one of diesel fuel and may be result of high carbon content relative to hydrogen and oxygen content in its molecules.

*Key words: bio-fuels for diesels, carbon deposits, engine dynamometer tests*

#### **Badania intensywności gromadzenia się osadów na rozpylaczach dla różnych biopaliw**

Opisano uwarunkowania stosowania biopaliw oraz biokomponentów do paliw ropopochodnych. Opisano stanowisko badawcze i eksperyment mający na celu zbadanie różnicy intensywności gromadzenia się osadów w obrębie otworów rozpylacza wtryskiwacza podającego do cylindra silnika o zapłonie samoczynnym standardowy olej napędowy oraz sześć różnych kompozycji biopaliw. W trakcie tego eksperymentu rejestrowano czasowe przebiegi ciśnienia powietrza rozprężającego się z butli do atmosfery przez otwory rozpylaczy użytych wtryskiwaczy. Oceniono podobieństwo zarejestrowanych przebiegów ciśnień. W oparciu o regresję krzywoliniową funkcją eksponens oceniono również intensywność gromadzenia się osadów na rozpylaczach zależnie od zastosowanego paliwa. Stwierdzono, że gromadzenie to dla jednego z badanych biopaliw jest szczególnie intensywne i większe niż dla oleju napędowego i może wynikać z dużej zawartości węgla w stosunku do wodoru i tlenu w jego cząsteczkach.

*Słowa kluczowe: biopaliwa dla silników o ZS, osady (nagary), badania hamowniane*

Kazimierz LEJDA  
Hubert KUSZEWSKI  
Krzysztof LEW

PTNSS–2015–3486

#### **THE INFLUENCE OF PHYSICO-CHEMICAL FUEL PROPERTIES ON OPERATING PARAMETERS IN DIESEL ENGINE**

The aim of the study, the results of which are given in this article was to determine the effect of selected physico-chemical properties of fuels on operating parameters in diesel engine. The results of the physicochemical tests can be useful to formulate mixtures of fuels of seeking properties, while the results achieved in the engine dynamometer tests allow you to optimize, using selected criteria (eg . power maximization, minimization of toxic exhaust emissions), fuel injection parameters.

*Key words: properties of fuels, diesel engine, operating parameters engine*

#### **Wpływ właściwości fizykochemicznych paliw na parametry operacyjne silnika o ZS**

Celem badań, których wyniki zamieszczono w niniejszym artykule, było określenie wpływu wybranych właściwości fizykochemicznych paliw na parametry operacyjne silnika o zapłonie samoczynnym. Wyniki badań parametrów fizykochemicznych mogą być przydatne do komponowania mieszanin paliw o poszukiwanych właściwościach, natomiast wyniki uzyskane w czasie prób na hamowni silnikowej pozwalają na zoptymalizowanie, przy wybranych kryteriach (np. maksymalizacja mocy, minimalizacja emisji toksycznych składników spalin), parametrów wtrysku paliwa.

*Słowa kluczowe: właściwości paliw, silnik o ZS, parametry operacyjne silnika*

Artur JAWORSKI  
Hubert KUSZEWSKI  
Kazimierz LEJDA  
Adam USTRZYCKI  
Paweł WOŚ

PTNSS–2015–3487

#### EFFECT OF SELECTED LIQUID LPG INJECTION PARAMETERS ON THE CONCENTRATION OF TOXIC COMPOUNDS IN SPARK IGNITION ENGINE

The article presents the results of research dealing with the impact of injection parameters of LPG liquid phase on the exhaust concentration of toxic components, i.e. CO, HC, and NO<sub>x</sub> in a SI engine. The study was realized on a modified six-cylinder engine MD-111ET, designed for running 125 kVA power plant generator. In order to achieve the desired power of the engine, a turbocharging device was used. To feed the engine, a liquid phase LPG injection system by the Vialle Company was used. For the engine control, a specially developed injection controller DTE was used, It co-worked with the LPG ECU in a "master-slave" system. During the tests, the injection system parameters including the injection time, pre-injection time, injection timing, and angles of the initial injection were subjected to regulations.

*Key words: LPG, fuel injection, exhaust toxicity, spark ignition engine*

#### Wpływ wybranych parametrów wtrysku LPG w fazie ciekłej na poziom stężenia składników toksycznych spalin silnika o zapłonie iskrowym

W artykule przedstawiono wyniki badań wpływu parametrów wtrysku paliwa LPG w fazie ciekłej na stężenie składników toksycznych tj. CO, HC i NO<sub>x</sub>, w spalinach silnika o ZI. Badania przeprowadzono na zmodyfikowanym sześciocylindrowym silniku MD-111ET, przeznaczonym do napędu agregatu prądotwórczego w elektrowni kontenerowej o mocy 125 kVA. W celu osiągnięcia oczekiwanej mocy agregatu silnik został doładowany za pomocą turbosprężarki. Do zasilania silnika wykorzystano układ wtrysku LPG w fazie ciekłej firmy Vialle. Do sterowania silnikiem wykorzystano specjalnie opracowany sterownik wtrysku DTE, który współpracował ze sterownikiem LPG w układzie "master-slave". W trakcie badań prowadzono

m.in. pomiary parametrów układu wtryskowego, które podlegały regulacji, takich jak: czas wtrysku i ewentualnie czas wtrysku wstępnego oraz kąty wyprzedzenia wtrysku oraz wtrysku wstępnego.

*Słowa kluczowe: LPG, wtrysk paliwa, toksyczność spalin, silnik o zapłonie iskrowym*

Hubert KUSZEWSKI  
Artur JAWORSKI  
Kazimierz LEJDA  
Adam USTRZYCKI  
Paweł WOŚ

PTNSS–2015–3488

#### THE STUDY OF DERIVED CETANE NUMBER FOR ETHANOL-DIESEL BLENDS

The aim of the researches presented in this paper was to determine the effect of some volume fractions of ethanol in the diesel fuel on the self-ignition properties for such prepared fuel. As a measure of the susceptibility of fuel to self-ignition derived cetane number was used. The measurement of derived cetane number (DCN) was made with a device enabling combustion in constant volume chamber. The results were compared with the legislative and standard requirements for diesel fuel.

*Key words: diesel fuel, fuel injection, derived cetane number, ethanol-diesel blend*

#### Badania pochodnej liczby cetanowej mieszanin oleju napędowego z etanolem

Celem badań, których wyniki zamieszczono w niniejszym artykule, jest określenie wpływu wybranych udziałów objętościowych etanolu w oleju napędowym na właściwości samozapłonowe tak przygotowanego paliwa. Jako miara skłonności paliwa do samozapłonu wykorzystana została pochodna liczba cetanowa. Pomiaru pochodnej liczby cetanowej (DCN) dokonano przy użyciu aparatu umożliwiającego spalanie w komorze o stałej objętości. Wyniki oznaczeń porównano z wymaganiami legislacyjnymi i normatywnymi, jakim podlega olej napędowy.

*Słowa kluczowe: olej napędowy, wtrysk paliwa, pochodna liczba cetanowa, mieszanina oleju napędowego i etanolu*

Włodzisław STANIK  
Aleksander MAZANEK  
Janusz JAKÓBIEC

PTNSS–2015–3490

#### STUDY OF DIESEL OIL CONTAINING 7% (V/V) OF FAME AND CETANE BOOST ADDITIVE FOR THE ASSESSMENT ITS UTILITY AND PURITY OF INJECTORS

The paper presents the results of laboratory tests of diesel oils containing 7% (V/V) of FAME in terms of quality requirements according to the EN 590: 2013-12 and DIN EN 14214 + A1: 2014-04. Moreover the effect of 2-ethylhexyl nitrate as cetane boost additive for fuel

oxidation stability) was studied. A very important part of the work is the study of motor diesel fuels with the participation of 7% (V/V) FAME on coking of the needle injector system of compressed ignition engine.

*Key words: biofuel, injectors' evaluation, cetane booster*

#### **Badania oleju napędowego zawierającego 7 % (v/v) fame i dodatek cetanowy w zakresie oceny użytkowej i czystości wtryskiwaczy czopikowych**

W pracy zamieszczono wyniki badań laboratoryjnych i testowych olejów napędowych z udziałem 7% (v/v) FAME w zakresie wymagań jakościowych wg norm PN EN 590 : 2013-12 i PN EN 14214+A1 : 2014-04 oraz wpływu azotanu 2-etyloheksylu jako dodatku podwyższającego liczbę cetanową na stabilność oksydacyjną paliwa. Bardzo ważnym elementem pracy są badania silnikowe olejów napędowych z udziałem 7% (v/v) FAME dotyczące zakoksovania wtryskiwaczy czopikowych układu wtryskowego silnika o zaplonie samoczynnym.

*Słowa kluczowe: biopaliwo, ocena wtryskiwaczy, dodatek cetanowy*

Jolanta ŻAK

PTNSS-2015-3491

Piotr GOŁĘBIEWSKI

#### **COMPARATIVE ANALYSIS OF THE RAIL AND ROAD TRANSPORT IN THE CO<sub>2</sub> EMISSION**

In the article we made a comparing the rail and car transport in the CO<sub>2</sub> emission. We described the research concerning the negative influence of harmful exhaust fumes, in particular of carbon dioxide on the natural environment and the health of people. We presented main assumptions of the mathematical model of the environment-friendly transport system. We described the structure of the transport network with the help of the graph. We set characteristics describing elements of this structure and characteristics concerning vehicles especially concerning the volume of the carbon dioxide emitted by them. On account of the specificity of appearing of the transport in Poland in the model we took into account only means of road and rail transport used for the carriage of cargo and passengers, and we also divided them on account of the kind of fuel powering them. For analysis we chose the string Warsaw – Łódź, in which it is possible to move by different means of transport which transmitting different amounts of the carbon dioxide to the atmosphere. We conducted distribution of passengers flow into the transport network for three scenarios according to the criterion of the total amount of the external costs associated with the air pollution.

*Key words: transport, modelling of the distribution of traffic flow, environment-friendly transport system, CO<sub>2</sub> emission*

#### **Analiza porównawcza transportu kolejowego i samochodowego w zakresie emisji CO<sub>2</sub>**

W artykule dokonano porównania transportu kolejowego i samochodowego w zakresie emisji CO<sub>2</sub>. Przedstawiono badania dotyczące negatywnego oddziaływania związków szkodliwych spalin, w szczególności dwutlenku węgla na środowisko naturalne oraz zdrowie ludzi. Przedstawiono główne założenia matematycznego modelu proekologicznego systemu transportowego w tym przedstawiono jego elementy. Strukturę sieci transportowej przedstawiono przy pomocy grafu. Zadano charakterystyki opisujące elementy tej struktury oraz charakterystyki dotyczące pojazdów w tym wielkości emitowanego przez nie dwutlenku. Ze względu na specyfikę występowania transportu w Polsce w modelu uwzględniono tylko środek transportu drogowego i szynowego wykorzystywane do przewozu ładunków i pasażerów a także dokonano ich podziału ze względu na rodzaj zasilającego je paliwa. Dla analizy wybrano ciąg Warszawa – Łódź, w którym przemieszczać się można różnymi środkami transportu, które emitują różne ilości dwutlenku węgla do atmosfery. Przeprowadzono rozłożenie potoku pasażerów na sieć transportową dla trzech scenariuszy według kryterium całkowitych kosztów zewnętrznych związanych z zanieczyszczeniem powietrza.

*Słowa kluczowe: transport, modelowanie potoku ruchu, proekologiczny system transportowy, emisja CO<sub>2</sub>*

Marta AMBROSEWICZ-WALACIK PTNSS-2015-3494  
Tomasz DANIELEWICZ

#### **PYROLYTIC OIL AND PETROLEUM FRACTIONS OBTAINED BY PYROLYSIS OF VEHICLE TIRES AS AN ENERGY SOURCES FOR COMPRESSION-IGNITION ENGINES**

The aim of the study was to compare the physico-chemical parameters of diesel fuel, pyrolysis oil from used vehicle tires and 3 fractions of pyrolysis naphtha. The samples were characterized in terms of kinematic viscosity at 40 °C, density at 15 °C, acid number, sulfur content, ignition temperature and oxidation stability at 110 °C. Based on the study it concluded that pyrolysis oil, and medium and heavy fraction of oil can be used as components in fuel blends.

*Key words: diesel fuel, used vehicle tires, pyrolysis, pyrolytic oil, naphtha, physico-chemical parameters*

#### **Olej pirolityczny i frakcje nafty otrzymane w wyniku pirolizy opon samochodowych jako źródła energii do silników o zaplonie samoczynnym**

Celem pracy było porównanie parametrów fizyko-chemicznych oleju napędowego, oleju pirolitycznego ze zużytych opon samochodowych oraz 3 pirolitycznych frakcji nafty. Próbkę scharakteryzowano pod względem lepkości kinematycznej w temp. 40 °C, gęstości w temp. 15 °C, liczby kwasowej, zawartości siarki, temperatury zaplonu oraz stabilności oksydacyjnej w temp. 110 °C. Na podstawie przeprowadzonych badań wywnioskowano, że olej pirolityczny oraz średnia i ciężka frakcja nafty mogłyby posłużyć jako

komponenty mieszanek paliwowych, jednakże uprzednio powinny one zostać poddane procesom rafinacji.

*Słowa kluczowe:* olej napędowy, zużyte opony samochodowe, piroliza, olej pirolityczny, nafta, parametry fizyko-chemiczne

Slawomir TKACZYK

PTNSS–2015–3495

#### THE METHOD FOR SELECTION AND COMBINING THE MEANS OF TRANSPORTATION ACCORDING TO THE EURO STANDARDS

The article discusses the issue of selection of the means of transportation to implement transport operations based on an example of transport task in supply chain. This method allows to determinate the plan of transport operations (definition of the order of performed operations), with the optimal function criteria (time/cost). The results of simulation research have proven that this method allows an unambiguous selection of the means of transportation in order to implement the particular transport operations at a given cost and considering the limitations.

*Key words:* graph, the implementation plan of operations, the operation of transportation process

#### Metoda doboru środków transportu uwarunkowana normami Euro

Przedstawiono problematykę doboru środków transportu do realizacji operacji transportowych na przykładzie zadania transportowego w łańcuchu dostaw. Opracowana metoda pozwala na wyznaczenie takiego planu realizacji operacji transportowych (wyznaczenie kolejności wykonywanych operacji transportowych określonymi środkami transportu), dla którego funkcja kryterium (koszt/czas) jest optymalna. Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały, że zastosowanie tej metody umożliwi jednoznaczny dobór środków transportu do realizacji poszczególnych operacji transportowych przy minimalizowanym koszcie uwzględniającym założone ograniczenia.

*Słowa kluczowe:* graf, plan realizacji operacji, operacja procesu transportowego

Marta AMBROSEWICZ-WALACIK PTNSS–2015–3496

Andrzej PIĘTAK

#### EVALUATION OF THE QUALITY OF DIESEL FUELS USED FOR POWERING DIESEL ENGINES RECEIVED FROM OLSZTYN SELECTED PETROL STATIONS

The aim of the study was to evaluate physico-chemical parameters of 10 samples of diesel fuel purchased from Olsztyn stations. The samples were characterized for water content, kinematic viscosity at 40 °C, density at 15 °C, acid number, sulfur content, flash point and cold filter plugging point, oxidative stability at 110 °C and solids content. Based on the analyzes it was shown that

the fuel purchased did not meet the requirement oxidation stability, which limit value is set at a level above 20 hours. Other tested discriminants of quality were consistent with the requirements of the standards.

*Key words:* petrol stations from Olsztyn, diesel fuels, physico-chemical parameters

#### Ocena jakości olejów napędowych wykorzystywanych do zasilania silników o ZS z wybranych olsztyńskich stacji paliw

Celem pracy była ocena parametrów fizyko-chemicznych 10 próbek olejów napędowych zakupionych na olsztyńskich stacjach paliw. próbki scharakteryzowano pod względem zawartości wody, lepkości kinematycznej w temp. 40 °C, gęstości w temp. 15 °C, liczby kwasowej, zawartości siarki, temperatury zapłonu i zablokowania zimnego filtra, stabilności oksydacyjnej w temp. 110 °C oraz zawartości zanieczyszczeń stałych. Na podstawie przeprowadzonych analiz wykazano, że zakupione paliwa nie spełniły wymogu stabilności oksydacyjnej, której dopuszczalna wartość jest określona na poziomie powyżej 20 h. Pozostałe badane wyróżniki jakościowe były zgodne z wymaganiami norm.

*Słowa kluczowe:* olsztyński rynek paliw, oleje napędowe, parametry fizyko-chemiczne

Andrzej BIENIEK

Jarosław MAMALA

Mariusz GRABA

Krzysztof PRAŻNOWSKI

PTNSS–2015–3499

#### POSSIBILITIES TO IMPROVE EMISSION PROPERTY OF COMPRESSION IGNITION ENGINE BY APPLYING OF CATALYTIC FUEL ADDITIVES

The paper include short analysis of published research results as influence of catalytic fuel additives based on metals at emission of harmful substances. Main part of the paper based on analysis of research results realized on engine test bench by fueling of research engine with catalytic fuel additives ED+. In this study analysis of influence of catalytic fuel additives on emission of NO<sub>x</sub> and PM at compression ignition engine was performed. Simultaneously an influence of combustion of fuel with fuel additives ED+ at in-cylinder pressure course and exhaust gases temperature was attempted.

*Key words:* catalytic fuel additives, emission NO<sub>x</sub>, PM, in-cylinder pressure course compression ignition engine

#### Możliwości poprawy własności emisyjnych silnika o zapłonie samoczynnym przy zastosowaniu katalitycznego dodatku do paliwa

Opracowanie zawiera krótką analizę dostępnych w literaturze wyników badań dotyczących wpływu katalitycznych dodatków do paliwa bazujących na metalach na emisję

substancji szkodliwych. Główna część opracowania bazuje na analizie przeprowadzonych badań stanowiskowych, przy zasilaniu silnika badawczego paliwem z katalitycznym dodatkiem o handlowej nazwie ED+. W publikacji dokonano analizy wpływu katalitycznego dodatku do paliwa na emisję PM oraz NO<sub>x</sub> silnika o zaplonie samoczynnym. Równocześnie podjęto próbę określenia wpływu spalania paliwa z dodatkiem ED+ na przebieg ciśnienia w cylindrze oraz temperaturę spalin.

*Słowa kluczowe: katalityczny dodatek do paliwa, emisja NO<sub>x</sub>, PM, przebieg ciśnienia w cylindrze, silnik o zaplonie samoczynnym*

Waldemar BUSZ  
Adrian WALASZYK

PTNSS-2015-3501

### OPTIMIZE THE TESTING PROCESS COMMON RAIL FUEL INJECTORS

This paper presents a method to optimize the testing common rail injectors. Standard tests injector includes several operating points. These measurements are sometimes insufficient, since the injectors particularly after repair work in certain areas can be operated in an incorrect manner. The precise adjustment of injectors requires a dose measurements at multiple points fuel injector working and leads to a significant prolongation of the test. Optimize the testing process allows with a slight increase in the number of measurements in relation to the standard tests and taking into account the assumed by the manufacturer of the deviation from the reference value and the deviation trends for accurate verification of the correct operation of the injectors. The measurements were made on the testing bench of pumps and injectors CSM "Autoelektronika Kędzia".

*Key words: diagnostics, diesel engine, injector, method of optical*

#### Optymalizacja procesu testowania wtryskiwaczy paliwa common rail

W artykule przedstawiono optymalizację metody pozwalającej na testowanie wtryskiwaczy common rail. Standardowe testy wtryskiwacza obejmują kilka punktów pracy. Pomiarów te są czasami niewystarczające, ponieważ wtryskiwacze szczególnie po naprawie w pewnych obszarach pracy mogą pracować w nieprawidłowy sposób. Z kolei dokładne testowanie wtryskiwaczy wymaga przeprowadzenia pomiarów dawek paliwa w wielu punktach pracy wtryskiwacza i prowadzi do znacznego wydłużenia czasu testu. Optymalizacja procesu testowania pozwala przy nieznacznym zwiększeniu ilości pomiarów w odniesieniu do standardowych testów i uwzględnieniu zakładanej przez producenta odchyłki od wartości wzorcowej oraz tendencji zmian tej odchyłki na dokładniejszą weryfikację poprawności działania wtryskiwaczy. Pomiarów zostały przeprowadzone na Stanowisku Testowania Pomp i Wtryskiwaczy firmy CSM "Autoelektronika Kędzia".

*Słowa kluczowe: diagnostyka, silnik ZS, wtryskiwacz*

Michał ŚMIEJA  
Sławomir WIERZBICKI  
Jarosław MAMALA

PTNSS-2015-3503

### APPLICATION OF ETHERNET PROTOCOL FOR COMMUNICATION IN ONBOARD DIAGNOSTIC SYSTEMS

Diagnostic system is a source of informations about the state of a vehicle. The diagnostic symptoms are in the form of raw sensor data, processed diagnostic informations or decisions inflicting object being diagnosed. Taking into account the meaning of this informations for safe and efficient use of a vehicle, the requirements for the reliability and information capacity are put on the systems that support them. A standard protocol for data exchange in the area of OBD diagnostics is CAN. Increasing complexity of drive systems control and their evolution towards hybrid systems or alternate power sources involves the increase of the onboard network transfer rate (which supports this objects diagnostics). One of the most plausible scenarios is replacing the CAN in onboard diagnostics is the application of widely used in other areas Ethernet protocol. Numerous experiences (performed by various engineers) with Ethernet 802.3 founds its reflection in application of this protocol in OBD systems.

*Key words: OBD, Ethernet, DoIP, CAN-FD, vehicle diagnostic*

#### Wykorzystanie protokołu Ethernet do komunikacji w systemach diagnostyki pokładowej pojazdów

System diagnostyczny jest źródłem informacji o stanie pojazdu w postaci symptomów diagnostycznych w formie danych pozyskiwanych wprost z sensorów, przetworzonych informacji diagnostycznych lub gotowych decyzji wpływających na funkcjonowanie diagnozowanego obiektu. Mając na względzie znaczenie tych informacji dla bezpiecznej i efektywnej eksploatacji pojazdu na obsługujące je systemy komunikacji nakłada się określone wymagania dotyczące wiarygodności i przepustowości informacyjnej. Klasycznym obecnie protokołem wymiany danych w zakresie diagnostyki OBD jest sieć CAN. Wzrastająca złożoność układów napędowych pod względem ich sterowania oraz ewolucji w stronę systemów hybrydowych czy wykorzystania alternatywnych źródeł zasilania wiąże się z potrzebą zwiększenia przepustowości sieci pokładowych obsługujących te obiekty od strony systemów diagnostycznych. Jednym z najbardziej realnych scenariuszy zastąpienia CAN w systemach diagnostyki pokładowej wydaje się być zastosowanie szeroko wykorzystywanego w wielu poza motoryzacyjnych obszarach protokołu Ethernet. Liczne doświadczenia z Ethernet 802.3 znajdują swe odbicie w podejmowanych przez środowiska inżynierskie działaniach w kierunku aplikacji tego protokołu w systemach OBD.

*Słowa kluczowe: OBD, Ethernet, DoIP, CAN-FD, diagnostyka pokładowa*

Wojciech KARPIUK  
Grzegorz KINAL  
Rafał SMOLEC

PTNSS–2015–3504

### ANALYSIS OF THE EFFECTS OF RAPE FUELS ON ELEMENTS MODERN INJECTION SYSTEMS IN DIESEL ENGINES

The progressive development of automotive makes, that it has increasing impact on the environment. Therefore, different regulations are still introduced, in order to reduce this impact. Entering the next emissions exhaust standards makes that demands for modern compression-ignition engines still rises. In order to meet them it is necessary to construct new, innovative, working with high pressure injection systems. This creates a high sensitivity to parameters and quality of fuel. In view of the increasing popularity of biofuels a need to examine their impact on the wear appeared. The article discusses the impact of rising emission requirements on the development of injection systems. Efforts have also been the subject of the impact of biofuels on the wear of these systems. Based on the investigations the nature of the surface wear of the pump shaft pins have been described.

*Key words: biofuels, diesel, FAME, issue, surface roughness, tribology, wear*

### Analiza wpływu stosowania paliw rzepakowych na elementy nowoczesnych układów wtryskowych w silnikach o zapłonie samoczynnym

Postępujący rozwój motoryzacji sprawia, że zaczyna ona mieć coraz większy wpływ na środowisko naturalne. W związku z tym sukcesywnie wprowadza się regulacje prawne mające na celu zmniejszenie tego oddziaływania. Wprowadzanie kolejnych norm emisji spalin sprawia, że rosną wymagania stawiane współczesnym silnikom o zapłonie samoczynnym. Aby je spełnić konieczne jest konstruowanie coraz nowocześniejszych, pracujących z większym ciśnieniem, układów wtryskowych. Związane jest to z wysoką wrażliwością układu na parametry jego pracy i jakość stosowanego paliwa. W związku z rosnącą popularnością biopaliw powstała konieczność zbadania ich wpływu na zużycie elementów nowoczesnych pomp paliwowych.

W artykule omówiono wpływ rosnących wymagań emisyjnych na rozwój układów wtryskowych. Podjęto również tematykę wpływu stosowania biopaliw na zużycie elementów tych układów. Na podstawie przeprowadzonych badań określono charakter zużycia powierzchni czopów wałka pompy.

*Słowa kluczowe: biopaliwa, chropowatość powierzchni, emisja, FAME, olej napędowy, tribologia, zużycie*

Jacek DYBAŁA  
Tomasz MYDŁOWSKI  
Artur MAŁECKI  
Krzysztof BOGDZIŃSKI

PTNSS–2015–3505

### DYNAMOMETER AND TEST STAND FOR LOW POWER INTERNAL COMBUSTION ENGINE

This paper presents the design and implementation of compact engine dynamometer. The design intent, the torque measuring system, the signal processing system, and the data acquisition system were done with NI LabVIEW. On the test bench was mounted Honda NHX 110 engine – single cylinder, four-stroke, liquid-cooled.

*Key words: dynamometer, engine dynamometer, engine test stand, LabVIEW environment*

### Stanowisko hamowniane do badań silników spalinowych o małych mocach

W niniejszym artykule przedstawiono konstrukcję wykonanej od podstaw kompaktowej hamowni silnikowej. Przedstawione zostały założenia konstrukcyjne, sposób dokonywania pomiaru momentu obrotowego, układ przetwarzania sygnału, a także metoda akwizycji danych pomiarowych wykonana za pomocą środowiska LabVIEW. Na stanowisku hamownianym zamontowano jednocylindrowy, czterosurowy, chłodzony cieczą silnik ZI HONDA NHX 110.

*Słowa kluczowe: stanowisko hamowniane, hamownia silnikowa, badania stanowiskowe silników, środowisko LabVIEW*

Leszek WONTKA  
Tomasz KNAZIEWICZ

PTNSS–2015–3506

### MODELLING OF MECHANICAL LOSSES IN MARINE DIESEL ENGINE

During indication of marine diesel engine a lot of parameters are measured, some of them are the mean indicated pressure and indicated power of engine. Indication on idle running allows to determine mechanical losses in almost real engine operating conditions. In order to determine its suitability for diagnostic purposes it should be connected to the viscosity of the lubricating oil. The article presents an attempt to describe the relationship between mechanical losses and the viscosity of lubricating oil.

*Key words: marine diesel engine, mean indicated pressure, mechanical losses, modelling*

### Modelowanie strat mechanicznych okrętowego tłokowego silnika spalinowego

Podczas indykowania okrętowego tłokowego silnika spalinowego wyznacza się obok innych parametrów również średnie ciśnienie indykowane i moc indykowaną silnika. Indykując silnik na biegu jałowym uzyskuje się miary strat mechanicznych w zbliżonych do rzeczywistych warunkach pracy silnika. W celu określenia jego przydatności do celów diagnostycznych należy uzależnić go m.in. od lepkości oleju smarowego. Artykuł zawiera próbę opisaną zależności pomiędzy stratami mechanicznymi a lepkością oleju smarowego.

*Słowa kluczowe: tłokowy silnik okrętowy, średnie ciśnienie indykowane, straty mechaniczne, modelowanie*

Ryszard ZADRAĞ  
Tomasz KNIAZIEWICZ

PTNSS–2015–3507

### IDENTIFICATION OF DIAGNOSTIC PARAMETER SENSITIVITY DURING DYNAMIC PROCESSES OF A MARINE ENGINE

Changing some parameters of the engine structure alters the emission of harmful components in the exhaust gas. This applies in particular to the damage of charge exchange system as well as fuel system and engine supercharger. These changes are much greater during the dynamic states and their accompanying transitional processes. The different sensitivity of diagnostic parameters to the same force, coming from the engine structure, but realized in other loading conditions can be discussed. Presented in the paper is a model of the engine diagnostic, in which symptoms are indicators of diagnostic and emission characteristics of gaseous exhaust components. Model is complemented with the tests on the single-cylinder research CI engine. Also proposed is a measure of the sensitivity of the diagnostic parameter during dynamic processes.

*Key words: engine exhaust components, marine engines, engine diagnostics*

#### Problemy modelowania emisji związków toksycznych okrętowego silnika spalinowego dla oceny jego parametrów struktury

W artykule przedstawiono możliwość wykorzystania wyników badań składu spalin silnika z zapłonem samoczynnym do oceny stanu technicznego jego wybranych podzespołów. Dostępne programy narzędziowe służące do analizy danych eksperymentalnych powszechnie wykorzystują model regresji wielokrotnej, który umożliwia badanie efektów i interakcji pomiędzy wielkościami wejściowymi modelu a jedną zmienną wyjściową. Zastosowanie modeli wielorównaniowych daje dużo swobody podczas analizy wyników pomiarowych, gdyż umożliwia jednoczesną analizę efektów i interakcji wielu zmiennych wyjściowych. Może być również wykorzystywane jako narzędzie do przygotowania materiału doświadczalnego dla innych zaawansowanych narzędzi diagnostycznych, takich jak modele wykorzystujące sieci neuronowe, które pozwalają, w przeciwieństwie do modeli wielorównaniowych, na rozpoznanie stanu przy liczbie klas większej niż dwuklasowa, umożliwiając tym samym wnioskowanie diagnostyczne. Przy założeniu bowiem, że istnieje silna korelacja oraz jednoznaczny charakter zmian stężeń analizowanych związków toksycznych w trakcie prowadzonego eksperymentu można traktować jako symptomy stanu technicznego silnika a przy znanych wartościach sygnałów wyjściowych (między innymi stężeń ZT) oraz ich estymat można wyznaczyć wartości residuów, które mogą wskazywać na rodzaj uszkodzenia. Autorzy w pracy przedstawiają zalety stosowania powyższych narzędzi analitycznych na przykładzie badań przeprowadzonych na stanowisku silnika badawczego.

*Słowa kluczowe: składniki spalin silnika, silniki okrętowe, diagnostyka silników*

Bogdan POJAWA

PTNSS–2015–3508

### STUDYING THE EFFECTS OF CHANGES IN AMBIENT CONDITION PARAMETERS ON THE TORQUE CHARACTERISTICS OF A NAVAL GAS TURBINE

In the operation of multi-engine propulsion systems, a very important issue for strength reasons is the uniformity of the drive engines' load. This is especially important when two or more engines are geared to a single shaft. There are many ways to implement the load uniformity of the operating engines. However, controlling their operation according to the torque is the best solution. In such cases engine torque characteristics are very important, which also applies to naval gas turbine engines. Torque characteristics allow for the determination of the engines' applications, analysis of performance and operating economy, and, what it involves, they help to establish the strategy and costs of the engines' operation. In the process of marine gas turbine engine operation, the most important operating characteristic for the user is the characteristics of the engine's cooperation with the receiver of energy. This is particularly important when the power turbine is mated to a controllable pitch propeller (CPP). The article presents the torque characteristics of the selected gas turbine engine, which were determined using the experiment-planning theory, and the results of the experimental tests concerning the impact of changes in ambient condition parameters on the course of the above characteristics. The tests, whose object was the GTD-350 gas turbine engine, were conducted on a laboratory stand.

*Key words: naval gas turbine, experiment planning, characteristics of naval gas turbine, modeling and simulation*

#### Badanie wpływu zmiany parametrów stanu otoczenia na charakterystyki momentu obrotowego okrętowego turbinowego silnika spalinowego

Podczas eksploatacji wielosilnikowych układów napędowych bardzo ważnym zagadnieniem ze względów wytrzymałościowych jest równomierność obciążania silników napędowych. Jest to szczególnie ważne w przypadku, gdy występuje praca dwóch lub więcej silników na jedną linię wałów. Istnieje wiele sposobów realizacji równomierności obciążeń pracujących silników. Jednak najlepszym rozwiązaniem jest sterowanie ich pracą według momentu obrotowego. W takich przypadkach bardzo ważne są charakterystyki momentu obrotowego silnika, w tym również okrętowych turbinowych silników spalinowych. Pozwalają one na określenie ich zastosowań, analizę osiągnięć oraz ekonomiczności pracy, tym samym pozwalają na ustalenie strategii i kosztów ich eksploatacji. W procesie eksploatacji okrętowych turbinowych silników spalinowych, spośród

charakterystyk eksploatacyjnych, najistotniejszą dla eksploatatora jest charakterystyka jego współpracy z odbiornikiem energii. W szczególności jeżeli jest nim śruba o skoku nastawnym. W artykule przedstawiono charakterystykę momentu obrotowego wybranego turbinowego silnika spalinowego, wyznaczoną z wykorzystaniem teorii planowania doświadczeń oraz wyniki badań wpływu zmian parametrów stanu otoczenia na przebieg powyższej charakterystyki. Badania przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym z turbinowym silnikiem spalinowym GTD-350.

*Słowa kluczowe:* okrętowy turbinowy silnik spalinowy, plan eksperymentu, charakterystyki okrętowych turbinowych silników spalinowych, modelowanie i symulacja

Zdzisław STELMASIAK

PTNSS-2015-3510

Jerzy LARISCH

Dariusz PIETRAS

### SELECTED PROBLEMS OF ADAPTATION CAR DIESEL ENGINE OR DUAL FUEL SUPPLYING

The paper presents the results of work related to the adaptation of the Fiat 1.3 MultiJet engine for dual fuel supplying – compressed natural gas CNG and diesel. The primary objective of this work was to perform research on the effect of a small additive of natural gas for smoke opacity in variable operating conditions of the engine. It required in addition to the construction changes associated with the installation of the gas supply system, the correction parameters of exhaust gas recirculation and air volume. Research was carried out in the operating points characteristic for the NEDC driving test. Selection of measurement points was made by the criterion of the highest share in the NEDC homologation test covering the entire field of engine operation during the performance test on a chassis dynamometer. The studies used the energy share of gas due to gas injector opening time – 2 ms. Smoke opacity were analyzed in a mass scale [mg/m<sup>3</sup>].

*Key words:* dual-fuel supply, compressed natural gas, share of gas, smoke opacity

### Wybrane problemy adaptacji samochodowego silnika o zaplonie samoczynnym do zasilania dwupaliwowego

W artykule przedstawiono wyniki prac związanych z adaptacją silnika Fiat 1.3 MultiJet do zasilania dwupaliwowego – sprężonym gazem ziemnym CNG i olejem napędowym. Podstawowym celem prac była realizacja badań dotyczących wpływu niewielkiego dodatku gazu ziemnego na zadymienie spalin w zmiennych warunkach pracy silnika. Wymagało to oprócz zmian konstrukcyjnych związanych z instalacją systemu zasilania gazem, również korekcji parametrów recyrkulacji spalin i ilości powietrza doprowadzonego do silnika. Badania przeprowadzono w punktach pracy silnika odwzorowujących test jezdny NEDC. Dobór punktów pomiarowych został dokonany wg kryterium największego udziału w teście homologacyjnym NEDC, obejmujących całe pole pracy silnika wykorzystywane przy realizacji testu

wykonywanego na hamowni podwoziowej. W badaniach stosowano udziały energetyczne gazu w wynikające z czasu otwarcia wtryskiwaczy gazu – 2 ms. Analizowano zadymienie spalin w skali masowej [mg/m<sup>3</sup>].

*Słowa kluczowe:* dwupaliwowe zasilanie, sprężony gaz ziemny, udział gazu, zadymienie spalin

Andrzej AMBROZIK

PTNSS-2015-3511

Tomasz AMBROZIK

Dariusz KURCZYŃSKI

Piotr LAGOWSKI

### MODERN EXPERIMENTAL SET-UP FOR INVESTIGATIONS INTO STRATEGIES FOR THE CONTROL AND FUEL-LING OF SPARK IGNITION ENGINES

Internal combustion piston engines have to comply with increasingly stricter requirements which are intended to limit their detrimental effect on the natural environment. At the same time, however, those provide a stimulus for the development of internal combustion engines. For positive ignition engines, the requirements primarily concern reduction in the emissions of nitrogen oxides, carbon oxides and hydrocarbons. In those engines, decreased emissions of the harmful components of the exhaust gas are achieved, among others, by complex exhaust after-treatment systems. In recent years, increased interest in alternative fuels, mainly LPG or CNG, is observed. That is also related to the depletion of crude oil resources.

The paper presents the results of the bench tests on Fiat 0.9 TwinAir positive ignition engine produced in Bielsko Biala by Fiat Powertrain Technologies Poland. In the tests, the engine was fuelled by regular 95-octane petrol and by LPG. The tests were performed at the bench equipped with the AMX 100 eddy current brake, constructed at the Heat Engine Laboratory of the Kielce University of Technology. The test range included the determination of economic, energy and environmental parameters of the engine, including NO<sub>x</sub>, HC, CO i CO<sub>2</sub> concentrations in the exhaust gas when the engine operated at full load and had factory settings for control.

*Key words:* internal combustion piston engines, engine operation parameters, bench tests, engine fuels

### Nowoczesne stanowisko do badań strategii sterowania i zasilania współczesnych silników o ZI

Tłokowym silnikom spalinowym stawiane są coraz większe wymagania, których celem jest ograniczenie ich szkodliwego wpływu na środowisko naturalne co jednocześnie stymuluje kierunki rozwoju silników spalinowych. W przypadku silników o zaplonie iskrowym dotyczy to przede wszystkim ograniczenia emisji tlenków azotu oraz tlenków węgla i węglowodorów. Ograniczenie emisji szkodliwych składników spalin przez te silniki uzyskuje się między innymi poprzez zastosowanie skomplikowanych

układów oczyszczania spalin. W ostatnich latach obserwuje się zainteresowanie także paliwami alternatywnymi a przede wszystkim – gazowymi jak LPG czy CNG. Jest to związane także z malejącymi światowymi zasobami ropy naftowej.

W artykule przedstawiono wyniki hamownianych badań silnika o zapłonie wymuszonym Fiat 0.9 TwinAir produkowanego w Bielsku Białej przez Firmę Fiat Powertrain Technologies Poland. Podczas badań silnik zasilano standardową benzyną 95 oktanową oraz gazem LPG. Badania przeprowadzono na stanowisku hamownianym wyposażonym w hamulec elektrowirowy EMX–100/10000 zbudowanym w Laboratorium Silników Ciepłych Politechniki Świętokrzyskiej. Zakres badań obejmował wyznaczenie wskaźników ekonomiczno-energetycznych i ekologicznych silnika takich jak stężenia  $\text{NO}_x$ , HC, CO i  $\text{CO}_2$  w spalinach przy pracy silnika według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i przy jego fabrycznych ustawieniach regulacyjnych.

*Słowa kluczowe: tokowy silnik spalinowy, wskaźniki pracy silnika, badania hamowniane, paliwa silnikowe*

Tomasz AMBROZIK

PTNSS–2015–3512

Merve BOZKIR

Ramon Martinez MATEO

Mustafa UCAR

#### THE OPERATION PARAMETERS OF AN ENGINE SUPPLIED WITH DIESEL OIL AND B20 FUEL

The purpose of the paper is to compare selected operation parameters of an engine supplied with, respectively, commercial diesel oil and the B20 mixture (80% v/v of diesel oil and 20% v/v of rape oil fatty acid methyl esters). During the tests, the engine was running following the load characteristics at crankshaft rotational speed of 1750 rpm and 4000 rpm, respectively. The paper describes the test stand and block diagram of a system designed for measuring cylinder pressure, injection line pressure and injector operation control current. The emissions of nitrogen oxides, hydrocarbons, carbon monoxide and carbon dioxide were measured during the tests.

*Key words: combustion engine, exhaust gases emissions, operation parameters of the engine*

#### Wskaźniki pracy silnika zasilanego olejem napędowym i paliwem B20

Celem artykułu jest porównanie wybranych parametrów pracy silnika zasilanego handlowym olejem napędowym i mieszaniną B20 (80% v/v oleju napędowego i 20% v/v estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego). Podczas badań silnik pracował według charakterystyk obciążeniowych przy prędkościach obrotowych wału korbowego 1750 obr/min i 4000 obr/min. W artykule opisano stanowisko badawcze oraz schemat blokowy układu do pomiaru ciśnienia w cylindrze, ciśnienia w przewodzie wtryskowym i prądu sterującego pracą wtryskiwacza. Podczas badań mierzono emisję tlenków azotu, węglowodorów, tlenku węgla i dwutlenku węgla.

*Słowa kluczowe: tokowy silnik spalinowy, emisja spalin, wskaźniki pracy silnika*

Michał RODAK

PTNSS–2015–3513

Maria SKRĘTOWICZ

Anna JANICKA

Maciej ZAWIŚLAK

#### NUMERICAL ANALYSIS OF VOLATILE ORGANIC COMPOUNDS CONCENTRATION IN A C SEGMENT VEHICLE INTERIOR

Concentration of industry next to the cities centers and increasing amount of cars cause deterioration of air quality. Increasing concentration of harmful substance such as aromatic hydrocarbons and soot has negative influence for humans respiratory system. Technical progress and current lifestyle cause, that people spend more and more time in car interior. Outdoor pollutants have influence on cabin's microclimate. The study aim was to determine the amount and concentration distribution of volatile organic compounds in the vehicle in simulation conditions.

*Key words: volatile organic compounds, computational fluids dynamics*

#### Analiza numeryczna stężenia lotnych związków organicznych we wnętrzu pojazdu segmentu C

Lokalizacja przemysłu nieopodal centrów miast, jak i zwiększająca się liczba pojazdów powoduje drastyczne pogorszenie jakości powietrza. Wzrost stężeń szkodliwych substancji, tj. węglowodorów aromatycznych oraz sadzy ma negatywny wpływ na układ oddechowy człowieka. Postęp techniczny i obecny styl życia powoduje, że ludzie spędzają coraz więcej czasu we wnętrzach pojazdów. Zewnątrz zanieczyszczenia wpływają na mikroklimat panujący w kabinie samochodu. Przeprowadzone badania miały na celu ocenę wielkości i rozkładu stężeń lotnych związków organicznych we wnętrzu pojazdu.

*Słowa kluczowe: lotne związki organiczne, numeryczna mechanika płynów*

Andrzej RÓŻYCKI

PTNSS–2015–3516

#### OPPORTUNITY OF APPLICATION OF THE KNOCK PHENOMENON AND SMOKE EMISSION FOR THE CONTROL OF COMMON-RAIL INJECTION PARAMETERS

The paper describes phenomena related to the combustion process that limit the performances and emission of a diesel engine. Knocking and incomplete combustion were taken into consideration as the most important parameters. The paper describes the way of injection parameters optimization consisting in a proper selection of the injection timing of the pilot and the main diesel oil doses. The results were presented on the basis of load characteristics of specific fuel consumption, nitro-

gen oxide emissions and smoke level (light absorption coefficient) as well as speed-torque and speed-injection timing curves.

*Key words:* knock, smoke level, nitrogen oxide, common-rail, knock intensity index

#### **Możliwości wykorzystania zjawiska stuku i zadymienia spalin do regulacji parametrów wtrysku układu common-rail**

W artykule opisano zjawiska związane z procesem spalania, które ograniczają osiągi i emisji silnika o ZS. Do głównych zaliczono zjawisko stuku i niecałkowitego spalania. Omówiono sposób optymalizacji parametrów wtrysku, który polegał na doborze kątów początku wtrysku dawki pilotującej i dawki głównej ON. Dobór parametrów wtrysku uwzględniał wyżej wymienione zjawiska. Wyniki zostały przedstawione na bazie charakterystyk obciążeniowych jednostkowego zużycia paliwa, stężeń tlenków azotu i zadymienia spalin (współczynnika pochłaniania światła) oraz na charakterystykach prędkościowych momentu obrotowego i kąta wtrysku ON.

*Słowa kluczowe:* stuk, poziom zadymienia, tlenki azotu, common rail, wskaźnik intensywności stuku

Mieczysław STRUŚ  
Wojciech POPRAWSKI  
Mariusz REWOLTE

PTNSS–2015–3517

#### **EFFICIENCY OF RAW MATERIAL SELECTION FOR THE SECOND GENERATION BIOXDIESEL BIOFUEL FOR DIESEL ENGINES**

Paper presents schematic description of research covering raw material selection and production of fatty acid ethyl esters from waste vegetable and animal fats, which are creating a base for three-component fuel BIOXDIESEL as well as results physical, chemical analysis and results of engine tests. Mixtures of the BIOXDIESEL fuel with various composition have been testing to obtain physical-chemical properties and engine tests on the engine test bed, vehicle test bed and drive tests. Obtained so far and described in this paper results indicate full feedstock interchangeability of waste vegetable and animal fats with hydrocarbons with petrol origins as well as engine work efficiency.

*Key words:* biofuels, fatty acid ethyl esters, Bioxdiesel, Diesel engines

#### **Efektywność doboru surowcowego biopaliw II generacji BIOXDIESEL do silników o ZS**

W opracowaniu przedstawiono schemat prac badawczych obejmujących dobór surowców i wytwarzanie estrów etylowych z odpadowych tłuszczów roślinnych i zwierzęcych, stanowiących podstawę trójkomponentowego paliwa BIOXDIESEL i wyniki badań fizykochemicznych oraz silnikowych. Mieszanki paliwa BIOXDIESEL o różni-

cowanym składzie komponentowym poddano badaniom fizykochemicznym a także silnikowym na hamownianym stanowisku pomiarowym, hamowni podwozowej oraz badaniom trakcyjnym. Uzyskane dotychczas i opisane w opracowaniu rezultaty wskazują na pełną zamienność surowcową odpadowych tłuszczów roślinnych i zwierzęcych z ropopochodnymi węglowodorami w aspekcie właściwości paliw a także efektywności pracy silników.

*Słowa kluczowe:* biopaliwa, estry etylowe kwasów tłuszczowych, FAEE, Bioxdiesel, silniki spalinowe o ZS

Krzysztof DANILECKI  
Jacek ELIASZ

PTNSS–2015–3518

#### **TWO-PHASE SEQUENTIAL TURBOCHARGING SYSTEM WITH TWO UNEQUAL-SIZE TURBOCHARGERS. POSSIBILITIES FOR DEVELOPMENT**

The principle of the two-phase variable supercharging system applied to heavy-duty automotive diesel engines and car diesel engines is indicated. The experimental and numerical simulations results show that two-phase sequential turbocharging system with two unequal-size turbochargers is effective to improve performance per liter and torque output at low speed, and improve acceleration performance, fuel consumption at low speed. However, achieving such benefits requires proper matching of the two unequal-size turbochargers to the engine and the steady switching boundary, and corresponding solutions are discussed.

*Key words:* diesel engine, two-phase supercharging, numerical simulations

#### **Dwuzakresowy system doładowania zakresowego z dwiema turbosprężarkami różnej wielkości. Możliwości rozwoju**

Zastosowanie zasady dwuzakresowej regulacji doładowania jest wskazane zarówno w silnikach o zapłonie samoczynnym samochodów ciężarowych, jak i w samochodach osobowych. Wyniki badań doświadczalnych i symulacji numerycznych pokazują, że dwuzakresowy system doładowania zakresowego z dwiema turbosprężarkami różnej wielkości jest skuteczną metodą zwiększenia koncentracji mocy oraz momentu obrotowego przy małych prędkościach obrotowych, a także poprawy właściwości dynamicznych oraz zmniejszenia zużycia paliwa w zakresie małych prędkości obrotowych. Jednak osiągnięcie takich korzyści wymaga odpowiedniego dopasowania do silnika dwóch różnych turbosprężarek i określenia granicy ich przełączania, a odpowiednie rozwiązania tego problemu są omawiane w pracy.

*Słowa kluczowe:* silnik o zapłonie samoczynnym, doładowanie dwuzakresowe, symulacje numeryczne

Maciej LISOWSKI

PTNSS–2015–3519

### SIMULATION RESEARCH ON ENVIRONMENTAL IMPACT PARAMETERS FOR FILLING THE CYLINDER ENGINE

The article presents the results of assessing the impact of environmental parameters (temperature and pressure) to fill a cylinder internal combustion engine. Data for the assessment determined on the basis of the model diesel engine. The masses of air enclosed in the working space of the cylinder, for different values of the environmental parameters were calculated using a mathematical model based on the Navier-Stokes. Simulations were performed throughout the speed range of the engine. Model results are presented as depending on the filling factor as a function of ambient temperature and pressure for constant speed. Designated trend line equation are the same relationship to calculate a correction factor for the fill factor.

*Key words: filling, ambient temperature, barometric pressure, the correction factor*

#### Symulacyjne badanie wpływu parametrów otoczenia na napełnienie cylindrów silnika spalinowego

W artykule przedstawiono wyniki oceny wpływu parametrów otoczenia (temperatury i ciśnienia) na napełnienie cylindrów silnika spalinowego. Dane do oceny wyznaczono na podstawie badań modelowych silnika o zapłonie samoczynnym. Masy powietrza zamknięte w przestrzeni roboczej cylindra, dla różnych wartości parametrów otoczenia, obliczono przy zastosowaniu modelu matematycznego opartego na równaniach Naviera-Stokesa. Symulacje wykonano całego zakresu prędkości obrotowych wału korbowego silnika. Wyniki badań modelowych zaprezentowano jako zależności współczynnika napełnienia w funkcji temperatury i ciśnienia otoczenia dla stałej prędkości obrotowej. Wyznaczone równania linii trendu stanowią tym samym zależność do obliczenia współczynnika korekcji dla współczynnika napełnienia.

*Słowa kluczowe: napełnienie, temperatura otoczenia, ciśnienie barometryczne, współczynnik korekcji*

Zdzisław STELMASIAK

PTNSS–2015–3520

Jerzy LARISCH

Dariusz PIETRAS

### SOME PROBLEMS OF CONTROLLING THE CARS DIESEL ENGINE POWERED DUAL FUEL

The paper presents issues of quality charge control in automotive diesel engine powered dual fuel. The basic premise of the engine adaptation was the addition of small quantities of natural gas leads to a reduction smoke exhaust. Under this assumption, the basic fuel remained diesel, which accounted 0.70–0.85 share of the total energy supplied to the engine. In this study of dual fuel

engine used original controller of the Fiat 1.3 MJT that controlled dose of diesel fuel. The dose of gas was adjusted by gas injector opening time at a constant pressure in the gas manifold.

In paper analyzed the basic parameters affecting on quality of charge such as: injector opening time impact on energy share of gas, diesel division dose, injection timing of part dose and air flow. The study showed a negative split division of diesel fuel and injection timing of part doses from the point of view of the requirements for dual fuel engine. Increasing the gas additive leads to a reduction in air flow controlled by the original engine control unit. This reduces the excess air ratio and deterioration of the burning diesel fuel.

The analyzes show that, with adaptations small car engines to dual fuel fuelling, should be used a special charge quality control algorithms and controller units adapted to this type of fuelling.

*Key words: dual fuel engine, compressed natural gas, engine controlling, smoke, work parameters, toxicity*

#### Niektóre problemy sterowania samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego dwupaliwowo

W pracy przedstawiono zagadnienia sterowania jakością ładunku w samochodowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym dwupaliwowo. Głównym założeniem adaptacji silnika był dodatek niewielkiej ilości gazu ziemnego prowadzący do zmniejszenia zadymienia spalin. Przy takim założeniu podstawowym paliwem pozostawał olej napędowy, którego udział stanowił 0,70–0,85 całkowitej energii dostarczanej do silnika. W prowadzonych badaniach silnika dwupaliwowego stosowano oryginalny sterownik silnika Fiat 1.3 MJT sterujący dawką oleju napędowego. Wielkość dawki gazu regulowano czasem otwarcia wtryskiwaczy gazu przy stałym ciśnieniu w kolektorze gazowym.

Analizowano podstawowe parametry wpływające na jakość ładunku takie jak, wpływ czasu otwarcia wtryskiwaczy na udział energetyczny gazu, podział dawki oleju napędowego, kąty początku wtrysku dawek częściowych, wydatek powietrza. Przeprowadzone badania pokazały niekorzystny podział dawki oleju napędowego i kątów początku wtrysku z punktu widzenia wymagań dla silnika dwupaliwowego. Dodatkowo zwiększanie dodatku gazu prowadzi do zmniejszenia wydatku powietrza sterowanego przez oryginalny sterownik silnika. Wpływa to na zmniejszenie współczynnika nadmiaru powietrza i pogorszenie warunków spalania oleju napędowego.

Przeprowadzone analizy wskazują, że przy adaptacjach małych silników samochodowych do zasilania dwupaliwowego należy stosować specjalne algorytmy sterowania jakością ładunku i sterowniki przystosowane do tego typu zasilania.

*Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, gaz ziemny sprężony, sterowanie silnika, zadymienie spalin, parametry użytkowe, toksyczność*

Grzegorz WCISŁO

PTNSS–2015–3521

### DETERMINATION OF THE IMPACT OF THE TYPE OF CORN OIL USED FOR PRODUCTION OF BIOFUELS ON THE FRACTIONAL COMPOSITION OF CME

The aim of the study was to determine the impact of the frying process on the fractional composition of CME Biodiesel in comparison to the CME obtained from unused (fresh) corn oil. The freshly pressed corn oil was divided into two portions. One was used for frying chips at 493 K for a period of 12 hours. The study showed the CME biodiesel produced from unused (pure) corn oil generally has better distillation properties. The temperatures at the start of distillation were similar for both of the CMEs. Within the 40–65% mid-range temperatures, the CME produced from the used cooking corn oil was characterized by higher distillation temperatures for the same volume of fuel. The largest differences were observed for the 90% and 95% distillation temperatures and the final temperature of the distillation process. This may testify to lower purity of the CME produced from the used cooking oil. In such a biofuel there may be more less volatile mono- and diglycerides or other chemicals which e.g. remain in the oil after frying. It must be said, though, these are not solid particles, as those were separated from the oil through filtration.

*Key words: Biodiesel, corn methyl esters, corn oil, diesel engine, fractional composition, temperature distillation*

#### Określenie wpływu rodzaju użytego oleju kukurydzianego do produkcji biopaliw na skład frakcyjny CME

Celem badań było określenie wpływu procesu smażenia na skład frakcyjny Biodiesla CME w stosunku do CME uzyskanego z nieużytego (świeżego) oleju kukurydzianego. Świeżo wytłoczony olej z kukurydzianego podzielono na dwie porcje. Jedną z nich wykorzystano do smażenia frytek w temperaturze do 220°C przez łączny okres 12 h. Przeprowadzone badania pokazały, Biodiesel CME wytworzony z nieużytego (czystego) oleju kukurydzianego charakteryzował się generalnie lepszymi własnościami destylacyjnymi. Przy czym temperatury początku destylacji były zbliżone dla obydwu CME. W zakresie temperatur ze środkowego zakresu 40 do 65% CSME wytworzony z posmażalniczego oleju kukurydzianego charakteryzował się wyższymi temperaturami destylacji tej samej objętości paliwa. Największe różnice odnotowano dla temperatur oddestylowania 90 % i 95% oraz końca destylacji. Może to świadczyć o mniejszej czystości CME uzyskanego ze zużytego oleju. W takim biopaliwie może znajdować się więcej mało lotnych mono i di-glicerydów lub innych związków, które np. pozostały w oleju po procesie smażenia frytek. Przy czym nie chodzi tu o cząstki stałe, ponieważ te zostały oddzielone od oleju podczas filtracji.

*Słowa kluczowe: Biodiesel, estry metylowe oleju kukurydzianego, olej kukurydziany, silnik o zapłonie samoczynnym ZS, skład frakcyjny, temperatura destylacji*

Grzegorz WCISŁO

PTNSS–2015–3522

### DETERMINATION OF THE RHEOLOGICAL PROPERTIES OF BIOFUELS CONTAINING CME BIOCOMPONENT

Similarly to diesel oil (B7), Biodiesel B100 CME dynamic viscosity at positive temperatures in principle increases with decreasing temperature. Having exceeded 263K, it begins to increase rapidly. The dynamic viscosity for B100 CME at 253 K was 204 mPa·s, for B75 CME – 118 mPa·s, for B50 CME – 77 mPa·s and for B20 CME – 42 mPa·s. The study has shown that B100 CME cannot be used in practice as a pure fuel without a package of viscosity-lowering additives. At the same time, the viscosity values for B5 and B20 biofuels, in particular at positive temperatures, are close to the viscosity of diesel fuel. Under such conditions one can safely use B7 and B20 biofuels in compression-ignition engines, even in those with a state-of-the-art injection apparatus.

*Key words: diesel engine, Biodiesel, biofuel, corn methyl esters, corn oil, dynamic viscosity, shearing rate*

#### Określenie własności reologicznych biopaliw zawierających biokomponent CME

Lepkość dynamiczna Biodiesla B100 CME w zakresie dodatnich temperatur w zasadzie rośnie wraz z obniżaniem temperatury, podobnie jak oleju napędowego (B7). Natomiast po przekroczeniu 263 K zaczyna gwałtownie rosnąć. Lepkość dynamiczna w temperaturze 253 K B100 CME wynosiła 204 mPa·s, B75 CME 118 mPa·s, B50 CME 77 mPa·s, natomiast B20 CME 42 mPa·s. Przeprowadzone badania pokazały, że w praktyce B100 CME nie może być stosowane jako samoistne paliwo, bez zastosowania pakietu dodatków obniżających lepkość. Natomiast dla biopaliw typu B5 i B20 wartości lepkości szczególnie w zakresie dodatnich temperatur są zbliżone do lepkości oleju napędowego. W takich warunkach bez obaw można używać B7 i B20 do zasilania silników z zapłonem samoczynnym nawet posiadających nowoczesną aparaturę wtryskową.

*Słowa kluczowe: silnik z zapłonem samoczynnym ZS, Biodiesel, biopaliwo, estry metylowe oleju kukurydzianego, olej kukurydziany, lepkość dynamiczna, szybkość ścinania*

Zdzisław CHŁOPEK

PTNSS–2015–3523

### IMPACT OF DIESEL ENGINE OPERATING CONDITIONS ON UNIT EMISSIONS OF POLLUTANTS

The performance of internal combustion engines depends on the engine operating conditions, both on the

static conditions as well as on the presence of dynamic conditions, where the operating condition of the engine heated to a stable temperature can be determined by the load and the speed. This paper presents the results of empirical studies of unit emissions of pollutants from Cummins 6C8.3 engine in static and dynamic tests, both for standard tests used in certification procedures, as well as for special tests developed for internal combustion engines of work machines.

*Key words: combustion engines, engine operating conditions, static tests, dynamic tests, exhaust emissions*

### Wpływ stanów pracy silnika o zaplonie samoczynnym na emisję jednostkową zanieczyszczeń

Właściwości użytkowe silników spalinowych zależą od stanów pracy silników, zarówno od stanów statycznych, jak i od występowania stanów dynamicznych, przy czym stan pracy silnika spalinowego nagrzanego do ustabilizowanej temperatury może być określony przez obciążenie i przez prędkość obrotową. W pracy przedstawiono wyniki badań empirycznych emisji jednostkowej zanieczyszczeń z silnika Cummins 6C8.3 w testach statycznych i dynamicznych, zarówno standardowych, stosowanych w procedurach homologacyjnych, jak i w testach specjalnych, opracowanych dla silników spalinowych maszyn roboczych.

*Słowa kluczowe: silniki spalinowe, stany pracy silników, testy statyczne, testy dynamiczne, emisja zanieczyszczeń*



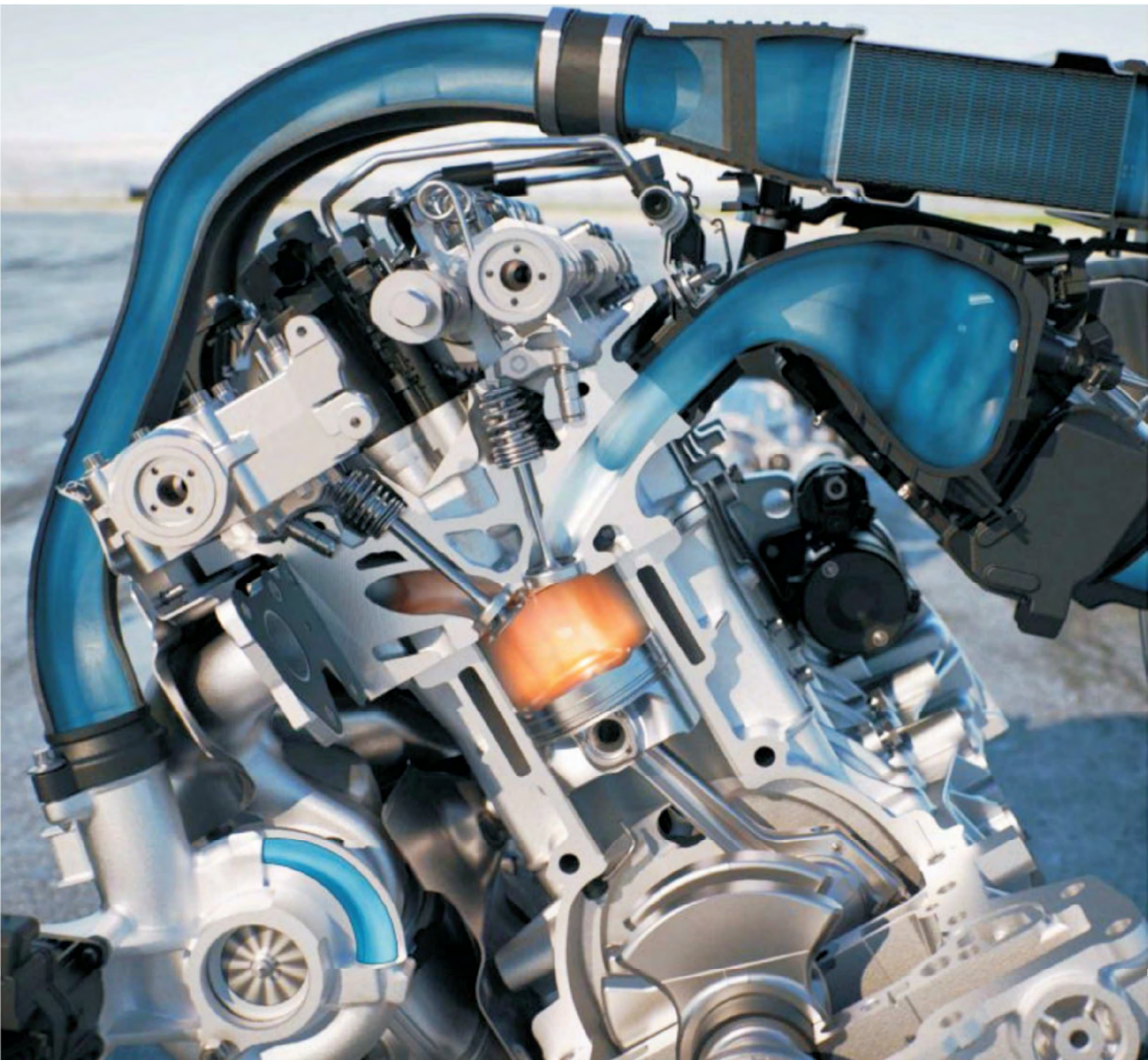


# INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96  
tel.: 22 685 10 13; tel./faks: 22 836 44 71  
www.itwl.pl e-mail: poczta@itwl.pl



## ULEPSZYMY KAŻDĄ TECHNOLOGIĘ



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 2300-9896



9 772300 989002



**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

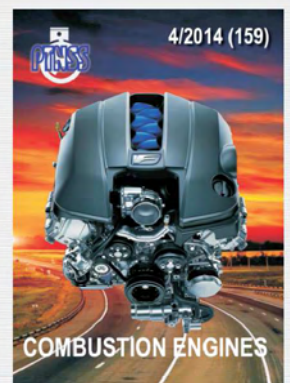
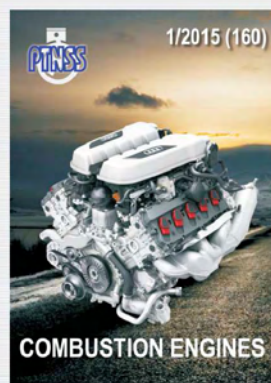
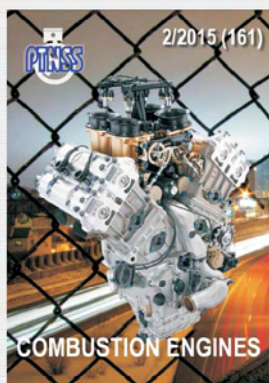
**Członkostwo**  
Wniosek

**Z życia PTNSS**  
Zebrania Zarządu  
Zebrania Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**  
Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt	Prenumerata	Skład-osobowy	Koncepcja wyd.	Współpraca
Zgłoszenia	Zapowiedź	Bieżący numer	<u>Archiwum</u>	

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)