



3/2013 (154)



比賽工作位
PIT & GARAGE AREA

COMBUSTION ENGINES





Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

PIMR

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych od 1946 roku prowadzi prace naukowo-badawcze i badawczo-rozwojowe tworząc postęp techniczny w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń roboczych, wdraża wyniki badań do praktyki gospodarczej, współpracuje z licznymi instytucjami, uczelniami oraz przemysłem w kraju i za granicą.

PIMR OFERUJE

nowoczesne projektowanie i wirtualne modelowanie maszyn

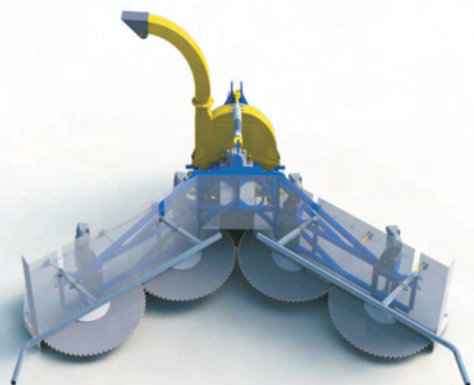
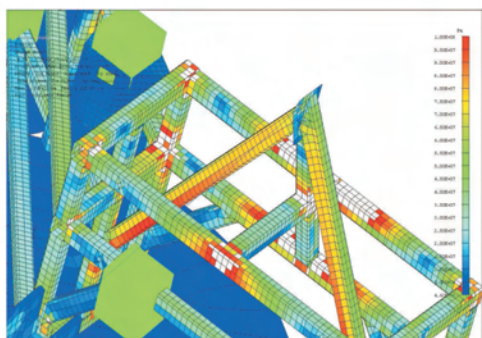
badania symulacyjne i eksploatacyjne maszyn

badania emisji spalin silników w warunkach rzeczywistych

szybkie prototypowanie - „rapid prototyping”

technologię produkcji biopaliw na potrzeby gospodarstw rolnych

badania „zgodności typu” i analizę zagrożeń maszyn



60-963 POZNAŃ, ul. Starołęcka 31
tel. (+48 61) 871-22-00, fax (+48 61) 879-32-62
e-mail: office@pimr.poznan.pl, <http://www.pimr.poznan.pl>



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

3/2013 (154)

Rok XLXII

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

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

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wisłocki – Chairman, Poland

Prof. 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. Leszek Piaseczny – Poland

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszynski – UK

Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

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

dr inż. Mirosław Kozak (Editorial Secretary for Science/Sekretarz

Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

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

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/Redaktor Językowy)

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

Statystyczny) and Associate Editors/oraz Redaktorzy Tematyczni

Editorial

Dear readers,

We kindly remind you that starting from issue 2/2013 (153) onward our quarterly magazine will be renamed to *Combustion Engines* and the Polish part of the title will no longer be used. You are kindly requested to use this new title whenever you quote it.

Another change in the structure of the magazine is related to our efforts to make it a strictly scientific journal. It is our intention to finally use the magazine for exclusively scientific content. Information related to newly launched engine-related books, promotions of scientists or other news thus far published in our magazine will now only be published on the PTNSS website. The information that you will find on the website will be more up-to date. Before the changes, due to the publishing cycle of *Combustion Engines* some of the information had an obvious time lag.

The management of PTNSS, the Scientific Board and the Editorial of *Combustion Engines* are open to any suggestions as to any further changes of the magazine's editorial concept. It is noteworthy that the magazine has been published by PTNSS in its current form for 10 years now. During that period many things have changed – the structure of the domestic engine industry or the importance of information in an electronic form, to name just a few.

Management PTNSS
and Editorial of *Combustion Engines*

Szanowni Czytelnicy,

uprzejmie przypominamy, że od numeru 2/2013 (153) tytuł naszego kwartalnika został zmodyfikowany przez pozostawienie jedynie członu w języku angielskim – *Combustion Engines*. Uprzejmie prosimy, aby posługiwać się wyłącznie aktualnym tytułem, gdziekolwiek go podając.

Kolejna zapowiadana zmiana w strukturze czasopisma związana jest z dążeniem do nadania mu ściśle naukowego charakteru. Planujemy, aby docelowo treść kwartalnika wypełniały wyłącznie artykuły naukowe. Publikowane dotychczas w kwartalniku informacje o ukazujących się książkach o tematyce silnikowej, awansach naukowych, czy też inne aktualności obecnie będą zamieszczane na stronie internetowej PTNSS. Zyska na tym także aktualność tych informacji, gdyż z uwagi na cykl wydawniczy ich publikacja była czasami nieco opóźniona.

Zarząd PTNSS, Rada Naukowa oraz Redakcja kwartalnika chętnie skorzystają z ewentualnych propozycji i sugestii dalszych zmian dotyczących koncepcji wydawniczej czasopisma. Warto zwrócić uwagę, że kwartalnik wydawany jest przez PTNSS w obecnej formie już 10 lat, podczas których zaszły znaczne zmiany – zmieniła się na przykład struktura krajowego przemysłu silnikowego, a także bardzo wzrosło znaczenie informacji w formie elektronicznej.

Zarząd PTNSS
oraz Redakcja *Combustion Engines*

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji	1
<i>R. Vanhaelst, O. Thiele, T. Berg, B. Hahne, H.-P. Stellet, F. Wildhagen, W. Hentschel, C. Joerdens, J. Czajka, K. Wislocki, I. Pielecha: Optical infrared-sensor inside the cylinder to determine the EGR- and residual gas rate in diesel engine/Optyczny czujnik podczerwieni wewnątrz cylindra w celu określenia recyrkulacji spalin i reszty spalin w silniku wysokoprężnym (2013-301)</i>	3
<i>Z. Stelmasiak: Effect of division of initial dose on combustion parameters of a dual fuel CI engine/Wpływ podziału dawki inicjującej na parametry spalania dwupaliwowego silnika o zaplonie samoczynnym (2013-302)</i>	11
<i>J. Merkisz, M. Waligórski: Numerical method of vibroacoustic estimators analysis in a frequency domain for IC engine/Metoda numeryczna analizy estymatorów wibroakustycznych w dziedzinie częstotliwości dla silnika spalinowego (2013-303)</i>	25
<i>G. Koszałka, A. Suchecki: Changes in blow-by and compression pressure of a diesel engine during a bench durability test/Zmiany natężenia przedmuchów spalin i ciśnienia sprężania w silniku o zaplonie samoczynnym podczas stanowiskowej próby trwałościowej (2013-304).....</i>	34
<i>W. Stanik, J. Jakóbiec, M. Wądrzyk: Design factors affecting the formation of the air-fuel mixture and the process of combustion in compression ignition engines/Czynniki konstrukcyjne kształtujące proces tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej i spalania w silniku o zaplonie samoczynnym (2013-305)</i>	40
<i>T. Knefel, D. Pietras: Change in parameters and injection times of a divided fuel dose/Zmiany parametrów i czasu wtrysku dzielonej dawki paliwa (2013-306)</i>	51
<i>K.T. Wojciechowski, J. Merkisz, P. Fuć, J. Tomankiewicz, R. Zybala, J. Leszczyński, P. Lijewski, P. Nieroda: Prototypical thermoelectric generator for waste heat conversion from combustion engines/Prototypowy generator termoelektryczny do konwersji odpadowej energii cieplnej z silników spalinowych (2013-307).....</i>	60
<i>B. Worsztynowicz: Volume contraction in the process of combustion of various fuels in combustion engines/Kontrakcja w procesie spalania różnych paliw w silniku spalinowym (2013-308).....</i>	72
<i>A. Lenc-Brol, J. Mamala: Analysis of impact of EGR valve construction on the exhaust gas flow parameters in the engine/Analiza wpływu konstrukcji zaworu EGR na parametry przepływu spalin w silniku (2013-309)....</i>	79
<i>M. Flekiewicz, G. Kubica: The effects of blending dimethyl ether with LPG on the engine operation and its efficiency/Wpływ udziału DME na przebieg spalania mieszaniny DME-LPG w silniku ZI (2013-310).....</i>	86
<i>P. Bielaczyc, A. Szczotka, J. Woodburn: An overview of cold start emissions from direct injection spark-ignition and compression ignition engines of light duty vehicles at low ambient temperatures/Emisja związków szkodliwych spalin w czasie rozruchu silnika w niskich temperaturach otoczenia z samochodowych silników o zaplonie iskrowym i samoczynnym (2013-311)</i>	96
Abstracts of papers available on the attached DVD-ROM/Streszczenia artykułów znajdujących się na płycie DVD	104

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku

Combustion Engines/Silniki Spalinowe

otrzymują **6 punktów**

zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki
i Szkolnictwa Wyższego z dnia 17 września 2012 r.

Editor/Wydawca

**Polish Scientific Society
of Combustion Engines**

43-300 Bielsko-Biała, Sarni Stok 93 Street, Poland
tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038
E-mail: sekretariat@ptnss.pl
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

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

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

All rights reserved.

No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, photocopied or otherwise without prior consent of the copyright holder.

Wszelkie prawa zastrzeżone.

Żaden fragment tej publikacji nie może być reprodukowany, zapamiętywany w systemie odtwarzalnym lub przetwarzany bądź kopiowany w jakiegokolwiek formie bez wcześniejszej zgody właściciela praw wydawniczych.

Subscriptions/Prenumerata

Send subscription requests to the Publisher's address. Cost of a single issue PLZ25 + postage and packing. Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy. Cena numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.

Preparation for print/Przygotowanie do druku

ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA
60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A

Circulation/Nakład: 600 egz.

Printing and binding/Druk i oprawa

Zakład Poligraficzny Moś i Łuczak, sp. j., Poznań, ul. Piwna 1

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

Wydawnictwo rejestrowane
w bazie danych o zawartości
polskich czasopism technicznych



– BAZTECH www.baztech.icm.edu.pl

Czasopismo indeksowane
w międzynarodowej bazie
IC Journal Master List



– Index Copernicus www.indexcopernicus.com

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

Cover/Okladka

I – Renault turbo V6 F1 2014 engine (fot. www.ausmotive.com),
background (fot. media.daimler.com)

IV – Renault engine exhaust system (fot. www.f1-fansite.com)

Robin VANHAELST
Olaf THIELE
Thomas BERG
Bernd HAHNE
Hans-Peter STELLET
Frank WILDHAGEN
Werner HENTSCHEL
Christian JOERDENS
Jakub CZAJKA
Krzysztof WISŁOCKI
Ireneusz PIELECHA

PTNSS-2013-301

Optical infrared-sensor inside the cylinder to determine the EGR- and residual gas rate in diesel engine

To meet the increased demands of new exhaust and CO₂ limits a research project of Volkswagen R&D, the Technical University of Poznan and the Ostfalia University of Applied Sciences has been initiated; its main target was the development and adaptation ICOS (Internal Combustion Optical Sensor) – an infrared sensor of LaVision for on-line measurements of EGR-rate in cylinder of an engine under operation. The objective of the project was to determine by different optical signals the CO₂ concentration, the EGR rate and residual gas which are cycle-resolved in the cylinder. In this paper the principle of measurement of optical indication has been described. The infrared sensor was validated by a one-cylinder diesel engine and compared to a synchronously running fast gas sampling system (CSV). Finally the practical application of various parameter variations is illustrated in the determination of the EGR and residual gas rate. Thus a new measurement technique for the development of future generations of engines introduced.

Keywords: exhaust gas recirculation, IR-sensor, engine research

Optyczny czujnik podczerwieni wewnątrz cylindra w celu określenia recyrkulacji spalin i reszty spalin w silniku wysokoprężnym

Aby umożliwić spełnienie wymagań nowych norm emisji spalin oraz spełnić limity emisji CO₂ podjęto projekt badawczy z udziałem: Volkswagen R&D, Politechniki Poznańskiej i Ostfalia University of Applied Sciences; jego głównym celem był rozwój i adaptacja ICOS (Internal Combustion Optical Sensor) – czujnika podczerwieni firmy LaVision dla bieżących pomiarów stopnia recyrkulacji spalin w cylindrze pracującego silnika. Celem projektu było określenie na podstawie różnych sygnałów optycznych wartość stężenia CO₂, stopnia recyrkulacji spalin (EGR – rate) oraz ilości spalin, które znajdują się w cylindrze przed rozpoczęciem procesu spalania. W artykule przedstawiono zasadę pomiaru zawartości spalin z wykorzystaniem czujnika optycznego. Możliwość zastosowania czujnika podczerwieni została potwierdzona przez badania na jednocyndrowym silniku wysokoprężnym, a otrzymane wyniki porównano z systemem do szybkiego pobierania próbek gazu (CSV). Przedstawiono również wyniki pozwalające na określenie recyrkulacji spalin oraz reszty spalin przy różnych parametrach pracy silnika. Nowa technika pomiarowa pozwala na dostosowanie nowoczesnych silników spalinowych do przyszłych norm ochrony środowiska i tworzy podstawę dla rozwoju przyszłych generacji silników spalinowych.

Słowa kluczowe: recyrkulacja spalin, czujnik podczerwieni, badania silnikowe

1. Introduction

A good uniform distribution of the EGR rate and a uniform residual gas mass on all cylinders are the basic requirements for a suitable serial combustion method in compliance with the emission limits which simultaneously contain low fuel consumption. Of crucial importance for the optimal design of current and future combustion methods is the accurate recording of the equal uniform distribution and the residual gas in the cylinder. The current measuring technique is a gas analysis with a fast sampling valve. This technique is of limited suitability because it can neither measure cycle-resolved nor is the measuring accuracy sufficient nor is the handling of the entire engine simple. Thus, the interpretation

1. Wstęp

Równomierny rozkład stopnia recyrkulacji spalin oraz reszty spalin w cylindrze we wszystkich cylindrach silnika wielocyndrowego jest dziś podstawowym wymaganiem dla równomiernego przebiegu procesu spalania z zachowaniem norm emisji, który jednocześnie pozwala na osiągnięcie małego zużycia paliwa. Kluczowe znaczenie dla optymalnego projektowania obecnych i przyszłych systemów spalania jest dokładne określenie równomiernego rozdziału spalin oraz określenie reszty spalin w cylindrze. Obecnie stosowane techniki pomiarowe wykorzystują analizę spalin z wykorzystaniem szybkich zaworów do pobierania próbek z cylindra. Taka technika ma ograniczoną przydatność, ponieważ nie

and evaluation result nowadays from simulation and the indirect path of gas exchange analysis.

2. Experimental setup

2.1. ICOS System

The ICOS System (Internal Combustion Optical Sensor) is based on the application of the optical sensor mounted in the cylinder of an engine. The measuring principle of the sensor is a non-contact measuring method and based on the absorption of infrared light by the considered molecular species. The light source is a spectral broadband halogen lamp. The light is modulated by a chopper-wheel at 30 kHz and passed through optical fibers into the measuring section at the cone point of a glow plug probe. By means of a mirror, the light is reflected into a second fiber and consequently reaches the detection unit. The IR band-pass filter which is set in front of the detector determines which molecules species shall be examined. Based on this principle many studies for detection of fuel in engines have been carried out and these are presented in works [1, 2].

The introduced system has been slightly amended to detect the light absorption of CO₂ molecules in the mid-infrared spectral range of round 2.7 μm. However, also water molecules are able to absorb at this wave length (see Fig. 1). For this reason two detection units were used synchronously. On the one hand, a wide band-pass filter which is covering both the absorption band of the CO₂ molecules and parts of the H₂O molecules (filter exhaust) and on the other hand, a smaller band-pass filter which only detects the absorption by H₂O molecules (filter H₂O). Therefore, after editing this two investigated relative densities, it is possible to cover up the concentration of CO₂. The procedure for the separation of signals are described in detail in paper [3].

A careful analysis of the filter cross sections in the used system showed a proportionality factor χ of 0.8 for the compensation of the water density. This results the following correlation for the connection between the infrared measurement signals and the concentration of CO₂:

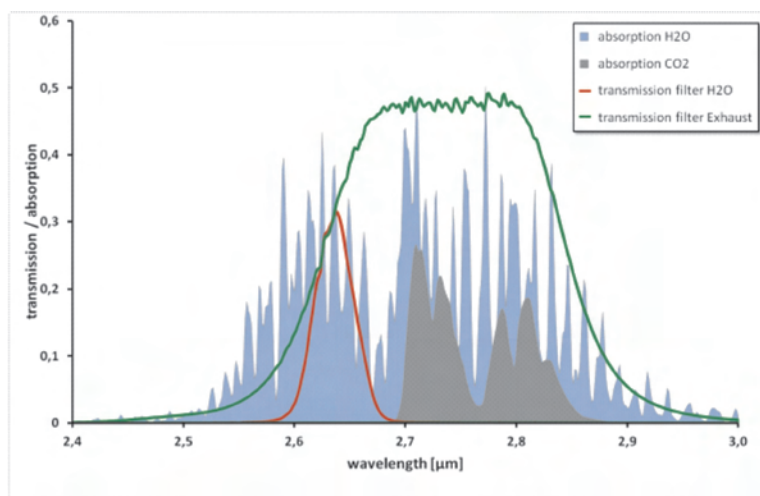


Fig. 1. Absorption spectrum of CO₂ and H₂O with used transmission filters
Rys. 1. Widmo absorpcji CO₂ i H₂O z zastosowanymi filtrami wąskopasmowymi

można dokonać pomiaru pojedynczego cyklu i tym samym otrzymane wyniki nie są wystarczająco dokładne, a wykorzystanie tej techniki w silnikach seryjnych jest bardzo skomplikowane. Dlatego dziś analizę wymiany ładunku w cylindrze prowadzi się na podstawie wyników symulacji oraz pośredniej analizy wymiany ładunku wynikającej z wyników pomiarów.

2. Aparatura pomiarowa

2.1. ICOS System

System ICOS (*Internal Combustion Optical Sensor*) polega na zastosowaniu czujnika optycznego montowanego w cylindrze silnika spalinowego. Zasada pomiaru czujnika oparta jest na pomiarze bezdotykowym i polega na pomiarze absorpcji promieniowania podczerwonego przez rozpatrywany gatunek molekuł. Źródłem światła jest lampa halogenowa o widmie szerokopasmowym. Światło jest modulowane przez koło tnące (*chopper*) z częstotliwością 30 kHz i przechodzi przez światłowód do czujnika, na którego końcu umieszczono stożek sondy z lustrem. Za pomocą lustra światło jest odbijane i trafia do drugiego światłowodu, a następnie do urządzenia detekcji. W zależności od zastosowanego wąskopasmowego filtra światła podczerwonego, który znajduje się w przedniej części detektora, określana jest ilość zaabsorbowanego światła przez molekuły, które stanowią przedmiot badań. Na podstawie tej zasady działania zostało przeprowadzonych wiele badań pozwalających na wykrycie paliwa w cylindrze, co zostało przedstawione w pracach [1, 2].

System wykorzystany w ramach projektu ICOS został zmodyfikowany w celu wykrycia absorpcji światła molekuł CO₂ przy średniej długości fali światła podczerwonego około 2,7 μm. Przy tej długości fali światło podczerwone absorbowane jest także przez cząsteczki wody (patrz rys. 1). Z tego powodu zastosowano dwa urządzenia do detekcji, które zsynchronizowano. Z jednej strony w szerokim zakresie widma możliwe jest zastosowanie, szerokopasmowego filtra obejmującego zarówno pasmo absorpcji części molekuł CO₂, jak i molekuł H₂O (filtr spalin), a z drugiej strony – filtra wąskopasmowego, który wykrywa tylko absorpcję molekuły H₂O (filtr H₂O). W ten sposób, po określaniu dwóch badanych względnych sygnałów gęstości (CO₂ i H₂O), możliwe jest określenie stężenia CO₂. Szczegółowa procedura rozdzielania sygnałów jest opisana w [3].

Uważne analizy przekrojów widma wykorzystanych w systemie filtrów wykazały, że współczynnik proporcjonalności χ wynosi 0,8 dla kompensacji sygnału gęstości wody. Na tej podstawie można określić związek między rejestrowanym sygnałem światła podczerwonego, a stężeniem CO₂ – wzór (1), wykorzystując sygnał gęstości wody D_{H_2O} , sygnał określony jako wydechowy $D_{Exhaust}$ i ciśnienie p ; α jest współczynnikiem całkowicie empirycznym. Kalibracja kilku systemów pomiarowych wykazuje, że współczynnik ten ma prawie stałą wartość.

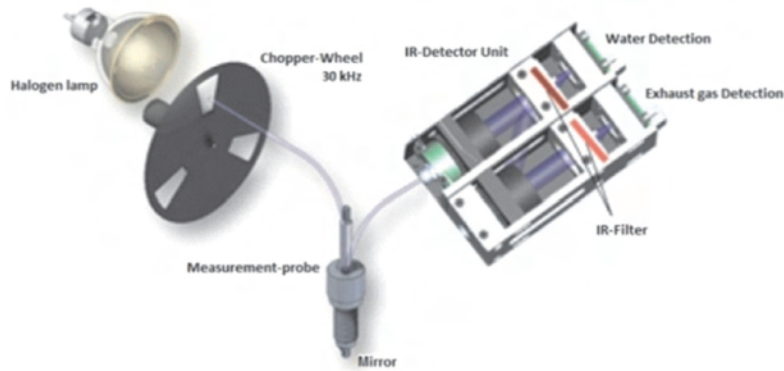


Fig. 2. Construction of the ICOS measuring system (up) and sensor with glow plug adapter (down)

Rys. 2. Budowa systemu pomiarowego ICOS (na górze) i czujnik z adapterem świecy żarowej (na dole)

$$\text{CO}_2 = \alpha \cdot (\text{D}_{\text{Exhaust}} - \chi \cdot \text{D}_{\text{H}_2\text{O}}) / p \quad (1)$$

with the measured density of the water $\text{D}_{\text{H}_2\text{O}}$ and the exhaust gas $\text{D}_{\text{Exhaust}}$, and the pressure p . Factor α has a purely empirical meaning. The calibration of several measuring systems has shown that this factor is almost constant.

In the following experiments a sensor head probe with a M5 thread was used, which was installed into a glow plug adapter (see Fig. 2). Thus, the measurement probe can be applied instead of the regular glow plug in the engine.

Figure 3 shows the construction of the measuring system at the test bench. The light source and the detection unit are located in the examined engine. The controlling and the data acquisition happen via a computer LAN connection from the control room.

2.2. CSV System

In the research simultaneously to the ICOS system the CSV-system by the firm Combustion for the determination of the EGR-rate in the cylinder of an engine has been applied. In this system special fast operating valves were used (Fig. 4) for fast sampling of the cylinder charge in the engine under operation.

The fast gas sampling enables to take a minimal assay from the cylinder during the compression phase and doesn't influence the compression ratio of the engine. The sample's volume depends on the type of exhaust-gas analyzer used in the measurements. In the case described here the Siemens Ultramat 5E for CO_2 analysis was used (Fig. 5).

After collecting an adequate quantity of compressed gas an accumulator tube, it is quantified by a NDIR CO_2 measuring analyzer. The fast gas sampling provides an indication of the CO_2 concentration in the compression phase. The sampling takes place 30 °CA before TDC ignition. It is an average of the calculated concentration of CO_2 over approximately 500 cycles over a range of 15 °CA sampling.

W przeprowadzonych eksperymentach wykorzystano czujnik z głowicą z gwintem M5, który został zamontowany w adapterze świecy żarowej (rys. 2). Czujnik ten może być więc stosowany zamiast standardowej świecy żarowej w silniku.

Na rysunku 3 przedstawiono konstrukcję układu pomiarowego na hamowni silnikowej. Źródło światła i urządzenie służące do detekcji znajduje się przy badanym silniku. Urządzenia sterujące i system akwizycji danych są połączone z urządzeniami pomiarowymi przez łącze typu LAN.

2.2. System CSV

W ramach prowadzonych badań równocześnie z systemem ICOS do pomiaru stopnia recyrkulacji spalin w cylindrze silnika wykorzystano system CSV firmy Combustion. System ten wykorzystuje układ specjalnych szybkich zaworów do pobierania próbki gazu z cylindra pracującego silnika (rys. 4). Objętość pobieranych gazów w trakcie suwu sprężania jest na tyle mała, że nie wpływa na stopień sprężania silnika. Niezbędna objętość gazów, którą należy pobrać, zależy od wykorzystywanego analizatora spalin. W badaniach wykorzystano analizator spalin firmy Siemens Ultramat 5E (analizator CO_2) – rys. 5.

W czasie suwu sprężania za pomocą szybkiego pobierania gazów należy zassać minimalną ilość gazu. Po zebraniu odpowiedniej ilości zassanego gazu do przewodu, który pełni funkcję akumulatora, gazy zasysane są do analizatora pomiarowego CO_2 typu NDIR. Zastosowanie szybkiego pobierania gazów pozwala na określenie stężenia CO_2 w fazie sprężania. Pobieranie gazów odbywa się 30 °OWK przed GMP. Określane w ten sposób jest średnie stężenie CO_2 w ciągu około 500 cykli w zakresie 15 °OWK (czas pobierania próbki).

2.3. Silnik badawczy

Dla porównawczego określenia funkcjonalności techniki wykorzystującej pomiar światła podczerwonego i

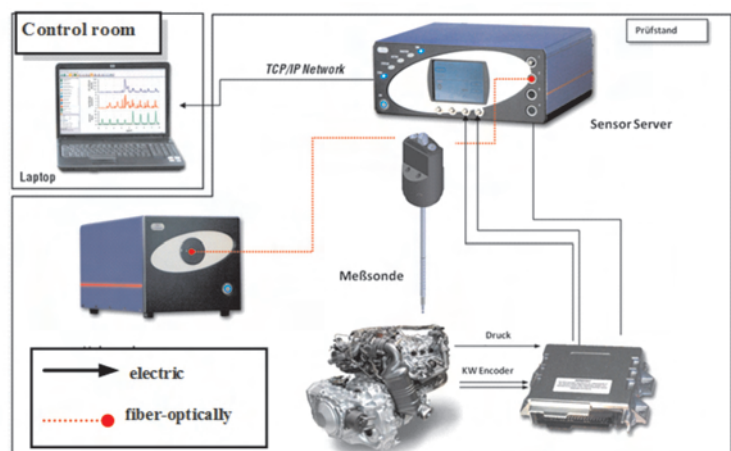


Fig. 3. ICOS system installation on the test bench

Rys. 3. Instalacja systemu ICOS na hamowni silnikowej

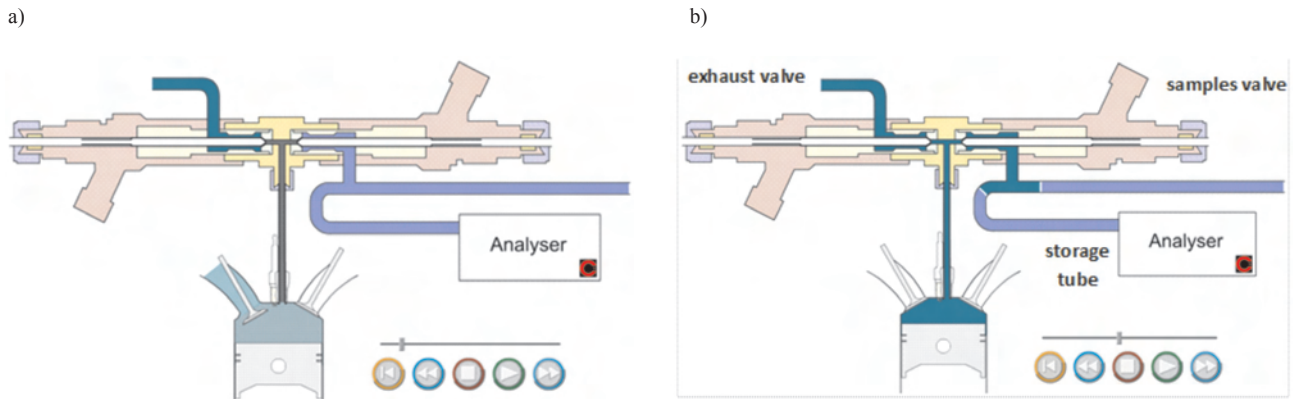


Fig. 4. CSV system overview: a) intake stroke, b) compression stroke

Rys. 4. Zasada działania systemu CSV: a) suw dolotu, b) suw sprężania, w którym zostaje pobrana próbka gazów znajdujących się w cylindrze



Fig. 5. Siemens Ultramat 5E analyser

Rys. 5. Analizator spalin firmy Siemens Ultramat 5E (analizator CO₂)

2.3. Test engine

To demonstrate comparatively the functionality of the infrared measurement technique and CSV system under engine operating conditions measurements were made on an AVL one cylinder research engine.

Figure 6a shows the engine test bench with the test measurement technology and the high pressure cooled EGR system (Fig. 6b). The one cylinder AVL engine has a cylinder head with 3 outlets (Fig. 6c). This allows maximum flexibility in terms of the applicable measurement technology. Via three separate holes the pressure indication, the infrared optical system and the fast gas sampling can be used simultaneously. The cylinder pressure is a necessary parameter for the determination of the CO₂ concentration with the ICOS measurement system (see eq. 1).

The CO₂ concentration in the cylinder can be varied by an exhaust gas recirculation (EGR). An external compressor allows the setting of any supercharging pressure. The external EGR rate, the internal EGR rate and the residual gas rate are defined as followed:

$$\text{External EGR Rate} = \frac{\text{CO}_{2,\text{SuctionTube}} - \text{CO}_{2,\text{Environment}}}{\text{CO}_{2,\text{Exhaust}}} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{Internal EGR Rate} = \\ = \text{External EGR Rate} + \text{Residual gasrate} = \\ = \frac{\text{CO}_{2,\text{IR/CSV-Sensor}} - \text{CO}_{2,\text{Environment}}}{\text{CO}_{2,\text{Exhaust}}} \end{aligned} \quad (3)$$

systemu CSV w warunkach pracy rzeczywistego silnika spalinowego przeprowadzono badania z wykorzystaniem silnika jednocylindrowego (ZS, CR, doładowany) firmy AVL.

Na rysunku 6a przedstawiono hamownię silnikową z aparaturą pomiarową oraz wysokociśnieniowym chłodzonym systemem recyrkulacji spalin (rys. 6b). Jednocylindrowy silnik AVL posiada głowicę z trzema otworami (rys. 6c). Umożliwia to zainstalowanie całej techniki pomiarowej w jednym cylindrze. W trzech otworach zamontowano kolejno czujnik ciśnienia spalania, czujnik optyczny oraz układ szybkich zaworów do pobierania próbki gazu. Wszystkie te systemy mogą pracować jednocześnie. Pomiar ciśnienia w cylindrze jest koniecznym parametrem dla określenia stężenia CO₂ z systemu pomiarowego ICOS (wzór (1)).

Stężenie CO₂ w cylindrze może być zmieniane przez recyrkulację spalin (EGR). Zewnętrzna sprężarka umożliwia ustawienie dowolnego ciśnienia doładowania. Zewnętrzny EGR, wewnętrzny EGR i reszta spalin zdefiniowane są przez wzory (2)–(4).

Badania przeprowadzono dla różnych prędkości obrotowych i obciążenia silnika, różnych stopni EGR oraz ciśnienia dławienia w celu określenia możliwości pomiarowych systemu ICOS i CSV. Program badań przedstawiono na rysunku 7.

3. Wyniki badań

Na rysunku 8 przedstawiono zmierzone gęstości gazu przy różnych wartościach EGR w punkcie pracy $n = 1500$ 1/min przy $p_{mi} = 2,8$ bar i ciśnieniu doładowania 1,07 bar w kanale dolotowym. Zarejestrowane przebiegi są zgodne z przebiegiem ciśnienia w cylindrze. W celu określenia stężenia CO₂ i stopnia recyrkulacji spalin jest istotna tylko faza sprężania do GMP. Po wtrysnięciu paliwa i rozpoczęciu procesu spalania sygnał nie jest już wykorzystywany.

Przedstawione wyniki pomiarów są średnią z ponad 100 cykli, ale analiza z cyklu na cykl jest również możliwa. Punkt pracy ze spalaniem, ale bez recyrkulacji spalin, ma wyższy poziom sygnału, a tym samym wyższe stężenie CO₂ w stosunku do sygnału z czujnika IR zarejestrowanego bez spalania. Sytuacja taka jest spowodowana pozostałością

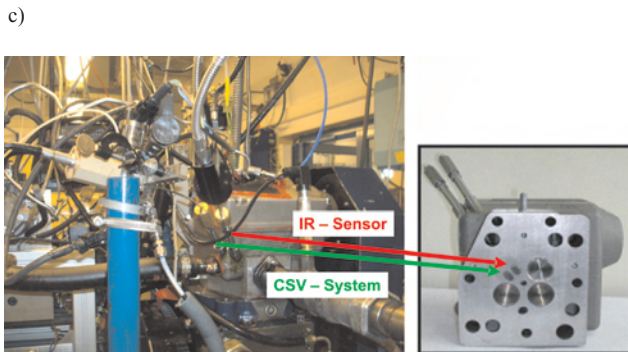
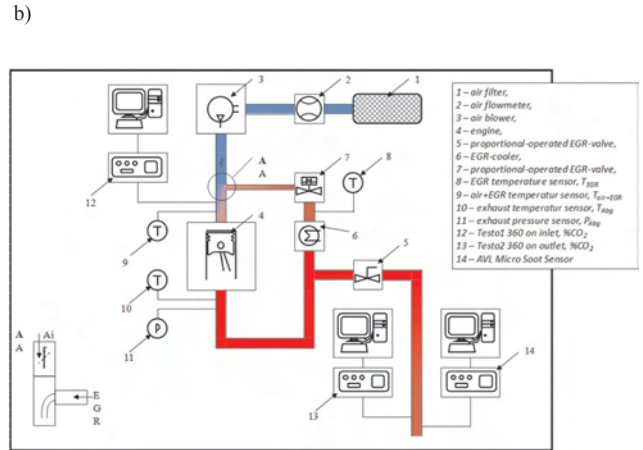
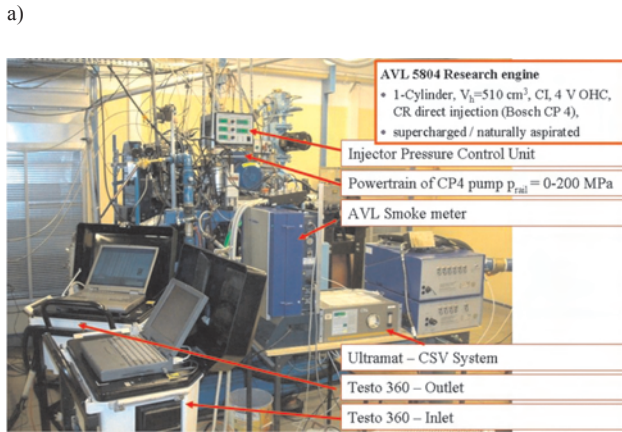


Fig. 6. Construction of the one-cylinder engine at the test bench (a), representation of the intake and exhaust system with exhaust gas recirculation (b), view on the cylinder head with three accesses to the ICOS-, CSV sensors and cylinder printing indication (c)

Rys. 6. Stanowisko z badawczym silnikiem jednocyndrowym (a), schemat układu dolotowego i wylotowego z systemem recyrkulacji spalin (b), głowica cylindra z dostępem do czujnika ICOS, CSV oraz indykowania silnika (c)

$$\text{Residual gasrate} = \frac{\text{CO}_{2, \text{IR/CSV-Sensor}} - \text{CO}_{2, \text{SuctionTube}} - \text{CO}_{2, \text{Environment}}}{\text{CO}_{2, \text{Exhaust}}} \quad (4)$$

The capability of the ICOS and CSV system has been examined at different engine speeds, loads, EGR rates and back pressures. Research program is shown in Fig. 7.

3. Results

Figure 8 shows the measured gas densities at an EGR variation in the operating point at 1500 1/min at 2.8 bar p_{mi} and a supercharging pressure of 1.07 bar in the suction tube. The raw data show an analogue cylinder pressure. This is because the exhaust gas density is proportional to the cylinder pressure. To determine the concentration of CO_2 and the EGR rate only the compression phase up to TDC is of significance. As soon as it is injected and the combustion starts, the signal is no longer utilized.

The presented measurement data show the average from over the 100 cycles but a single-cycle analysis is also possible. The operating point of combustion, but without EGR, shows a better signal strength and thus a higher CO_2 concentration as the operating point without combustion. This behavior is caused by the residual gases in the cylinder. These are caused by an incomplete ejection of the combustion gases. An enhancement of the EGR rate leads to an increase of the measured exhaust gas density, the measurement signal of Fig. 8 includes the absorption of CO_2 and H_2O .

The temperature of the fresh air and the returned exhaust gases is kept constant by a controllable intercooler. The suction tube pressure is controlled by an external compressor

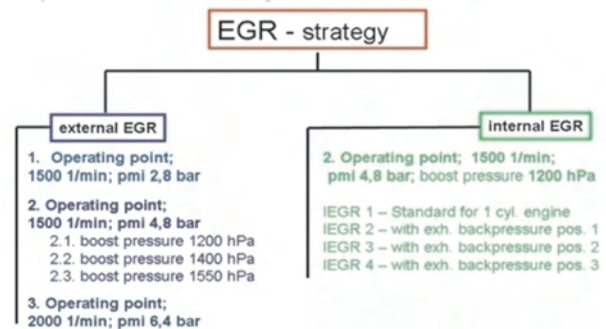


Fig. 7. Scope of research and investigation course

Rys. 7. Zakres prowadzonych badań silnikowych

reszty spalin w cylindrze. Jest to spowodowane niecałkowitym przepłukaniem cylindra. Zwiększenie stopnia recyrkulacji spalin prowadzi do wzrostu gęstości spalin, co przedstawiono na rysunku 8, gdzie mierzone sygnały to absorpcja CO_2 i H_2O .

Temperatura świeżego ładunku i temperatura gazów spalinowych zawracanych do cylindra jest utrzymywana na stałym poziomie za pomocą zastosowanych chłdnic. Ciśnienie powietrza doładowanego jest sterowane z zewnętrznej sprężarki dla wszystkich stopni recyrkulacji spalin. Zmiana zmierzonej gęstości przez system ICOS jest więc określana tylko w oparciu o zmiany składu gazów znajdujących się w cylindrze w czasie sprężania, gdyż masa gazów pozostaje niemal na stałym poziomie przy zmianie stopnia EGR.

Na rysunku 8 przedstawiono sygnał gęstości wody ($\text{Density H}_2\text{O}$) w cylindrze w zależności od kąta obrotu wału

for all the EGR rates. The change of the measured densities by the ICOS system is based therefore only on a change of the composition of material during the compression, the cylinder mass remains during the EGR variation nearly constant.

Figure 8 shows the crank angle resolved water density in the cylinder ($Density\ H_2O$). The enhancement at the increasing EGR rate is much more moderate than the exhaust gas signal ($Density\ Exhaust$), consisting of CO_2 and H_2O . The described raw data is converted into a real concentration of CO_2 by formula 1. The result is shown in Fig. 9.

The empirical formula (1) is valid at a pressure range from 10 to 30 bar. The measurement results show in this range an almost constant trend. The optical parameters $Density\ Exhaust$, $Density\ H_2O$ and the cylinder pressure can be measured at the same time and crank angle resolved. For each cycle a mean value of the CO_2 concentration according to the above described evaluation method is determined. Therefore, the EGR rate (internal EGR and external EGR) and the residual gas rate can be determined according to the formulas (2)–(4).

The results of the different engine speed and load are shown in Fig. 10. In this, ICOS measurements and fast gas sampling measurements are compared.

One can observe no impact on engine speed and load on the results. Applied measurement systems show similar results. The CO_2 concentration in the intake port will be used as reference value for the evaluation. With an increasing EGR rate also the concentration of CO_2 rises. The measured concentration in the cylinder is because of the residual gas mass higher than in the suction tube.

At the enhancement of the EGR rate, the measured CO_2 concentration in the suction tube increases

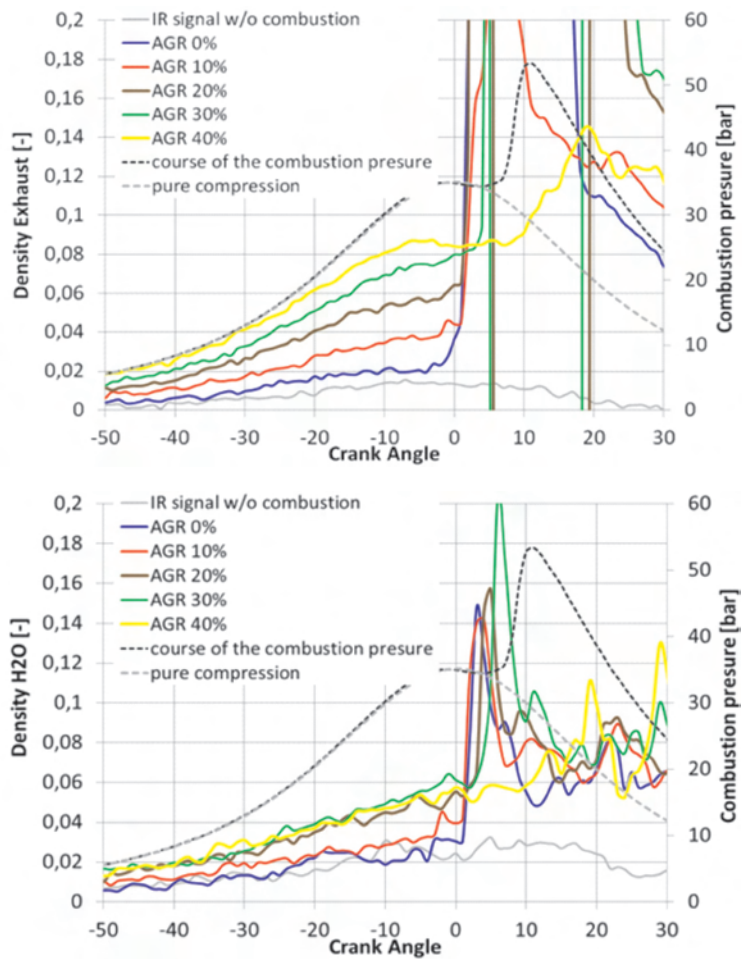


Fig. 8. CO_2 density (up) and H_2O density (down) for an EGR variation at 1500 1/min, 2.8 bar p_{mi} and a supercharging pressure in the suction tube at 1.07 bar

Rys. 8. Zmierzone gęstości CO_2 (góra) i H_2O (dół) dla różnych wartości EGR przy prędkości obrotowej 1500 1/min, średnim ciśnieniu indykowanym $p_{mi} = 2,8$ bar i ciśnieniu doładowania w przewodzie dołotowym 1,07 bar

korbowego. Zwiększanie stopnia recykulacji spalin wpływa na ten sygnał znacznie mniej niż na wzmocnienie sygnału gęstości spalin ($Density\ Exhaust$), składającego się z CO_2 i H_2O . Przekształcenia surowych danych pomiarowych na rzeczywiste stężenie CO_2 dokonano zgodnie z wzorem 1. Jego wyniki przedstawiono na rys. 9.

Wzór (1) można stosować w zakresie ciśnień od 10 do 30 bar. Wyniki pomiarów wykazują w tym zakresie prawie stałą tendencję zmian. Sygnały optyczne gęstości spalin i pary wodnej ($Density\ Exhaust$, $Density\ H_2O$) oraz ciśnienie w cylindrze można zmierzyć w tym samym czasie, w zależności od kąta obrotu wału korbowego. W każdym cyklu pracy silnika średnia wartość stężenia CO_2 została określona według opisanej powyżej metody. W związku z tym stopień recykulacji spalin (EGR wewnętrzny i EGR zewnętrzny) oraz ilość reszty spalin pozostających w cylindrze może być określona zgodnie z wzorami (2), (3) i (4).

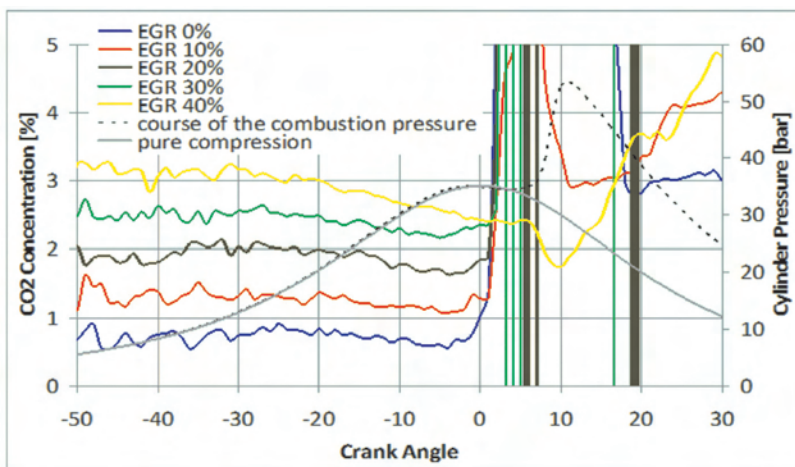


Fig. 9. CO_2 concentration for an EGR variation at 1500 1/min at 2.8 bar p_{mi} and a supercharging pressure of 1.4 bar in the suction tube

Rys. 9. Stężenie CO_2 dla zmiennego EGR przy prędkości obrotowej 1500 1/min, obciążeniu $p_{mi} = 2,8$ bar i ciśnieniu doładowania w przewodzie dołotowym 1,4 bar

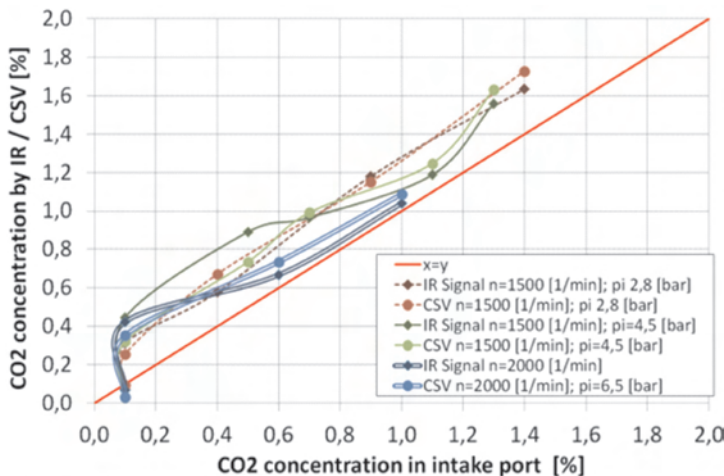


Fig. 10. Comparison of the measured CO_2 concentration with the IR- and CSV-Systems for an EGR variation at 1500 1/min and $p_{mi} = 2.8$ bar

Rys. 10. Porównanie wyników koncentracji CO_2 dla pomiarów systemami IR i CSV dla różnych stopni recyrkulacji spalin przy prędkości obrotowej 1500 1/min i obciążeniu $p_{mi} = 2,8$ bar

and the CO_2 concentration in the cylinder rises almost proportionally. The CSV and IR measuring technologies show a good accordance.

By using the formulas 2 and 3 it is possible to measure the internal EGR rate through the external EGR rate. The results are shown in Fig. 11. The represented data are from the IR measurement technology.

With formula 4 the residual gas rate can be determined. The measurements show that the residual gas rate is almost independent from the EGR rate and in a range from 6 % to 8 %. This agrees with the observations of [4].

An EGR variation in the operating point was performed at 1500 1/min and 4.8 bar p_{mi} , and at 1200 mbar, 1400 mbar and 1550 mbar supercharging pressure. Figure 12 shows the measured residual gas rates.

The residual gas rate in this operating point is in a range from 4 % to 7 %. The measurement results show that neither the EGR rate nor the supercharging pressure any influence at

Porównanie wyników dla różnej prędkości obrotowej i obciążenia silnika są przedstawione na rysunku 10. Zawierają one pomiary wykonane za pomocą systemu ICOS oraz za pomocą szybkiego pobierania próbek gazu CSV.

Na rysunku 10 widoczny jest brak istotnego wpływu zarówno prędkości obrotowej, jak i obciążenia na otrzymane wyniki. Zastosowane systemy pomiarowe pokazują zbliżone wyniki. Wartość stężenia CO_2 w kanale dolotowym będzie w dalszych badaniach stosowana jako wartość zadana do oceny poprawności otrzymanych wyników. Zwiększając stopień recyrkulacji spalin zwiększa się również stężenie CO_2 w cylindrze. Zmierzone stężenie w cylindrze jest większe niż to zmierzone w kanale dolotowym ze względu na pozostałe spaliny z poprzedniego cyklu.

Zwiększając udział EGR i mierząc stężenie CO_2 w kanale dolotowym uzyskuje się prawie proporcjonalny wzrost stężenia CO_2 w cylindrze pracującego silnika. Techniki pomiarowe CSV i IR wykazują dobrą wzajemną zgodność wyników.

Za pomocą wzorów (2) i (3) możliwe jest określenie wewnętrznego EGR znając udział EGR zewnętrznego. Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunku 11. Są to wyniki wykorzystujące tylko sygnał z systemu pomiarowego czujnika IR.

Wykorzystując równanie (4) możemy określić również udział reszty spalin znajdujących się w cylindrze. Pomiary wykazały, że udział reszty spalin praktycznie nie zależy od stopnia recyrkulacji spalin i zawiera się w zakresie od 6 % do 8 %. Jest to zgodne z obserwacjami opisanymi w pracy [4].

Zmianę stopnia recyrkulacji spalin przeprowadzono w punkcie pracy silnika określonym prędkością obrotową $n = 1500$ 1/min i obciążeniem $p_{mi} = 4,8$ bar oraz przy zmiennym ciśnieniu doładowania: 1200 mbar, 1400 mbar i 1550 mbar. Na rysunku 12 przedstawiono udział reszty spalin w cylindrze w zależności od ciśnienia doładowania.

Zaobserwowano, iż udział reszty spalin w tym punkcie pracy zawiera się w zakresie od 4 % do 7 %. Na podstawie

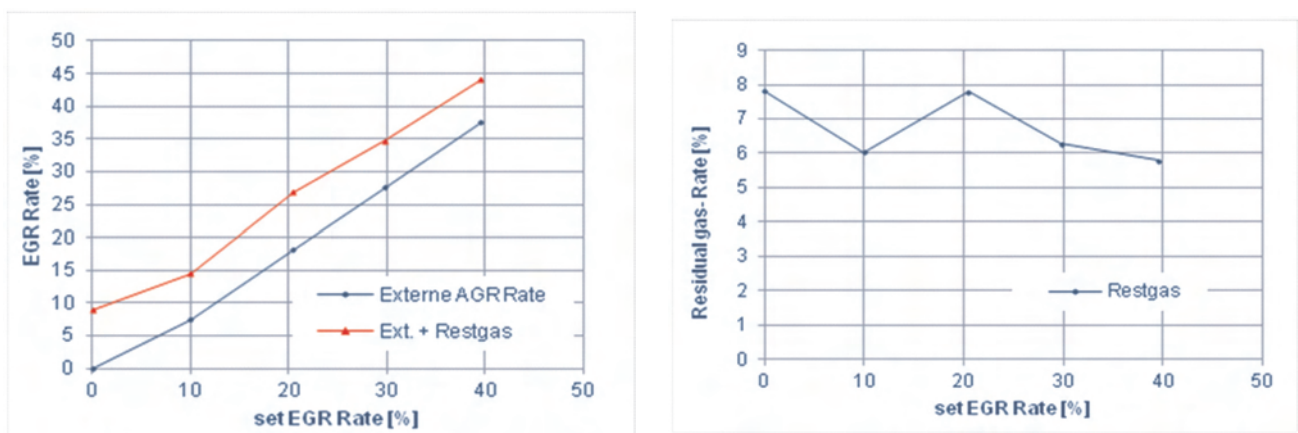


Fig. 11. Calculated internal and external EGR rate with the IR system (up) and the residual gas rate (down) for an EGR variation at 1500 1/min and $p_{mi} = 2.8$ bar

Rys. 11. Wyznaczone przy pomocy systemu IR stopień recyrkulacji spalin wewnętrzny i zewnętrzny (powyżej) i udział reszty spalin w cylindrze (poniżej) dla różnych wartości EGR przy 1500 1/min i $p_{mi} = 2,8$ bar

this operating point on the residual gas rate. The operating point at 1500 1/min and 4.8 bar p_{mi} has a lower residual gas mass than the operating point with 2.8 bar p_{mi} . This agrees with the results from [4].

At the operating point at 4.8 bar p_{mi} and a supercharging pressure of 1200 mbar, the exhaust back pressure has increased by the adjustment of an exhaust flap. All points were measured without exhaust gas recirculation. A higher pressure in the exhaust manifold cause a worse cylinder flushing. The residual gas mass in the cylinder has thereby increased. This performance in the cylinder can be confirmed by the IR measurement, see Fig. 13. At a higher throttling the residual gas mass increases from about 4 % to 10 %.

4. Summary

In a joint research project a new type of an infrared sensor for CO₂ measurement was developed.

The different measurement methods have shown good accordance. Important information such as the EGR rate, the internal EGR rate and the residual gas rate can be determined out of the measured concentration of CO₂.

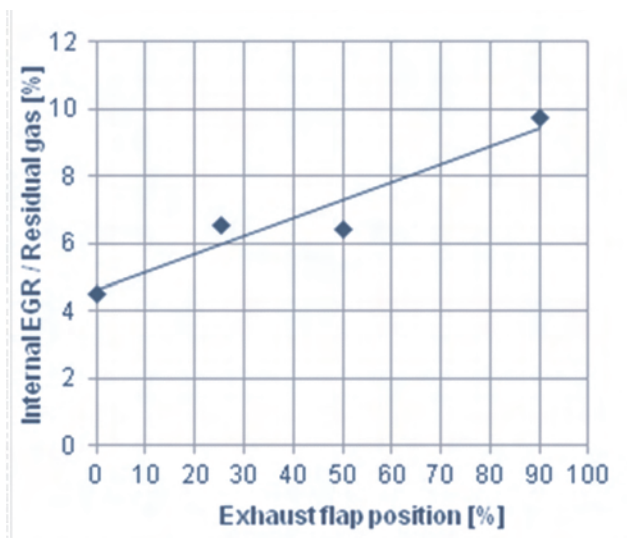


Fig. 13. Calculated residual gas rate with the IR system for an EGR variation at 1500 1/min and $p_{mi} = 4.8$ bar for different exhaust back pressures

Fig. 13. Udział reszty spalin określony na podstawie pomiarów systemem IR dla zmiennego stopnia recyrkulacji spalin EGR przy prędkości obrotowej 1500 1/min i obciążeniu $p_{mi} = 4,8$ bar, dla różnych wartości przeciwcisnienia wylotu spalin

The ICOS system allows a cycle-resolved analysis of the CO₂ concentration, the internal and external EGR rate and the residual gas rate and is therefore a powerful tool to evaluate and optimize the charge cycle and the air mass equal distribution of modern diesel engines.

In the future an evolution of the system for the CO₂ concentration is planned which can measure directly at 4.2 μm and does not need water detection.

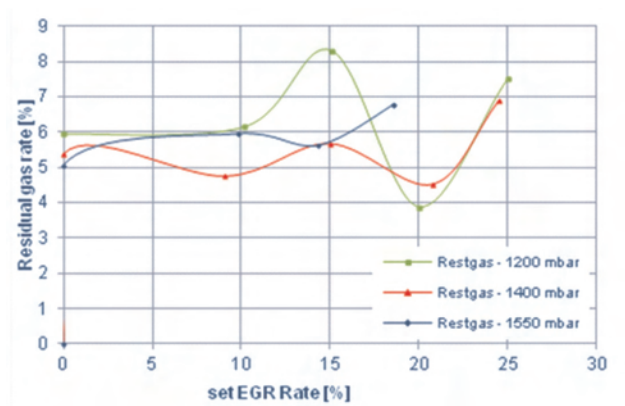


Fig. 12. Calculated residual gas rate with the IR system for an EGR variation at 1500 1/min and $p_{mi} = 4.8$ bar with different supercharging pressures

Rys. 12. Udział reszty spalin określony na podstawie pomiarów systemem IR dla zmiennego stopnia recyrkulacji spalin EGR przy prędkości obrotowej 1500 1/min i obciążeniu $p_{mi} = 4,8$ bar, dla różnych wartości ciśnienia doładowania

otrzymanych wyników można stwierdzić, że ani udział EGR, ani ciśnienie doładowania w tym punkcie pracy nie wpływają znacząco na wartości udziału reszty spalin w cylindrze.

W punkcie pracy przy $n = 1500$ 1/min i $p_{mi} = 4,8$ bar masa reszty spalin jest niższa niż w punkcie pracy, w którym p_{mi} wynosiło 2,8 bar. Jest to zgodne z wynikami przedstawionymi w pracy [4].

W punkcie pracy przy $p_{mi} = 4,8$ bar i ciśnieniu doładowania 1200 mbar, zwiększono ciśnienie dławienia w kolektorze wylotowym przez zastosowanie przepustnicy. Wszystkich pomiarów dokonano bez zewnętrznej recyrkulacji spalin. Wyższe ciśnienie w kolektorze wylotowym spowodowało gorsze przepłukanie cylindra. W związku z tym nastąpiło zwiększenie masy reszty spalin w cylindrze. Potwierdza to pomiar stężenia gazu w cylindrze z wykorzystaniem czujnika IR (rys. 13). Zwiększenie dławienia wylotu spalin powoduje wzrost udziału reszty spalin w cylindrze od około 4 % do 10 %.

4. Podsumowanie

W ramach wspólnego projektu badawczego został opracowany nowy typ czujnika podczerwieni do pomiaru CO₂.

Zastosowane porównawcze metody pomiarowe wykazały dobrą zgodność uzyskiwanych wyników. Ważne informacje, takie jak udział zewnętrzny EGR, udział EGR wewnętrznego oraz udział reszty spalin mogą być ustalone na podstawie pomiaru stężenia CO₂ systemem typu IR.

System ICOS pozwala na analizę z cyklu na cykl umożliwiającą określenie stężenia CO₂, EGR-u wewnętrznego i zewnętrznego oraz udziału reszty spalin, a zatem jest potężnym narzędziem do oceny i optymalizacji wymiany ładunku w cylindrze i równomiernego napełniania cylindrów w nowoczesnych silnikach wysokoprężnych.

W przyszłości planowana jest ewolucja omawianego systemu dla pomiaru stężenia CO₂, w którym planowany jest bezpośredni pomiar absorpcji CO₂ za pomocą filtra 4,2 μm i nie będzie on wymagał pomiaru stężenia pary wodnej.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

ICOS	Internal Combustion Optical Sensor/ <i>wewnętrzny optyczny czujnik spalania</i>
CSV	Combustion Sampling Valve/ <i>zawór poboru próbek spalin</i>
p_{mi}	Mean Indicated Pressure/ <i>średnie ciśnienie indykowane</i>
EGR	Exhaust Gas Recirculation/ <i>stopień recyrkulacji spalin</i>
CO ₂	carbon dioxide/ <i>dwutlenek węgla</i>
Density Exhaust	Density CO ₂ and H ₂ O/ <i>gęstości CO₂ i H₂O</i>
Density H ₂ O	Density H ₂ O/ <i>gęstość H₂O</i>
IR-Sensor	infrared sensor/ <i>czujnik światła podczerwonego</i>

Robin Vanhaelst, DEng. – Professor in the Faculty of Automotive Engineering Ostfalia University of Applied Sciences.

Dr inż. Robin Vanhaelst – profesor na Wydziale Budowy Pojazdów Uniwersytetu Ostfalia, Wolfsburg, Niemcy.

e-mail: r.vanhaelst@ostfalia.de



Olaf Thiele, DEng. – Product Manager Infrared Sensors, LaVision GmbH, Goettingen, Germany.

Dr Olaf Thiele, menadżer produktu czujnika podczerwieni, LaVision GmbH, Goettingen, Niemcy.



Bernd Hahne – Head of EADL/6, Volkswagen AG, Wolfsburg, Germany.

Bernd Hahne – szef działu EADL/6, Volkswagen AG, Wolfsburg, Niemcy.



Frank Wildhagen, MEng. – Konzernforschung Antriebe Motormechanik/Elektronik, Volkswagen AG, Wolfsburg, Germany.

Mgr inż. Frank Wildhagen – pracownik działu Napędu Mechanika Silnika/Elektronika, Volkswagen AG, Wolfsburg, Niemcy.



Christian Jördens, DEng., – Technical Development Metrology Department, Volkswagen AG, Wolfsburg, Germany.

Dr Christian Jördens – pracownik działu technicznego metrologii Volkswagen AG, Wolfsburg, Niemcy.



Prof. Krzysztof Wisłocki, DSc, DEng. – Professor at the Faculty of Working Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

Prof. nzw. dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki – Profesor nzw. na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: krzysztof.wislocki@put.poznan.pl

**Bibliography/Literatura**

- [1] Grosch A., Beushausen V., Thiele O., Grzeszik R.: Crank angle resolved determination of fuel concentration and air/fuel ratio in a SI-internal combustion engine using a modified optical spark plug. SAE Technical Papers 2007-01-0644, 2007.
- [2] Grosch A., Beushausen V., Thiele O.: Crank angle resolved determination of fuel-concentration and air/fuel-ratio in a SI-production engine by using a modified optical spark plug. Advanced Microsystems for Automotive Applications 2008 (Springer, 2008), pp.105–126.
- [3] Vanhaelst R., Thiele O., Berg Th., Stellet H.-P., Wildhagen F., Hentschel W., Joerdens Ch., Czajka J., Wislocki K.: Entwicklung eines innermotorischen optischen Infrarot-Sensors zur Bestimmung der AGR- und Restgasrate in Otto- und Dieselmotoren, Motorische Verbrennung Aktuelle Probleme und modern Lösungsansätze (XI Tagung), 14-15.03.2013, Ludwigsburg.
- [4] Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill 1988.
- [5] Vanhaelst R., Hentschel W., Müller C., Czajka J.: Development of an optical swirl sensor for DI-diesel engines/ Rozwój optycznego czujnika zawirowania do silników o ZS z wtryskiem bezpośrednim, 2009-SS2-C096.

Thomas Berg, Dipl.-Phys. – R&D Manager, LaVision GmbH, Goettingen, Germany.

Mgr Thomas Berg – menadżer działu badawczo-rozwojowego LaVision GmbH, Goettingen, Niemcy.



Hans-Peter Stellet – R & D Department of Volkswagen AG, Wolfsburg, Germany.

Hans-Peter Stellet – pracownik działu badawczo-rozwojowego Volkswagen AG, Wolfsburg, Niemcy.

Mr. Werner Hentschel, DSc. – employee at Research and Development – Metrology Department in Volkswagen AG, Wolfsburg, Germany.

Dr Werner Hentschel – pracownik Działu Badawczo-Rozwojowego firmy Volkswagen, Wolfsburg, Niemcy.

e-mail: werner.hentschel@volkswagen.de



Jakub Czajka, DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

Dr inż. Jakub Czajka – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jakub.czajka@put.poznan.pl



Ireneusz Pielecha, DSc., DEng. – doctor at the Faculty of Working Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: ireneusz.pielecha@put.poznan.pl



Effect of division of initial dose on combustion parameters of a dual fuel CI engine

Worsening of economic and environmental parameters of a dual fuel engine at partial engine loads results from protracted combustion of leaned gas-air mixture. This leads to reduction of overall efficiency and growth of CO and THC emissions. Such problems are difficult to solve in traction engines due to their frequent operation at partial loads and rapid changes of engine load and rotational speed. Negative effects of leaning of gaseous mixture can be partially diminished through division of initial dose and activation of combustion of gaseous mixture through delayed injection of additional portion of liquid fuel.

In the paper are presented test results of experimental SB3.1 engine run on CNG with divided dose of the Diesel oil. There were analyzed overall efficiency and selected parameters of combustion process. Division of the dose influenced advantageously on parameters of the engine. The overall efficiency increased, while maximal pressure p_{max} , heat release rate $(dQ/da)_{max}$ and pressure growth rate $(dp/da)_{max}$ decreased. The engine with divided dose operated more smoothly with less noise.

Keywords: dose divided, gas, combustion parameters, heat release, ignition delay

Wpływ podziału dawki inicjującej na parametry spalania dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym

Pogorszenie parametrów ekonomiczno-ekologicznych silnika dwupaliwowego przy częściowych obciążeniach wynika z przewlekłego spalania zubożonej mieszaniny gaz-powietrze. Prowadzi to do zmniejszenia sprawności ogólnej silnika i wzrostu emisji CO i THC. Problemy te są trudne do rozwiązania w silnikach trakcyjnych z uwagi na częstą pracę przy częściowych obciążeniach oraz szybkie zmiany w czasie obciążenia i prędkości obrotowej. Negatywne skutki zubożenia mieszaniny gazowej można częściowo zmniejszyć przez podział dawki inicjującej i aktywizację spalania mieszaniny gazowej poprzez opóźniony wtrysk dodatkowej porcji paliwa ciekłego.

W pracy przedstawiono wyniki badań silnika badawczego SB3.1 zasilanego CNG i dzieloną dawką oleju napędowego. Analizie poddano sprawność ogólną i wybrane parametry spalania. Podział dawki korzystnie wpłynął na parametry silnika. Sprawność silnika wzrosła, natomiast zmniejszeniu uległy ciśnienie maksymalne p_{max} , szybkość wydzielania ciepła $(dQ/da)_{max}$, szybkość przyrostu ciśnienia $(dp/da)_{max}$. Silnik z dzieloną dawką pracował bardziej równomiernie i wykazywał mniejszą hałaśliwość.

Słowa kluczowe: podział dawki paliwa, gaz, parametry spalania, wywiązywanie ciepła, opóźnienie zapłonu

1. Introduction

Excessive worsening of engine parameters at partial loads belongs to important disadvantages of gaseous engines operated in dual fuel system. It results from prolonged combustion of lean mixtures at qualitative adjustment of the engine [1–4]. In result, overall efficiency of the engine at low loads is lower comparing to operation on the Diesel oil only [1, 2, 10–12, 16, 18]. Improved combustion of the lean gaseous mixtures can be attained through:

- reduction of the initial dose,
- partial choking of air at low loads,
- division of the initial dose.

Investigations performed in the Department of Combustion Engines and Vehicles have shown that in case of dual fuel engines, in which interchangeability of fuelling with the Diesel oil only run in dual fuel system is maintained, it is not possible to drastically reduce the initial dose [5–9]. The reasons are inequality and decay of dosage of injectors at small doses. These phenomena concern both classical piston pumps and common rail systems.

1. Wprowadzenie

Poważną wadą gazowych silników dwupaliwowych jest nadmierne pogorszenie parametrów przy częściowych obciążeniach. Wynika ono z przedłużającego się spalania ubogich mieszanin gazowych przy jakościowej regulacji silnika [1–4]. W efekcie sprawność ogólna silnika przy małych obciążeniach jest mniejsza w stosunku do zasilania samym olejem napędowym [1, 2, 10–12, 16, 18]. Polepszenie spalania ubogich mieszanin gazowych może być osiągnięte przez zastosowanie:

- zmniejszania dawki inicjującej,
- częściowe dławienie powietrza przy małych obciążeniach,
- podział dawki inicjującej.

Badania przeprowadzone w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów wykazały, że w silnikach dwupaliwowych, w których zachowuje się zamienność zasilania samym olejem napędowym i dwupaliwowo, nie można radykalnie zmniejszyć dawki inicjującej [5–9]. Powodem tego jest nierównomierność i zanik dawkowania wtryskiwaczy przy małych dawkach. Zjawiska te dotyczą

Moreover, choking of air is strongly restricted due to reduction of temperature during compression, worsening of self-ignition conditions of the initial dose and growth of exhaust gases temperature, threatening durability of turbo-compressor systems [3, 4].

Performed investigations have shown, that a good solution to improve combustion of the gaseous mixtures could be usage of additional post-injection of the Diesel oil during combustion of the gaseous mixtures [6, 13, 14, 15]. Additional liquid fuel, injected during active combustion with delay, immediately goes into oxidation reaction, and supplying additional portion of energy, activates fading combustion process of the gas. Properly selecting size of the initial dose and time of its delay, it is possible to control combustion run of the gaseous mixture. Simulation tests performed prior the tests on engine dynamometer had confirmed such assumptions [17].

Use of injection systems of common rail type controlled electronically enables easy division of the initial dose and optimization of the process according to arbitrary chosen criterion of the optimization.

In course of performed investigations, the dose of the Diesel oil was divided into two equal parts injected in different time, what is schematically illustrated in the Fig. 1. The first dose initiated ignition of the gas, the second dose injected with delay $\Delta\alpha$ delivered additional energy, activating process of combustion of the gas.

In course of the investigations there were arbitrary taken two delay angles 10°CA and 15°CA , basing on preliminary testing of the engine operated at engine speed 1400 rpm, corresponding to rotational speed of maximal torque. These angles were constant for complete range of changes of the engine loads and rotational speeds.

The injection advance angle was maintained constant $\Theta_{\text{ww}} = 22^\circ\text{CA}$ before TDC, the same like in case Diesel oil fuelling, when high pressure common rail system is used.

Taking into considerations the injection advance angle of the initial dose θ_{ww} , self-ignition delay angle θ_{oz} and injection delay of the additional dose $\Delta\alpha$, time-dependent relationships of combustion of the individual doses can be characterized in the way shown in the Fig. 1. Moreover, in connection with it, one took assumption that combustion of the Diesel oil from the second dose commences together with injection of the fuel, what results from ongoing process of active combustion and high temperatures of the reagents (good atomization of the fuel and negligible low delay angle of self-ignition). In the investigations presented hereinafter one also assumed that combustion of the gas commences simultaneously with beginning of combustion of the first dose of the Diesel oil. In practice, it can be delayed with induction angle resulted from progress of flame propagation in the gaseous mixture, dependent on its composition (at big air excess number that angle could be noticeable) [18]. Values of the angles $\Delta\alpha_1$, $\Delta\alpha$, $\Delta\alpha_2$ were calculated on the base of opening times of injectors, determined in engine dyno tests and on the basis of analyzed rotational speed, whereas values of the $\Delta\alpha_1 = \Delta\alpha_2$ are dependent from size of the initial dose q .

zarówno klasycznych pomp tłoczkowych jak i układów common rail.

Również dławienie powietrza jest silnie ograniczone z uwagi na zmniejszenie temperatury w czasie sprężania, pogorszenie warunków samozapłonu dawki inicjującej oraz wzrost temperatury spalin zagrażający trwałości układów turboładowarki [3,4].

Przeprowadzone badania pokazały, że dobrym rozwiązaniem poprawy spalania mieszanin gazowych może być zastosowanie dodatkowego dotrysku oleju napędowego w czasie spalania mieszanin gazowych [6, 13, 14, 15]. Dodatkowe paliwo ciekłe, wtryskiwane z opóźnieniem w trakcie aktywnego spalania, wchodzi natychmiast w reakcje utleniania i dostarczając dodatkowej porcji energii aktywizuje zanikający proces spalania gazu. Przez odpowiedni dobór wielkości dawki dodatkowej i czasu jej opóźnienia można sterować przebiegiem spalania mieszaniny gazowej. Badania symulacyjne wykonane przed badaniami hamownianymi potwierdziły te założenia [17].

Zastosowanie układów wtryskowych typu common rail sterowanych elektronicznie umożliwia łatwy podział dawki inicjującej i optymalizację procesu wg dowolnie obranego kryterium optymalizacji.

W przeprowadzonych badaniach dawka oleju napędowego była dzielona na dwie równe części wtryskiwane w różnym czasie, co schematycznie przedstawiono na rys. 1. Pierwsza dawka inicjowała zapłon gazu, a druga wtryskiwana z opóźnieniem $\Delta\alpha$ dostarczała dodatkowej energii aktywizującej proces spalania gazu.

W badaniach stosowano dwa arbitralnie przyjęto kąty opóźnienia 10°OWK i 15°OWK na podstawie badań wstępnych silnika pracującego przy prędkości obrotowej 1400 obr/min odpowiadającej prędkości maksymalnego momentu obrotowego. Kąty te były stałe dla całego zakresu zmian obciążenia silnika i prędkości obrotowej.

Kąt wyprzedzenia wtrysku był stały $\Theta_{\text{ww}} = 22^\circ\text{OWK}$ przed GMP, taki jak przy zasilaniu samym olejem napędowym silnika z wykorzystaniem wysokociśnieniowego systemu common rail.

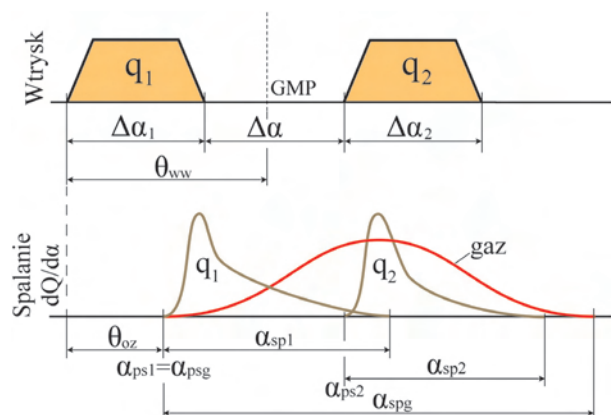


Fig. 1. Scheme of injection of the Diesel oil and combustion of the fuels in dual fuel engine with division of the initial dose

Rys. 1. Schemat wtrysku oleju napędowego i spalania paliw w silniku dwupaliwowym z podziałem dawki inicjującej

2. Test bed

The investigations were performed on single cylinder, self-ignition experimental engine with direct injection of the SB3.1 type, produced by WSK Mielec. Technical data of the engine are listed in the Table 1.

Table 1. Technical data of the SB3.1 engine

Tabela 1. Dane techniczne silnika SB3.1

Number of cylinders/liczba cylindrów	1
Bore/średnica cylindra	127 mm
Stroke/skok tłoka	146 mm
Displacement volume/objętość skokowa	1848 cm ³
Compression ratio/stożenie sprężania	15.8
Rated power/moc znamionowa	22.8 kW
Engine speed of rated power/prędkość obrotowa mocy znamionowej	2200 rpm/obr/min
Type of combustion chamber/typ komory spalania	Direct injection to toroidal chamber in piston crown/ wtrysk bezpośredni do toroidalnej komory w tłoku
Injection system of initial dose/układ wtryskowy dawki inicjującej	Common Rail, produced by Bosch/Common Rail f-my Bosch
Diesel oil injector, produced by Bosch/wtryskiwacz ON firmy Bosch	0986435 004 090
CNG injection system/układ wtryskowy CNG	IC
Injector of gas, produced by Bosch/wtryskiwacz gazu Bosch	F465 151 72
Injection pressure of gas/ciśnienie wtrysku gazu	1 MPa

3. Analysis of test results

Division of dose of the Diesel oil advantageously effects on overall efficiency of the engine, what is shown in the Fig. 3. Tendency to increase the efficiency occurs in complete range of change of engine loads, with clear increase of differences of the efficiency in range of medium and maximal engine loads. Simultaneously, increase of delay angle of the additional dose from 10 °CA to 15 °CA slightly influenced on reduction of the efficiency.

As especially advantageous can be recognized phenomenon of increase of the efficiency in area of partial engine loads, where traction engines predominantly operate. It is worth to be underlined, that size of the investigated engine lies within size of group of engines used as power units in buses, trucks and mills. Improvement of the efficiency in area of partial loads, therefore, can contribute to reduction of energy consumption in such engines, and globally to considerable reduction of CO₂ emission due to huge number of engines operated in roads.

Combustion parameters were calculated on the base of indication diagrams recorded during the test on chassis dynamometer in steady conditions of engine operation, Mo-n. To the analysis one used averaged indication diagrams from 100 successive cycles of engine operation. In the calculations one used proprietary program to thermal analysis, called

Uwzględniając kąt wyprzedzenia wtrysku dawki inicjującej θ_{ww} , kąt opóźnienia samozapłonu θ_{oz} oraz opóźnienia wtrysku dawki dodatkowej $\Delta\alpha$, czasowe zależności spalania poszczególnych dawek mogą być charakteryzowane jak na rys. 1. przyjęto przy tym założenie, że spalanie ON z drugiej dawki rozpoczyna się wraz z wtryskiem paliwa co wynika z trwającego procesu aktywnego spalania i wysokich temperatur reagentów (dobre rozpylenie paliwa i pomijalnie mały kąt zwłoki samozapłonu). W zaprezentowanych niżej badaniach przyjmowano również, że spalanie gazu rozpoczyna się równocześnie z początkiem spalania pierwszej dawki ON. W rzeczywistości może być ono opóźnione o kąt indukcji wynikający z rozwoju płomienia w mieszaninie gazowej zależny od jej składu (przy dużym współczynniku nadmiaru powietrza kąt ten może być zauważalny) [18]. Wartości kątów $\Delta\alpha_1$, $\Delta\alpha$, $\Delta\alpha_2$ obliczano na podstawie czasów otwarcia wtryskiwaczy określonych w badaniach hamownianych silnika oraz na podstawie analizowanej prędkości obrotowej, przy czym wartości $\Delta\alpha_1 = \Delta\alpha_2$ zależne są od wielkości dawki inicjującej q .

2. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na jednocylindrowym silniku badawczym o zapłonie samoczynnym i wtrysku bezpośrednim SB3.1 produkcji WSK Mielec. Dane techniczne silnika przedstawiono w tabeli 1.

a)

b)

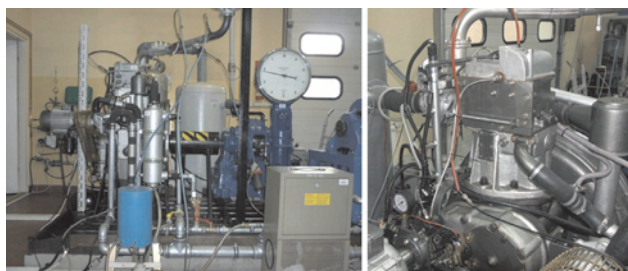


Fig. 2. General view of the test bed

Rys. 2. Widok ogólny stanowiska badawczego

3. Analiza wyników badań

Podział dawki oleju napędowego korzystnie wpływa na sprawność silnika, co pokazano na rys. 3. Tendencja zwiększenia sprawności występuje w całym zakresie zmian obciążenia z wyraźnym powiększaniem różnic sprawności w zakresie średnich i maksymalnych obciążeń silnika. Równocześnie zwiększenie kąta opóźnienia dawki dodatkowej z 10 °OWK do 15 °OWK nieznacznie wpłynęło na zmniejszenie sprawności.

Za szczególnie korzystne należy uznać zjawisko zwiększenia sprawności w zakresie częściowych obciążeń silnika, przy których silniki trakcyjne pracują najczęściej. Warto podkreślić, że wielkość badanego silnika mieści się w grupie silników stosowanych do napędu autobusów, samochodów ciężarowych i maszyn roboczych. Poprawa sprawności w zakresie obciążeń częściowych może zatem przyczynić się

as „ZS-ind.2” developed in the Department of Combustion Engines and Vehicles. [18].

Division of Diesel oil's dose significantly influences changes of the cylinder pressure during active combustion, Fig. 4. During initial phase of the combustion, growth of the

do obniżenia zużycia energii w tych silnikach, a globalnie do znaczącego obniżenia emisji CO₂ z uwagi na dużą liczbę stosowanych silników.

Parametry spalania obliczono na podstawie zarejestrowanych wykresów indykatorowych w czasie badań hamow-

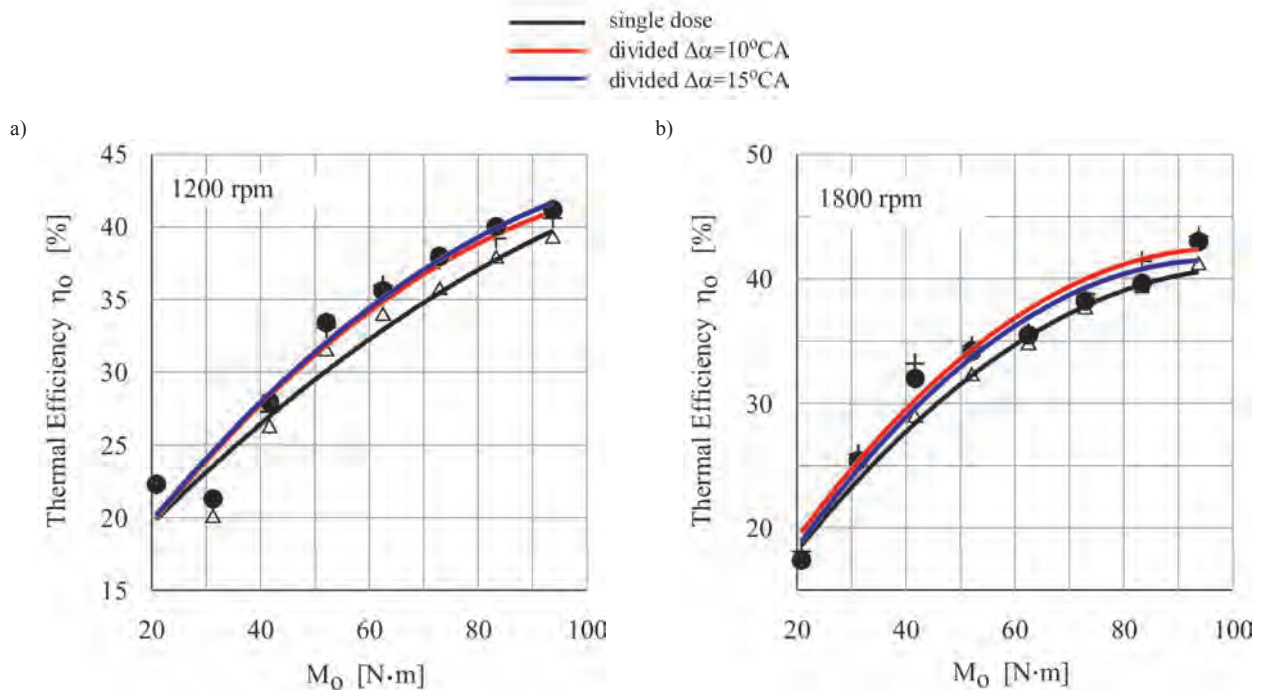


Fig. 3. Effect of division of the Diesel oil dose on efficiency of the SB3.1 engine run in dual fuel system: division of the dose 50/50%, injection advance angle of the initial dose 22 °CA

Rys. 3. Wpływ podziału dawki oleju napędowego na sprawność silnika SB3.1 zasilanego dwupaliwowo: podział dawki 50/50%, kąt wyprzedzenia wtrysku dawki inicjującej 22 °OWK

pressure in the cylinder for divided doses is lower, and course of the pressure is explicitly shifted in direction of more late angles of crankshaft rotations. Such shift increases as delay angle of the additional dose grows, what is connected with delayed heat release from the Diesel oil. In result, maximal pressures in the cylinder for the divided doses are lower, while angle of their occurrence is delayed with respect to the TDC. Such regularity occurs regardless the engine load.

For delay of additional dose of 15 °CA is seen a distinct inflexion point on the pressure line, what proves about delay of combustion of the additional dose. The highest delay of pressure maximum occurs for low engine loads and the angle $\Delta\alpha = 15^\circ\text{CA}$.

In the Fig. 5 is shown a comparison of pressure change in the cylinder for maximal engine load and different engine speeds. In area of higher loads, combustion process of the gaseous mixture is stable, and effect of combustion of the second dose of the Diesel oil is not noticeable in the diagram of the pressure, Fig. 5. It results from low fraction of the additional dose in total quantities supplied to the engine. Increase of engine speed doesn't have any effect on stability of combustion process. However, as engine speed increases, difference in maximal pressures for combustion

nianych przy ustalonych warunkach pracy silnika Mo-n. Do analizy wykorzystano uśrednione wykresy indykatorowe ze 100 kolejno po sobie następujących cyklach pracy. W obliczeniach zastosowano autorski program obliczeń cieplnych „ZS-ind.2” opracowany w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów [18].

Podział dawki ON znacząco wpływa na zmiany ciśnienia w cylindrze w czasie aktywnego spalania, rys. 4. W początkowej fazie spalania wzrost ciśnienia w cylindrze dla dawek dzielonych jest mniejszy a przebieg ciśnienia przesunięty wyraźnie w kierunku późniejszych kątów obrotu wału korbowego. Przesunięcie to zwiększa się w miarę wzrostu kąta opóźnienia dawki dodatkowej, co związane jest z opóźnieniem wydzielania ciepła z ON. W efekcie maksymalne ciśnienia w cylindrze są dla dawek dzielonej mniejsze, a kąt ich występowania jest opóźniony względem GMP. Prawidłowość ta występuje niezależnie od obciążenia silnika.

Dla opóźnienia dawki dodatkowej 15 °OWK widoczny jest wyraźny punkt przegięcia na linii ciśnienia świadczący o opóźnieniu spalania dawki dodatkowej. Największe opóźnienie maksimum ciśnienia występuje dla małych obciążeń silnika i kąta $\Delta\alpha = 15^\circ\text{OWK}$.

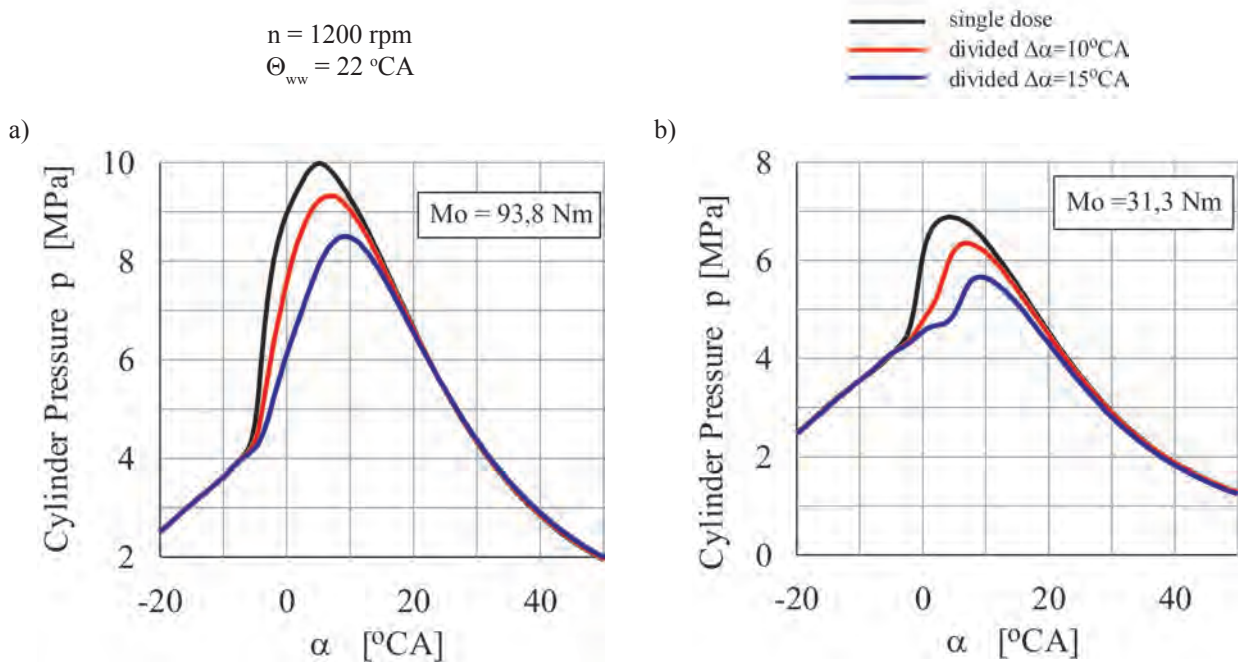


Fig. 4. Change of cylinder pressure during combustion in the SB.1 engine run in dual fuel system, with single and divided initial dose: changing engine load

Rys. 4. Zmiany ciśnienia w cylindrze w czasie spalania w silniku SB.1 zasilanym dwupaliwowo z pojedynczą i dzieloną dawką inicjującą: zmienne obciążenie silnika

with single dose and divided doses decreases. Also shift of pressure line at beginning of combustion is smaller for higher rotational speeds. It results from growth of combustion rate of the charge, caused by increase of temperature of working medium at higher rotational speeds.

For all analyzed rotational speeds, cylinder pressures for the divided dose are lower.

Especially big differences in course of the pressure are present for low engine speeds, Fig. 6. Values of the pressure during combustion for divided doses are explicitly delayed, and their maximal values are lower with respect to the single dose. Delay angle of the additional dose 15°CA causes occurrence of a distinct inflexion point on pressure line, proving about separate combustion of the both doses. Simultaneously, pressure growth rate after the inflexion point is higher, what can prove about more rapid combustion of the additional dose for delay angle 15°CA . The phenomena discussed here are similar for all analyzed rotational speeds.

Reduction of maximal combustion pressures effect advantageously on mechanical loading of crankshaft system, what can lead to increase of engine durability. Additional aspect is growth of mechanical efficiency, one from a reasons of discussed earlier growth of the overall efficiency. Lower maximal pressures for the divided doses are present in complete range of investigated rotational speeds and engine loads, Fig. 5 and 6.

As a reason of pressure changes discussed here can be diverse course of combustion of the charge of dual fuel engine with single and divided initial dose. This is evidenced by runs of the heat release rate $dQ/d\alpha$ during active combustion, depicted in the Fig. 7–8. Maximal heat release rates in

Na rys. 5 przedstawiono porównanie zmian ciśnienia w cylindrze dla maksymalnego obciążenia silnika i różnych prędkości obrotowych. W zakresie większych obciążeń proces spalania mieszanki gazowej jest stabilny, a na wykresie ciśnienia niezauważalny jest wpływ spalania drugiej dawki ON, rys. 5. Wynika to z małego udziału energii dawki dodatkowej w całkowitej ilości energii dostarczanej do silnika. Na stabilność procesu spalania nie wpływa wzrost prędkości obrotowej silnika. Jednak w miarę zwiększania prędkości obrotowej maleje różnica ciśnień maksymalnych dla spalania z pojedynczą dawką i dawkami dzielonymi. Również przesunięcie linii ciśnienia na początku spalania jest mniejsze dla większych prędkości obrotowych. Wynika to ze wzrostu szybkości spalania ładunku wywołanego zwiększeniem temperatur czynnika przy większych prędkościach obrotowych.

Dla wszystkich analizowanych prędkości obrotowych ciśnienia w cylindrze są dla dawki dzielonej mniejsze.

Szczególnie duże różnice w przebiegu ciśnień występują dla małych obciążeń silnika rys. 6. Wartości ciśnień w czasie spalania dla dawek dzielonych są wyraźnie opóźnione, a ich wartości maksymalne mniejsze w stosunku do dawki pojedynczej. Kąt opóźnienia dawki dodatkowej 15°OWK powoduje występowanie wyraźnego punktu przegięcia na linii ciśnienia świadczącego o rozdzielnym spalaniu obu dawek. Równocześnie szybkość narastania ciśnienia za punktem przegięcia jest większa, co może świadczyć o szybszym spalaniu dawki dodatkowej dla kąta opóźnienia 15°OWK . Omawiane zjawiska są podobne dla wszystkich analizowanych prędkości obrotowych.

Zmniejszenie maksymalnych ciśnień spalania wpływa korzystnie na obciążenia mechaniczne układu korbowego

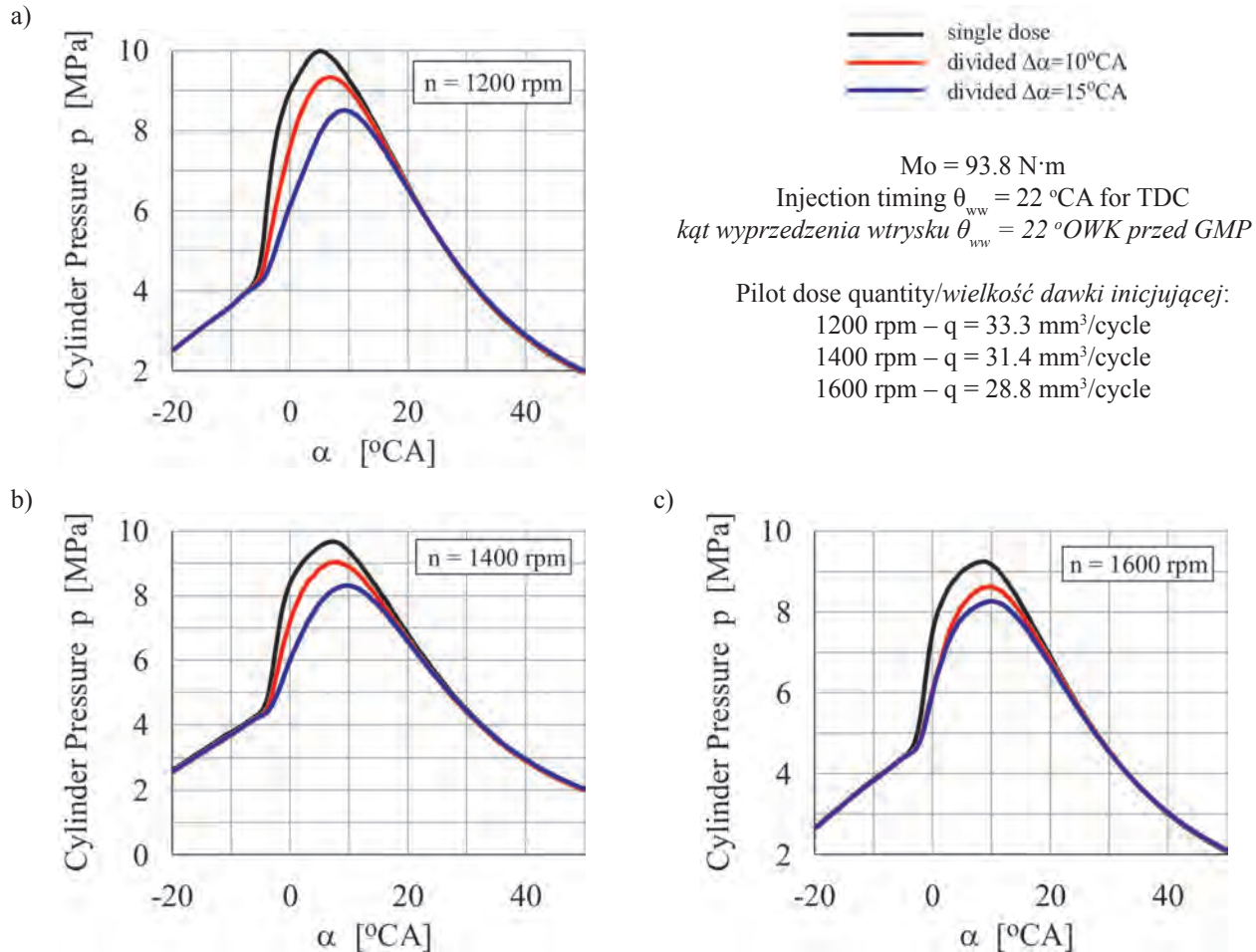


Fig. 5. Effect of division of initial dose on run of cylinder pressure during combustion in the SB3.1 engine, run in dual fuel system: maximal engine load ($M_o = 93.8 \text{ N}\cdot\text{m}$, changing engine speeds 1200, 1400, 1600 rpm)

Rys. 5. Wpływ podziału dawki inicjującej na przebieg ciśnienia w cylindrze podczas spalania w silniku SB3.1 zasilanym dwupaliwowo: maksymalne obciążenie silnika ($M_o = 93,8 \text{ N}\cdot\text{m}$, zmienne prędkości obrotowe 1200, 1400, 1600 obr/min)

case of the divided doses are clearly lower than in case of combustion with single dose. Simultaneously, the angles $dQ/d\alpha$ are shifted in the right side, towards more late angles of crankshaft rotations, the more the bigger delay angle of additional dose.

Together with growth of rotational speed, maximal values of the $dQ/d\alpha$ for the single dose decrease, while point of its occurrence delays, approaching to the TDC, Fig. 7. Maximal dynamics of the combustion for the single dose occurs before the TDC. Data from the bibliography show, that the engines run on the Diesel oil only develop maximal efficiency when maximal dynamics of the combustion is present in range of 2–4 °CA after the TDC.

In case of high injection pressures and single dose, total amount of liquid fuel is injected before commencing of the combustion. Initial dose is small comparing to the doses in traditional fuelling. In conditions of high temperatures of the charge (engine loads similar to maximal ones, Fig. 7) all the fuel evaporates during time of self-ignition delay. In case of multipoint self-ignition in zone of liquid fuel vapours, run of the combustion is violent, and its rate is defined by kinetics of chemical reactions. Combustion of

co może prowadzić do zwiększenia trwałości silnika. Dodatkowym aspektem jest wzrost sprawności mechanicznej, jednego z powodów omawianego wcześniej wzrostu sprawności ogólnej. Mniejsze ciśnienia maksymalne dla dawek dzielonych występują w całym zakresie badanych zmian prędkości obrotowej i obciążenia silnika – rys. 5 i 6.

Przyczyną omawianych zmian ciśnienia jest odmienny przebieg spalania ładunku silnika dwupaliwowego z pojedynczą i dzieloną dawką inicjującą. Świadczą o tym przebiegi szybkości wydzielania ciepła $dQ/d\alpha$ w czasie aktywnego spalania pokazane na rys. 7–8. Maksymalne szybkości wydzielania ciepła dla dawek dzielonych są wyraźnie mniejsze od spalania z dawką pojedynczą. Równocześnie krzywe $dQ/d\alpha$ są przesunięte w prawo, w stronę późniejszych kątów OWK, tym bardziej im większy jest kąt opóźnienia dawki dodatkowej.

W miarę wzrostu prędkości obrotowej maksymalna wartość $dQ/d\alpha$ dla dawki pojedynczej maleje, a punkt jej występowania opóźnia się, zbliżając się do GMP, rys. 7. Maksymalna dynamika spalania dla dawki pojedynczej występuje przed GMP. Dane literaturowe wskazują, że silniki zasilane samym olejem napędowym osiągają maksymalną

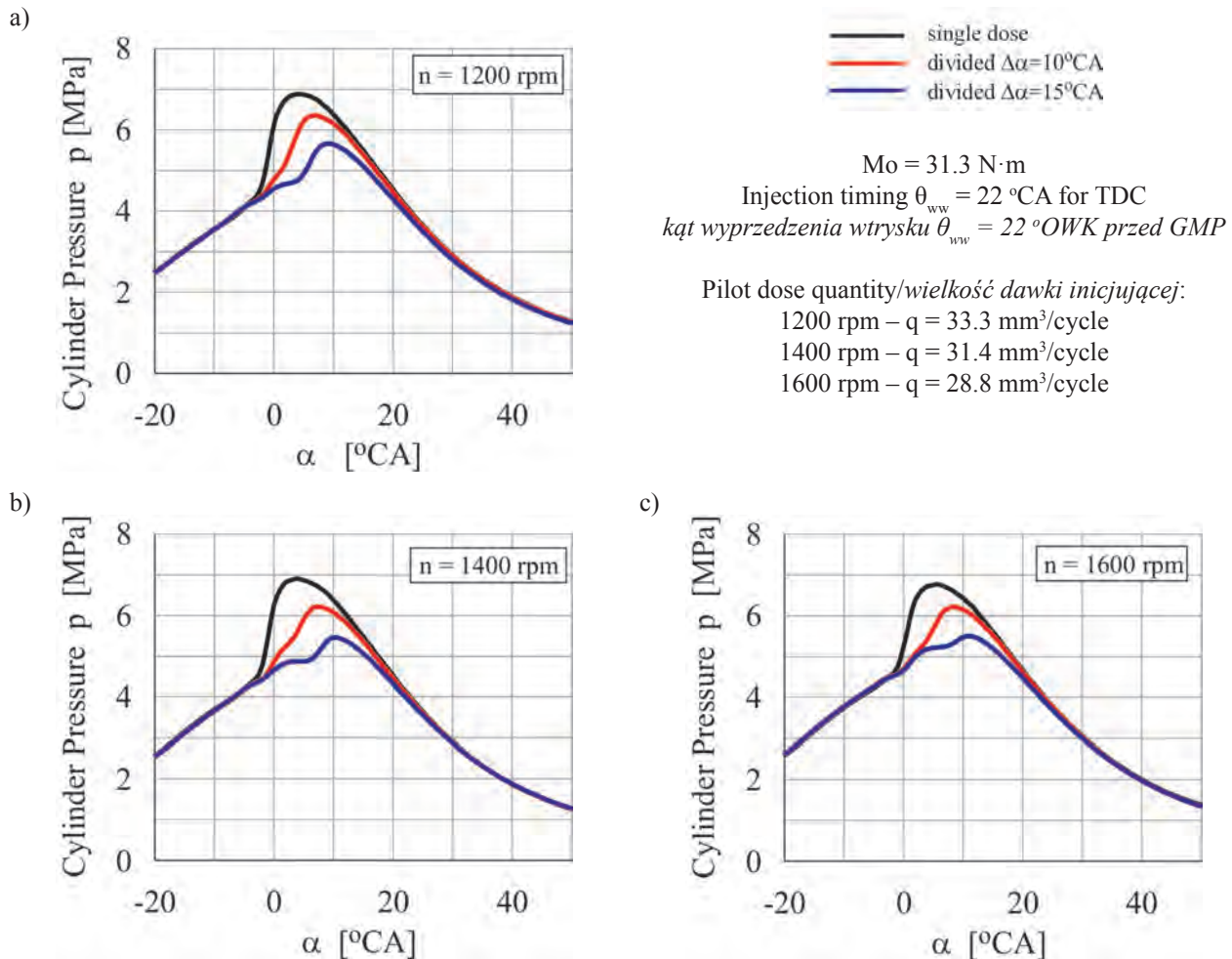


Fig. 6. Effect of division of initial dose on course of cylinder pressure during combustion in the SB3.1 engine run in dual fuel system: engine load $M_o = 31.3 \text{ N}\cdot\text{m}$ (variable engine speeds 1200, 1400, 1600 rpm)

Rys. 6. Wpływ podziału dawki inicjującej na przebieg ciśnienia w cylindrze podczas spalania w silniku SB3.1 zasilanym dwupaliwowo: obciążenie silnika $M_o = 31,3 \text{ N}\cdot\text{m}$, zmienne prędkości obrotowe 1200, 1400, 1600 obr/min

liquid fuel vapours is accompanied with high maximal values of the $dQ/d\alpha$.

In case of single dose, maximal value of the $dQ/d\alpha$ effects from combustion of liquid fuel, what results from significant differences of combustion rate of the Diesel oil (multipoint kinetic combustion) and gaseous mixture (combustion determined by speed of moving front of flame with relatively low speed).

In case of the divided dose, similar phenomena occur only for the first initial dose; however, lower unit mass of this dose doesn't allow releasing of energy sufficient to generate similar values of the $dQ/d\alpha$ like in case of the single dose. The second dose enters into combustion process much faster, but this process occurs mainly in phase of diffusion combustion. Simultaneously, growth of the combustion rate after local minimum in the curves $dQ/d\alpha$ and shift of the curves to the right, especially clearly seen in case of lean mixtures (Fig. 7), and bigger values of the $dQ/d\alpha$ during more late phases of the process, than these ones in case of the single dose, can prove about bigger share of energy from combustion of the gaseous mixture and increasing of rate of the process by the additional dose.

sprawność, jeżeli maksymalna dynamika spalania występuje w zakresie 2–4 °OWK po GMP.

Przy dużych ciśnieniach wtrysku i pojedynczej dawce cała ilość paliwa ciekłego wtryskiwana jest przed rozpoczęciem spalania. Dawka inicjująca jest niewielka w stosunku do dawek przy zasilaniu tradycyjnym. W warunkach wysokich temperatur ładunku (obciążenia zbliżone do maksymalnych, rys. 7) cała ilość paliwa odparowuje w okresie opóźnienia samozapłonu. Przy wielopunktowym samozapłonie w strefach par paliwa ciekłego, przebieg spalania jest gwałtowny, jego szybkość jest określona kinetyką reakcji chemicznych. Spalaniu par paliwa ciekłego towarzyszą duże wartości maksymalne $dQ/d\alpha$.

Dla dawki pojedynczej maksymalna wartość $dQ/d\alpha$ wynika ze spalania paliwa ciekłego, co wynika z istotnych różnic szybkości spalania oleju napędowego (wielopunktowe spalanie kinetyczne) i mieszaniny gazowej (spalanie determinowane przez szybkość przemieszczania się frontu płomienia o relatywnie małej szybkości).

Dla dawki dzielonej podobne zjawiska występują jedynie dla pierwszej dawki inicjującej, ale mniejsza masa

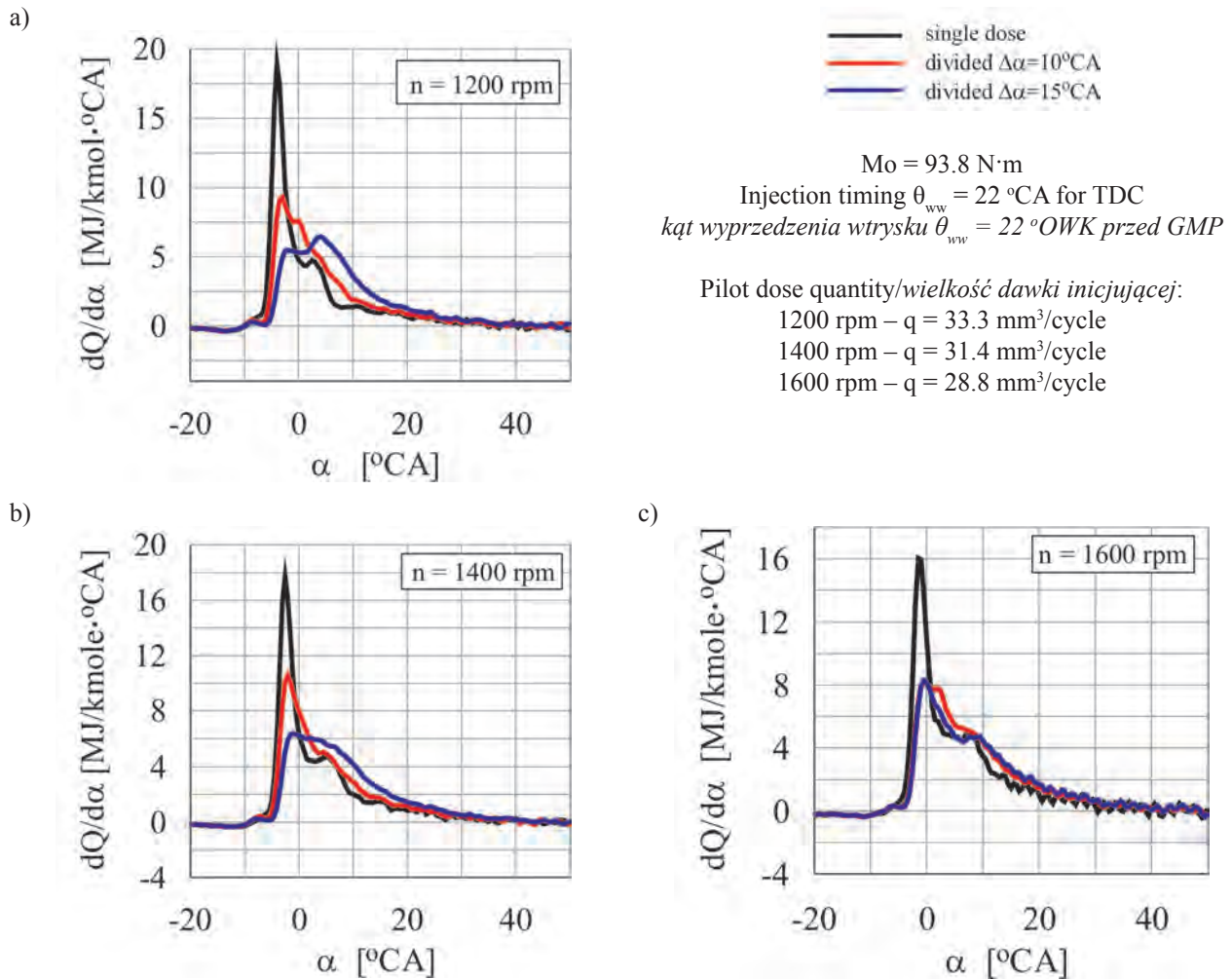


Fig. 7. Effect of division of initial dose on run of the heat release rate $dQ/d\alpha$ during combustion in the SB3.1 engine run in dual fuel system: maximal load $M_o = 93.8 \text{ N}\cdot\text{m}$

Rys. 7. Wpływ podziału dawki inicjującej na przebieg szybkości wydzielania ciepła $dQ/d\alpha$ podczas spalania w silniku SB3.1 zasilanym dwupaliwem: maksymalne obciążenie silnika $M_o = 93,8 \text{ N}\cdot\text{m}$

For low engine loads (Fig. 8) is seen a clear shift of dynamics of the combustion as the injection delay angle of the additional dose increases. For the angle $\Delta\alpha = 15^\circ\text{CA}$, in the curves $dQ/d\alpha$ is present a clear point of local minimum and big differences of maximal $dQ/d\alpha$ for the initial and additional dose.

From the equation describing run of the curves $dQ/d\alpha$ in the Fig. 7–8 one can conclude about real growth of activity of gaseous mixture combustion after use of the divided dose.

Division of dose of the Diesel oil effects in decrease of maximal pressures p_{max} and rate of pressure growth $(dp/d\alpha)_{\text{max}}$ in complete range of engine loads and rotational speeds, Fig. 9a.

Decrease of the maximal pressure amounted respectively to:

- 0.5–0.7 MPa for the delay angle 10°CA and
- 0.9–1.3 MPa for the delay angle 15°CA .

Specified proportions of change of the maximal pressure are similar regardless of engine load and rotational speed.

Additional, noticeable effect of pressure change after use of the additional dose is more smooth and more silent

jednostkowa tej dawki nie pozwala wyzwolić dostatecznej ilości ciepła dla uzyskania podobnych wartości $dQ/d\alpha$ jak dla dawki pojedynczej. Druga dawka wchodzi w proces spalania znacznie szybciej, ale odbywa się on głównie w fazie spalania dyfuzyjnego. Równocześnie wzrost szybkości spalania po wystąpieniu minimum lokalnego na krzywych $dQ/d\alpha$ i przesunięcie ich w prawo, szczególnie wyraźnie widoczne dla ubogich mieszanin (rys. 8) oraz większe wartości $dQ/d\alpha$ w późniejszych fazach procesu od występujących dla dawki pojedynczej, świadczą o większym udziale energii ze spalania mieszaniny gazowej i zwiększeniu szybkości procesu przez dawkę dodatkową.

Dla małych obciążeń silnika (rys. 8) widoczne jest wyraźne przesunięcie dynamiki spalania wraz ze zwiększaniem kąta opóźnienia wtrysku dawki dodatkowej. Dla kąta $\Delta\alpha = 15^\circ\text{OWK}$ występuje wyraźny punkt minimum lokalnego na krzywych $dQ/d\alpha$ oraz duże różnice maksymalnej $dQ/d\alpha$ dla dawki inicjującej i dodatkowej.

Z porównania przebiegu krzywych $dQ/d\alpha$ na rys. 7–8 można wnioskować o rzeczywistym wzroście aktywności

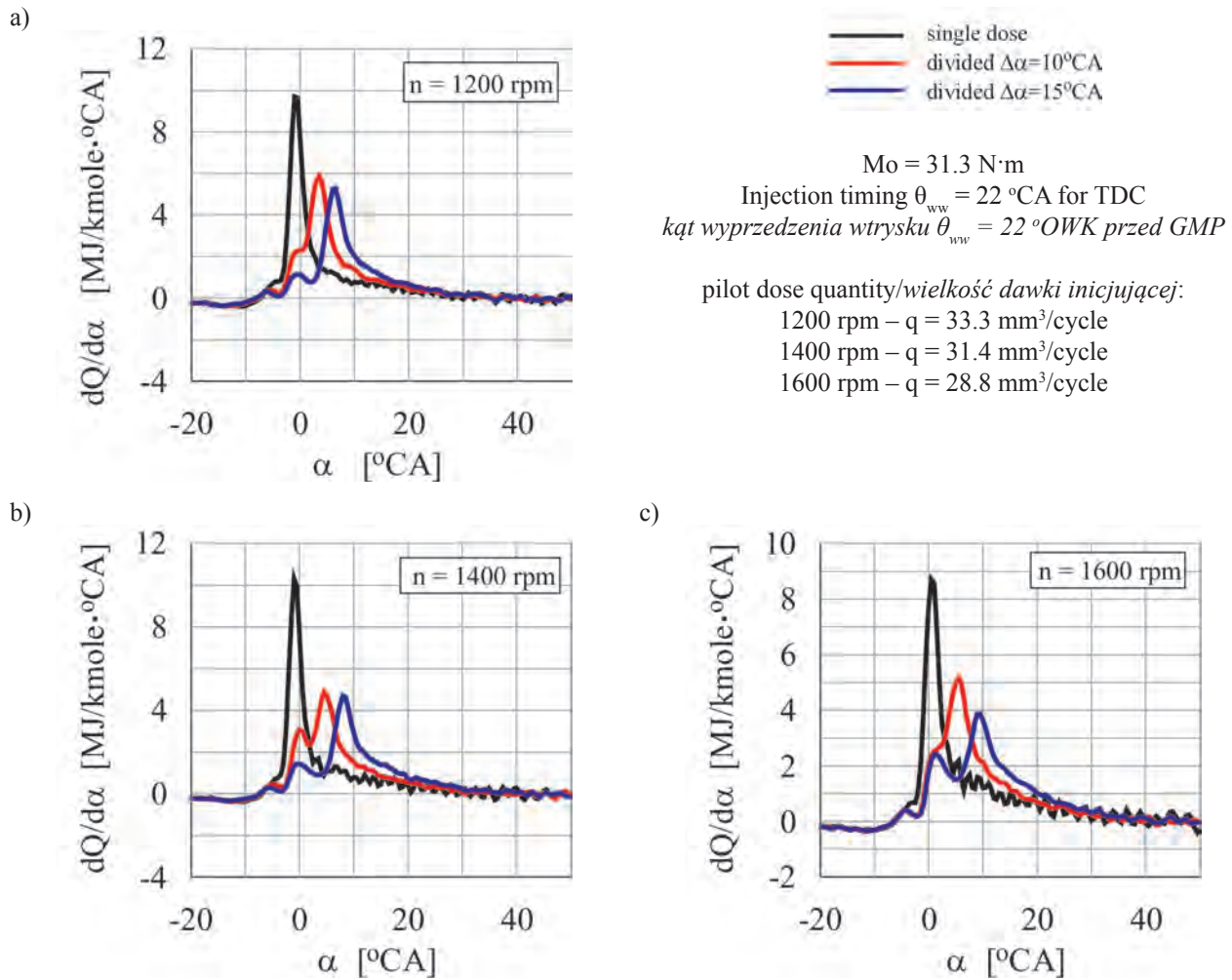


Fig. 8. Effect of division of initial dose on run of the heat release rate $dQ/d\alpha$ during combustion in the SB3.1 engine run in dual fuel system: engine load $M_o = 31.3 \text{ N}\cdot\text{m}$

Rys. 8. Wpływ podziału dawki inicjującej na przebieg szybkości wydzielania ciepła $dQ/d\alpha$ podczas spalania w silniku SB3.1 zasilanym dwupaliwowo: częściowe obciążenie silnika $M_o = 31,3 \text{ N}\cdot\text{m}$

operation of the engine. Increase of smoothness of engine operation is connected with more stable combustion of the gaseous mixture due to additional portion of energy from combustion of the additional dose, released with delay.

Dual fuel engine fuelled with the divided doses operates more quietly with clearly noticeable less noise. It results mainly from less noise of combustion process, that was confirmed by analyses of pressure growth rates $dp/d\alpha$ and maximal $(dp/d\alpha)_{\max}$ shown in the Fig. 9b. Values of the $(dp/d\alpha)_{\max}$ for the divided doses are clearly lower, while their values are comparable with values characteristic for spark ignition engines. It also applies to maximal engine loads when combustion of the charge is the fastest. Values of the $(dp/d\alpha)_{\max}$ affect perceptible noise of combustion in the engine. In case of the single dose, the $(dp/d\alpha)_{\max}$ features values of 0.80–1.4 MPa/°CA what causes that combustion process can be classified as a hard combustion. On the other hand, for the divided doses, values of the $(dp/d\alpha)_{\max}$ are included within interval of 0.4–0.6 MPa/°CA, which should be considered as low values, as for a self-ignition engine.

spalania mieszanki gazowej po zastosowaniu dawki dzielonej.

Podział dawki ON powoduje zmniejszenie ciśnień maksymalnych p_{\max} oraz szybkości narastania ciśnienia $(dp/d\alpha)_{\max}$ w całym zakresie zmian obciążeń i prędkości obrotowej silnika, rys. 9a.

Zmniejszenie ciśnienia maksymalnego wynosiło odpowiednio:

- 0,5–0,7 MPa dla kąta opóźnienia 10 °OWK i
- 0,9–1,3 MPa dla kąta opóźnienia 15 °OWK.

Wymienione proporcje zmiany ciśnienia maksymalnego są podobne niezależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika.

Dodatkowym zauważalnym efektem zmian ciśnienia po zastosowaniu dawki dzielonej jest bardziej równomierna i cichsza praca silnika. Zwiększenie równomierności pracy związane jest z bardziej stabilnym spalaniem mieszanki gazowej wskutek dodatkowej porcji energii wyzwalanej z opóźnieniem ze spalania dawki dodatkowej.

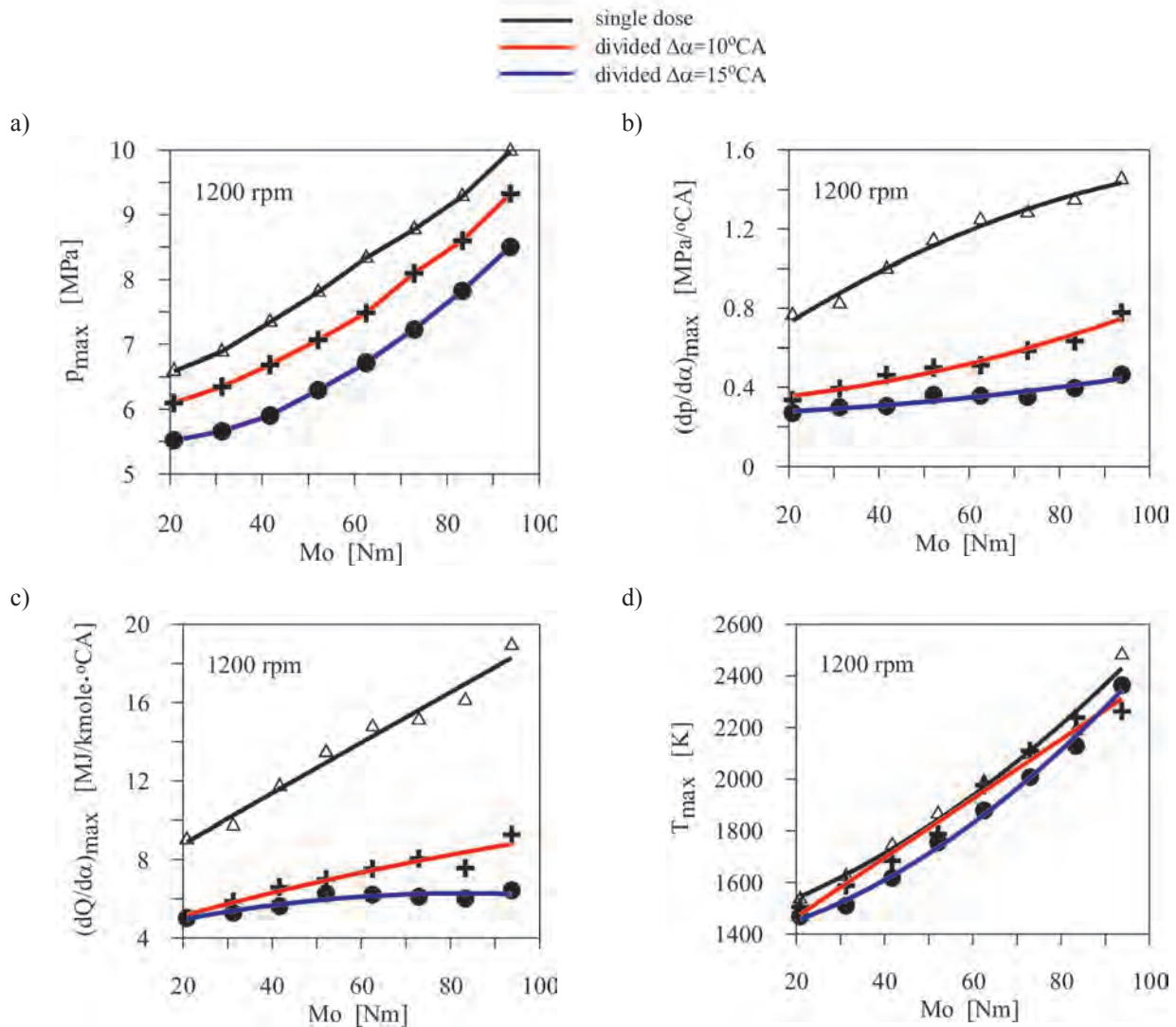


Fig. 9. Effect of division of the dose on maximal parameters of combustion in the SB3.1 engine run in dual fuel system: maximal pressure p_{\max} , rate of pressure growth $(dp/d\alpha)_{\max}$, heat release rate $(dQ/d\alpha)_{\max}$, temperature of working medium T_{\max}

Rys. 9. Wpływ podziału dawki na maksymalne parametry spalania silnika SB3.1 zasilanego dwupaliwowo: ciśnienie maksymalne p_{\max} , szybkość przyrostu ciśnienia $(dp/d\alpha)_{\max}$, szybkość wydzielania ciepła $(dQ/d\alpha)_{\max}$, temperaturę czynnika T_{\max}

Phenomenon of reduction of the $(dp/d\alpha)_{\max}$ during combustion of the charge with divided doses of the Diesel oil is maintained in complete range of change of engine parameters. Values of the $(dp/d\alpha)_{\max}$ for the divided doses are more than twice lower than values for the single dose.

Changes of values of the $(dp/d\alpha)_{\max}$ discussed here show at a possibility of reduction of noise in dual fuel engine through division of dose of the Diesel oil. It could have a substantial importance in application of the engines in public transportation, where noise of the engine is very important. Reduction of the noisiness gives additional argument to introduction of division of Diesel oil dose in dual fuel engine.

Comparison of values of the $(dQ/d\alpha)_{\max}$ for changing engine loads, Fig. 9c, shows that combustion of the charge with divided doses occurs at values of the $(dQ/d\alpha)_{\max}$ nearly twice smaller than in case of the charge with single dose. This regularity is independent from change of working

Silnik dwupaliwowo zasilany dawkami dzielnymi pracuje spokojniej z wyraźnym odczuwalnym mniejszym hałasem. Wynika to głównie z mniejszego hałasu procesu spalania, co potwierdzają analizy szybkości narastania ciśnienia $dp/d\alpha$ i wartości maksymalne $(dp/d\alpha)_{\max}$ pokazane na rys. 9b. Wartości $(dp/d\alpha)_{\max}$ są dla dawek dzielonych wyraźnie mniejsze, porównywalne do wartości charakterystycznych dla silników o zapłonie iskrowym. Dotyczy to również maksymalnych obciążeń silnika, kiedy spalanie ładunku jest najszybsze. Wartości $(dp/d\alpha)_{\max}$ decydują o odczuwalnym hałasie spalania silnika. W przypadku dawki pojedynczej $(dp/d\alpha)_{\max}$ mają wartości 0,80–1,4 MPa/°OWK co powoduje, że proces spalania można zakwalifikować jako twarde spalanie. Natomiast dla dawek dzielonych wartości $(dp/d\alpha)_{\max}$ mieszczą się w przedziale 0,4–0,6 MPa/°OWK co należy uznać za wartości małe jak dla silnika ZS.

parameters of the engine and creates characteristic feature of division of dose of liquid fuel. Simultaneously, bigger delay angles are accompanied by smaller values of the $(dQ/d\alpha)_{\max}$, and the differences are growing together with growth of engine load.

Smaller values of the $(dQ/d\alpha)_{\max}$ for the divided doses have an effect on quantity of the NO generated in exhaust gases, and the same have an effect on reduction of concentration of the NO_x, what was signaled in earlier publications [11, 16, 18]. However, basing on changes of the value of the $(dQ/d\alpha)_{\max}$ it is not possible to conclude about emissions of the NO_x, because NO is not generated directly behind zone of flame (locally), while the $dQ/d\alpha$ is calculated from global effects of the heat taken by the whole charge. In spite of it, however, one should recognize that relation between values of the $(dQ/d\alpha)_{\max}$ and emission of the NO_x is present, and in case of combustion in dual fuel engine is worth to be investigated.

Division of dose of the Diesel oil results in reduction of average temperature of working medium during active combustion. Lower temperatures in the first phase of combustion are natural consequence of delayed heat release, what has been analyzed earlier, but simultaneously, maximal temperatures of the medium, T_{\max} , are lower in case of divided doses, Fig. 9d. Tendency of reduction of the T_{\max} is maintained in complete range of change of operational parameters of the engine.

In spite of combustion delay of the additional dose with respect to the TDC and changes in run of the heat release, what was analyzed earlier, division of the dose advantageously effects on average rate of combustion of the charge in range of partial engine loads, what can be proved by decrease of total angle of combustion of the charge, α_{sp} , Fig. 10.

Differences in the combustion angle α_{sp} at partial engine loads grow in case of higher rotational speeds (1600 rpm). Anyhow, this phenomenon can be recognized as advantageous, because in range of partial engine loads is present a high leaning of the gaseous mixture, which determines rate and completeness of combustion in dual fuel engine. Increase of combustion rate of this mixture, as evidenced by growth of average combustion rate value, expressed by shortened time of the α_{sp} , constituted one from the main assumptions to introduction of divided dose of the Diesel oil.

Simultaneously, it should be noticed that for a bigger engine loads, close to the maximal one, division of the dose can slightly prolong process of the combustion, what can be proved by the runs shown in the Fig. 10. However it is worth to underline, that prolongation of the angle α_{sp} did not have any negative effect on overall efficiency of the engine, which in area of these loads increased, as well as on exhaust gas temperatures after opening of the exhaust valve.

Zjawisko zmniejszenia $(dp/d\alpha)_{\max}$ podczas spalania ładunku z dzielonymi dawkami oleju napędowego utrzymuje się w całym zakresie zmian parametrów pracy silnika. Wartości $(dp/d\alpha)_{\max}$ dla dawek dzielonych są ponad dwukrotnie mniejsze od wartości dla dawki pojedynczej.

Omawiane zmiany wartości $(dp/d\alpha)_{\max}$ wskazują na możliwości zmniejszenia hałaśliwości silnika dwupaliwowego przez podział dawki ON. Może to mieć istotne znaczenie w zastosowaniach silników do transportu publicznego, gdzie hałaśliwość silnika ma bardzo istotne znaczenie. Zmniejszenie hałaśliwości jest dodatkowym argumentem do wprowadzenia podziału dawki ON w silnikach dwupaliwowych.

Porównanie wartości $(dQ/d\alpha)_{\max}$ dla zmiennych obciążeń silnika rys. 9c wskazuje, że spalanie ładunku przy dawkach dzielonych odbywa się przy wartościach $(dQ/d\alpha)_{\max}$ ponad dwukrotnie mniejszych niż ładunku z dawką pojedynczą. Prawidłowość ta jest niezależna od zmiany parametrów roboczych silnika i jest cechą charakterystyczną podziału dawki paliwa ciekłego. Równocześnie większym kątom opóźnienia towarzyszą mniejsze wartości $(dQ/d\alpha)_{\max}$, a różnice powiększają się wraz ze wzrostem obciążenia silnika.

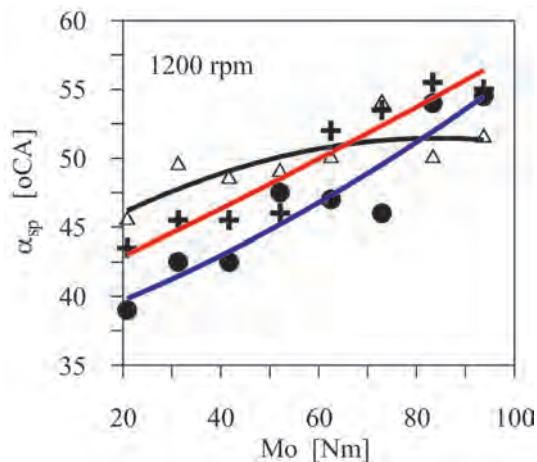
Mniejsze wartości $(dQ/d\alpha)_{\max}$ dla dawek dzielonych mają wpływ na ilości tworzonego NO w spalinach, a tym samym wpływają na zmniejszenie stężenia NO_x co sygnalizowano we wcześniejszych publikacjach [11, 16, 18]. Na podstawie zmian wartości $(dQ/d\alpha)_{\max}$ nie można jednak bezpośrednio wnioskować o emisji NO_x z uwagi na fakt, że NO tworzy się bezpośrednio za strefą płomienia (lokalnie), podczas gdy $dQ/d\alpha$ wyliczane jest z globalnych efektów ciepła przejętego przez cały ładunek. Mimo tego należy jednak uznać, że związek między wartościami $(dQ/d\alpha)_{\max}$ i emisją NO_x istnieje i dla spalania w silniku dwupaliwowym wart jest rozeznania.

Podział dawki ON powoduje zmniejszenie średniej temperatury czynnika podczas aktywnego spalania. Mniejsze temperatury w pierwszej fazie spalania są naturalną konsekwencją opóźnionego wydzielania ciepła, co analizowano wcześniej, ale równocześnie maksymalne temperatury czynnika T_{\max} są dla dawek dzielonych mniejsze, rys. 9d. Tendencja zmniejszenia wartości T_{\max} utrzymuje się w całym zakresie zmian parametrów pracy silnika.

Mimo opóźnienia spalania dodatkowej dawki względem GMP i zmian w przebiegu wydzielania ciepła co analizowano wcześniej, podział dawki korzystnie wpływa na średnią szybkość spalania ładunku w zakresie częściowych obciążeń silnika, o czym świadczy zmniejszenie całkowitego kąta spalania ładunku α_{sp} , rys. 10.

Różnice w kącie spalania α_{sp} przy częściowych obciążeniach wzrastają dla większych prędkości obrotowych (1600 obr/min). Zjawisko to należy uznać za bardzo korzystne, bowiem w zakresie częściowych obciążeń silnika występuje duże zubożenie mieszaniny gazowej, które determinuje szybkość i zupełność spalania w silniku dwupaliwowym. Zwiększenie szybkości spalania tej mieszaniny, o czym świadczy wzrost wartości średniej szybkości spalania wyrażony skróceniem czasu α_{sp} , było jednym z podstawowych założeń wprowadzenia dzielonej dawki ON.

a)



Injection timing $\theta_{ww} = 22^\circ\text{CA}$ for TDC
 kąt wyprzedzenia wtrysku $\theta_{ww} = 22^\circ\text{OWK}$ przed GMP

Injection dose quantity/wielkość dawki inicjującej:
 1200 rpm – $q = 33.3 \text{ mm}^3/\text{cycle}$
 1600 rpm – $q = 28.8 \text{ mm}^3/\text{cycle}$

— single dose
 — divided $\Delta\alpha=10^\circ\text{CA}$
 — divided $\Delta\alpha=15^\circ\text{CA}$

b)

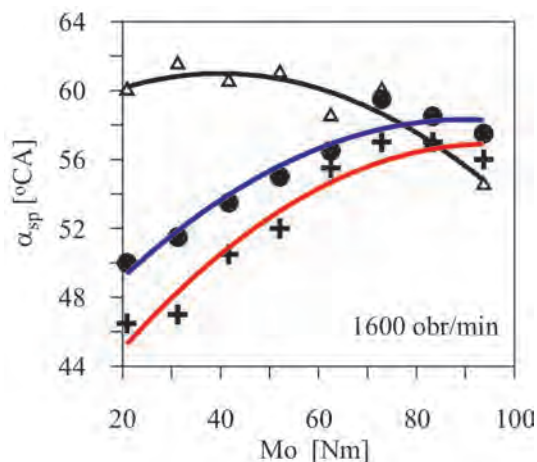


Fig. 10. Effect of division of the initial dose on combustion angle α_{sp} in the SB3.1 engine run in dual fuel system with natural gas CNG and Diesel oil: various engine revolution 1200, 1600 rpm

Rys. 10. Wpływ podziału dawki inicjującej na całkowity kąt spalania α_{sp} w silniku SB3.1 zasilanym dwupaliwowo gazem ziemnym CNG i ON: zmienne prędkości obrotowe 1200, 1600 obr/min

3. Summary

Investigations of dual fuel engine of the SB3.1 type with divided dose of the Diesel oil show the following observations, which can be utilized in other engine types adapted to dual fuel feeding.

Advantageous effects of division of the dose can include:

- Increase of overall efficiency of the engine in complete range of changing parameters of the engine. At moderate delay of the additional dose of 10°CA , relative growth of the efficiency amounted to 5–8.5 %, what should contribute to significant reduction of energy consumption in traction engines.
- Improvement of engine smoothness and reduction of its external noisiness. Noisiness of combustion process was twice lower with respect to the engine with single dose and close to the noisiness of spark ignited engines.
- Reduction of maximal cylinder pressure and temperature of exhaust gases, what should contribute to increase of engine durability.
- Increase of average combustion rate of the charge in area of low engine loads. Such phenomenon should be recognized as very advantageous, because in area of partial loads is present a big leaning of the gaseous mixture, which deter-

Równocześnie należy zauważyć, że dla obciążeń większych, zbliżonych do maksymalnego, podział dawki może nieznacznie wydłużyć proces spalania o czym świadczą przebiegi pokazane na rys. 10. Warto jednak zaznaczyć, że wydłużenie kąta α_{sp} nie wpłynęło negatywnie na sprawność ogólną silnika, która w zakresie tych obciążeń wzrosła, jak również na temperatury spalin po otwarciu zaworu wylotowego.

3. Podsumowanie

Z badań dwupaliwowego silnika SB3.1 z dzieloną dawką oleju napędowego wynikają następujące spostrzeżenia, które mogą być wykorzystane w innych silnikach adoptowanych do zasilania dwupaliwowego:

- Do korzystnych skutków podziału dawki można zaliczyć:
 - Wzrost sprawności ogólnej silnika w całym zakresie zmian parametrów silnika. Przy umiarkowanym opóźnieniu dawki dodatkowej 10°OWK wzrost względny sprawności wynosił 5–8,5 % co powinno przyczynić się do istotnego zmniejszenia zużycia energii w silnikach trakcyjnych.
 - Poprawa równomierności pracy silnika i zmniejszenie jego hałaśliwości zewnętrznej. Hałaśliwość procesu spalania była dwukrotnie mniejsza w stosunku do silnika z pojedynczą dawką i zbliżona do hałaśliwości silników z zapłonem iskrowym.

mines rate and completeness of combustion of the charge in dual fuel engine.

- Considerable reduction of NO_x concentration in exhaust gases with maintained, and even increased, growth of overall efficiency of the engine [19]. Reduction of NO_x concentration amounted to 20–40 % for delay of additional dose of 10 °CA and 40–65 % delay of 15 °CA.

To disadvantageous phenomena connected with division of the dose can be included:

- Slight growth of CO and THC concentrations in exhaust gases [19].
- Limited possibility of division of the dose at low values of total dose due to stable operation of injectors. From such reason, when standard injectors are used, minimal dose in case of the division should be increased with about 50 %.

- Zmniejszenie ciśnienia maksymalnego w cylindrze i temperatury spalin co powinno przyczynić się do zwiększenia trwałości silnika.

- Zwiększenie średniej szybkości spalania ładunku w zakresie małych obciążeń silnika. Zjawisko to należy uznać za bardzo korzystne, bowiem w zakresie częściowych obciążeń występuje duże zubożenie mieszaniny gazowej, które determinuje szybkość i zupełność spalania ładunku w silniku dwupaliwowym.

- Znaczące zmniejszenie stężenia NO_x w spalinach przy zachowaniu, a nawet wzroście sprawności cieplnej silnika [19]. Zmniejszenie stężenia NO_x wynosiło 20–40 % dla opóźnienia dodatkowej dawki 10 °OWK i 40–65 % dla opóźnienia 15 °OWK.

Do niekorzystnych zjawisk związanych z podziałem dawki należy zaliczyć:

- Nieznaczny wzrost stężenia CO i THC w spalinach [19].
- Ograniczone możliwości podziału dawki przy małych wartościach dawki sumarycznej ze względu na stabilną pracę wtryskiwaczy. Z tego powodu przy zastosowaniu standardowych wtryskiwaczy minimalną dawkę przy podziale należy powiększyć o ok. 50 %.

Bibliography/Literatura

1. Badr O., Karim G.A., Liu B.: An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. *Applied Thermal Engineering* 19(1999) 1071–1080, 1999.
2. Saito H., Sakurai T.: Study on Lean Burn Gas Engine Ignited by Pilot Fuel Injection (Part 3). *Annual Technical Report Digest Vol. 9*, 1999.
3. Luft S.: Analiza wpływu dławienia powietrza zasysanego w dwupaliwowym silniku ZS zasilanym parami metanolu na jego parametry eksploatacyjne. *Journal of Kones Internal Scientific Conference on Combustion Engines KONES'97*, 1997.
4. Stelmasiak Z., Larisch J., Gilowski T., Matyjasik M.: Możliwości poprawy składu mieszaniny gazowej przez dławienie powietrza przy częściowych obciążeniach silnika dwupaliwowego. *Archiwum Motoryzacji* nr 1, s. 43–57, 2007.
5. Stelmasiak Z., Larisch J., Gilowski T., Matyjasik M.: The optimization of combustion process in a dual fuel engine with Common Rail and gas injection systems. *International Congress on Combustion Engines PTNSS KONGRES-2007 „THE DEVELOPMENT OF COMBUSTION ENGINES”*, 2007.
6. Matyjasik M.: Aktywizacja procesu spalania mieszaniny gazowo-powietrznej w silnikach dwupaliwowych przez podział dawki inicjującej oleju napędowego. *Praca doktorska*, Bielsko-Biała 2012.
7. Pietras D.: Evaluation the sound pressure level of the small CI engine. *Combustion Engines SC1 (Powertrain, Design, Ecology&Diagnostics) 2009*, s. 204–207.
8. Pietras D., Gilowski T., Knefel T.: A program to analyze the combustion process in diesel engine. *Combustion Engines No. 3/2011 (146)*, ISSN 0138-0346.
9. Pietras D.: Evaluation of the fuel dose distribution on the combustion process in a small diesel engine. *Combustion Engines No. 3/2011 (146)*, ISSN 0138-0346.
10. Liu Z., Karim G.A.: The Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines. *SAE Paper 950466*, 1995.
11. Birch S.: Diesel: The fuel of the future. *Automotive Engineering*. May 2002.
12. Beroun S., Martins J.: The Development of Gas (CNG, LPG and H2) Engines for Buses and Trucks and their Emission and Cycle Variability Characteristics. *SAE Paper 2001-01-0144*.
13. Stelmasiak Z.: The Combustion Controlling in the Dual Fuel CI Engine by Pilot Dose Division. *Combustion Engines No 3/2011*.
14. Stelmasiak Z.: Possibility of Improvement of Some Parameters of Dual Fuel CI Engine by Pilot Dose Division. *Journal of Polish Cimac*, Vol. 6 No. 1, pp. 181–189, 2011.
15. Stelmasiak Z., Matyjasik M.: Możliwości wykorzystanie dwupaliwowego silnika ZS zasilanego głównie gazem ziemnym CNG w transporcie kołowym. *Logistyka* nr 3/2012.
16. Daisho Y., Takahashi K.: Controlling Combustion and exhaust emissions in a direct-injection diesel engine dual fueled with natural gas. *SAE Paper 952436*, 1995.
17. Stelmasiak Z., Matyjasik M.: Simulation of the combustion in a dual fuel engine with a divided pilot dose. *Combustion Engines nr 4 (151)*, s. 43–54, 2012.
18. Stelmasiak Z.: Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym. *Wydawnictwo ATH w Bielsku-Białej, Rozprawy naukowe Nr 5*, Bielsko-Biała, 2003.
19. Stelmasiak Z., Matyjasik M.: Exhaust emissions of dual fuel self-ignition engine with divided dose. *Combustion Engines No. 3/2013*.

Zdzisław Stelmasiak, DSc, DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Sciences at Technical University of Bielsko-Biała.

Dr hab, inż. Zdzisław Stelmasiak – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humansytecznej w Bielsku-Białej.

e-mail: zstelmasiak@ath.bielsko.pl



Numerical method of vibroacoustic estimators analysis in a frequency domain for IC engine

The paper describes the assessment of the main processes taking place in a IC engine. The article concerns vibroacoustic processes. Authors chosen vibration ones to the research. In view of the characteristics that the above processes have for the diagnosis of the slow and fast processes taking place during combustion, it was necessary to take into account them for periodic and on-line analyses of technical state and correctness of the engine dynamic processes run. Evaluations of the possibility of the method application were performed in the point of view of the diagnostic analysis and its use in the diagnostic system for combustion process and in the aspect of the limitation of excessive emission sources (occurred by incorrect processes runs or by functional characteristics decrease of the object or by potential failures of the elements and subassemblies during exploitation). Method analysis of vibration acceleration generated in an engine, basing on diagnostics theory use, with the help of which quantitative components obtained from the frequency-domain processes runs were searched. Diagnostic estimators were the measures of the quantity assessment, changes of which were the subject of presented analyses. Limits and qualification guidelines of an incorrect process are also in a paper. Diagnostic algorithms of misfire detection for the present and future vehicles combustion engines (also for hybrid vehicles) and in the aspect of OBD III or OBM systems application are taken into account.

Keywords: common rail diesel engine, vibroacoustics, OBD system, environment protection, digital signal processing, combustion, diagnostic algorithm

Metoda numeryczna analizy estymatorów wibroakustycznych w dziedzinie częstotliwości dla silnika spalinowego

W artykule przedstawiono ocenę przebiegu procesów roboczych zachodzących w silniku spalinowym. Praca dotyczy procesów wibroakustycznych, z których do badań wybrano procesy drganiowe. Analizując właściwości powyższych procesów z punktu widzenia diagnostyki procesów wolno- i szybkozmiennych zachodzących podczas spalania paliwa, konieczne stało się uwzględnienie ich w ocenie okresowej i ciągłej stanu technicznego obiektu i poprawności procesów zachodzących w tymże silniku. Ocenę możliwości zastosowania metody przeprowadzono pod kątem analizy diagnostycznej i jej aplikacji w systemie diagnostycznym procesu spalania oraz w aspekcie ograniczenia nadmiernej emisji przez źródła napędu pojazdu (wynikające z nieprawidłowości przebiegu procesów lub zmniejszenia charakterystyk funkcjonalnych obiektu, albo potencjalnych niesprawności elementów i podzespołów w procesie eksploatacji). Dokonano analizy metody bazującej na zastosowaniu przyspieszeń drgań generowanych w silniku, z zastosowaniem teorii diagnostycznej, oraz ilościowych składowych uzyskanych z przebiegów procesów przedstawionych w dziedzinie częstotliwości. Estymatory diagnostyczne stanowiły ilościowe elementy procesu oceny, których przedmiotem były ich ilościowe zmiany. Przedstawiono wartości graniczne i wytyczne kwalifikacji nieprawidłowości zachodzących w procesie. Uwzględniono ponadto algorytmy diagnostyczne wykrycia wypadania zapłonów dla obecnych i przyszłych konstrukcji silników stosowanych w pojazdach (również dla silników o napędzie hybrydowym) i w aspekcie zastosowania systemów OBDIII i OBM.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy ZS o systemie zasilania typu common rail, wibroakustyka, system OBD, ochrona środowiska naturalnego, cyfrowa obróbka sygnałów, spalanie, algorytm diagnostyczny

1. Introduction

Signal estimation concerns the assessment of the specified features, among which can be point features (feature value is one number) or function features (feature value is a time or frequency function).

Spectral power density is the basic functional signal feature obtained in the frequency domain. Methods of its allotment are based on the Fourier theory, according to which each signal can be described as a linear combination of the harmonic functions. Signal discreet values observation is done in the finite time section, what means that above signal is observed with the help of the window function, whose Fourier transform is named a window

1. Wprowadzenie

Ocena sygnału dotyczy wyznaczenia jego określonych cech, wśród których można wymienić cechy punktowe (wartość cechy jest w postaci jednej liczby) lub funkcyjne (wartość cechy jest opisana funkcją czasu lub częstotliwości).

Widmowa gęstość mocy stanowi podstawową cechę funkcyjną sygnału uzyskaną w dziedzinie częstotliwości. Metody jej wyznaczania są oparte na wykorzystaniu teorii Fouriera, zgodnie z którą każdy sygnał można opisać liniową kombinacją funkcji harmonicznnych. Obserwacji wartości sygnału dyskretnego dokonuje się w skończonym przedziale czasu, co oznacza, iż powyższy sygnał jest poddany obserwacji z zastosowaniem funkcji okna, którego przekształcenie

in the frequency domain [1, 2, 4]. The outcomes of such transformation are the amplitude, phase, energetic and power density spectra.

Most machines and devices operate with the cyclic working movement, so one can state, that generated vibroacoustic process is also periodic. Technical state of the object is assessed on the basis of the analysis of the deviations from the processes periodicity. When the processes taking place in a machine run improperly or the failure connected with the faster wear appears, it is possible to use a spectral analysis and link together with the object kinematics. Detection of the irregularities in the process or malfunctions in the technical object is a process of the diagnostic signal generation on the basis of the process variables. The analysis of the vibrations that are generated by the engine, in the range of a single engine working cycle, we can state that it is a process changing in time, both in the amplitude and frequency domains, as a result of subsequent engine work phases.

Searching for the specified failure or malfunction in the dynamic process for internal combustion engines require to use accurate post processing methods of the signal analysis, that will be helpful to assess the technical engine state and irregularities in engines operation precisely. That is why the FFT analysis [1–4] should be also used parallel with time and amplitude domain assessments of the research diagnostic signals. In the result, the required research and post processing signal analysis were considered in the paper and done for a modern compression-ignition 4-stroke engine used in the LDV vehicles.

2. Research IC engine technical data

The authors performed the specified research of combustion process in the point of view of the on-line diagnosis of the such process and its lack. The paper considers research,

Fouriera nosi nazwę okna w dziedzinie częstotliwości [1, 2, 4]. W wyniku takiego przekształcenia powstają widma amplitudowe, fazowe, energetyczne i gęstości mocy.

Dla większości maszyn i urządzeń ich praca i realizowany ruch roboczy ma charakter cykliczny, dzięki czemu wygenerowany proces wibroakustyczny jest również okresowy. Stan techniczny obiektu jest określany na podstawie analizy odchyłań od okresowości procesów. Jeżeli procesy zachodzące w maszynie przebiegają nieprawidłowo, lub pojawia się niesprawność wynikająca z szybszego zużycia, możliwe jest zastosowanie analizy widmowej i połączenie jej z kinematyką obiektu technicznego. Wykrycie nieregularności w procesie lub niesprawności w obiekcie technicznym jest procesem generacji sygnału diagnostycznego na podstawie zmiennych procesu. Analizę drgań powstających w silniku, w ramach pojedynczego cyklu roboczego, można określić jako zmiany procesu w dziedzinie amplitudy i częstotliwości, będące wynikiem następujących po sobie faz pracy silnika.

Poszukując określonego uszkodzenia lub niesprawności w procesie dynamicznym zachodzącym w silniku spalinywym, niezbędne jest zastosowanie dokładnych metod przetwarzania sygnału, pomocnych w precyzyjnej ocenie stanu technicznego silnika i nieregularności występujących w jego pracy. Z tego względu celowe jest zastosowanie analizy FFT (*Fast Fourier Transform*) [1–4], równoległe z oceną czasową i częstotliwościową sygnałów diagnostycznych. W związku z tym w ramach pracy przeprowadzono niezbędne badania i analizę sygnału dla nowoczesnego, 4-suwowego silnika o zapłonie samoczynnym (ZS), stosowanego w pojazdach typu LDV (*Light Duty Vehicle*).

2. Dane techniczne badanego silnika spalinywego

Przeprowadzono badania procesu spalania z punktu widzenia ciągłej diagnostyki powyższego procesu i wykry-

Table 1. The technical data of a research engine [9]

Tabela 1. Dane techniczne badanego silnika [9]

Data type/rodzaj parametru	Data value/wartość
Engine type/rodzaj silnika	1.3 JTD common rail CI engine with direct injection/1.3 JTD, silnik ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa typu common rail
Number of cylinders/liczba cylindrów	4, in-line/układ rzędowy
Engine displacement/objętość skokowa silnika [cm ³]	1251
Bore x stroke/średnica tłoka x skok tłoka [mm]	69.6 x 82.0
Cylinder head system/liczba zaworów/1 cylinder	4 valves per cylinder
Timing system/układ rozrządu	2 overhead camshafts, fingertip rockers, chain drive/2 walki rozrządu w głowicy, napęd dźwigienkowy, łańcuchowy
Crankcase/skrzynia korbowa	cast iron with aluminium base/odlew żeliwny z podstawą aluminiową
Injection system/injection pressure/system wtrysku/ciśnienie wtrysku [MPa]	Common rail, Multijet/140 MPa
Turbocharger/turbosprężarka	Fixed geometry/o stałej geometrii lopatek
Nominal brake effective power/znamionowa moc użyteczna [kW]	55 (for n = 4000 rpm)
Torque/moment obrotowy [N·m]	170 (for n = 1750–2500 rpm)
Compression ratio/stożenie sprężania	18.1:1
Dimensions [m]: length/width/height/wymiary [m]: długość/szerokość/wysokość	0.46/0.50/0.65
CO ₂ emission/emisja [g/km]	113
Average fuel consumption/ średnie zużycie paliwa [dm ³ /100 km]	4.24

which was conducted on an common rail 4-stroke compression-ignition engine used in LDV vehicles (Fig. 1, tab. 1).


3. Research test stand and measurement conditions

All authors measurements were performed for the engine test stand conditions, and working points of the engine were chosen from the engine speed and torque operating ranges (Fig. 2, tab. 4).

The placement of the vibration acceleration transducer (Bruel&Kjær 4504A) was located on the engine block, nearby the generated dynamic combustion processes. Measurements were done for 3 perpendicular dimensions (Fig. 3, tab. 2) with the use of the Bruel&Kjær Pulse 3560-C system (tab. 3).

Table 2. Technical data of a Bruel&Kjær 4504A piezoelectric accelerometer used in the research [6]

Tabela 2. Dane techniczne przetwornika przyspieszeń drgań Bruel&Kjær 4504A zastosowanego w badaniach [6]

Bruel&Kjær 4504A piezoelectric accelerometer/ piezoelektryczny przetwornik przyspieszeń drgań Bruel&Kjær 4504A	
Frequency/częstotliwość [Hz]	1–10000
Sensitivity/czułość [mV/g]	10
Temperature range/zakres temp. [°C]	–50–125
Residual noise level in Spec. Freq. Range/ szczytkowy poziom szumu dla określonego zakresu częstotliwości (RMS) [mg]	± 0.4
Maximum operational/shock level/ maksymalny poziom użyteczny/udarowy (szczytowy) [g] (peak)	± 750/± 3000
Weight/masa [g]	15
Output/rodzaj wyjścia	CCLD
Resonance frequency/częstotliwość rezonansowa [kHz]	50
Triaxial/TEDS/Electrical connector/ trójosiowy/ TEDS/złącze elektryczne	Yes/tak/No/nie 10–32 UNF

The following dimensional point measures were taken into consideration in the research analyses [6–9]:

a) mean value

$$u_{sr} = u_{sr}(\theta) = \frac{1}{T} \int_0^T |u(t, \theta)| dt \quad (1)$$

b) RMS value

$$u_{sk} = u_{sk}(\theta) = \left[\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t, \theta) dt \right]^{1/2} \quad (2)$$

c) peak value

$$u_{sz} = u_{sz}(\theta) = E \left\{ \text{Max}_{0 < t < T} |u(t, \theta)| \right\} \quad (3)$$

cia jego braku. Praca dotyczy badań przeprowadzonych na 4-suwowym silniku ZS z zasobnikowym systemem zasilania paliwem (typu common rail), stosowanym w pojazdach typu LDV (rys. 1, tab. 1).

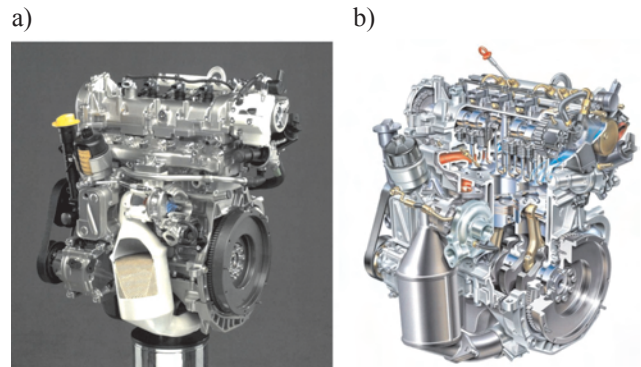


Fig. 1. The view (a) and a cross-section (b) of Fiat 1.3 JTD engine [1, 2]
Rys. 1. Widok (a) i przekrój poprzeczny (b) silnika Fiat 1.3 JTD [1, 2]

3. Stanowisko badawcze i warunki pomiarów

Wszystkie pomiary przeprowadzono w warunkach hamowni silnikowej, a punkty pracy silnika wybrano z użytecznego zakresu prędkości obrotowej i momentu obrotowego (rys. 2, tab. 4).

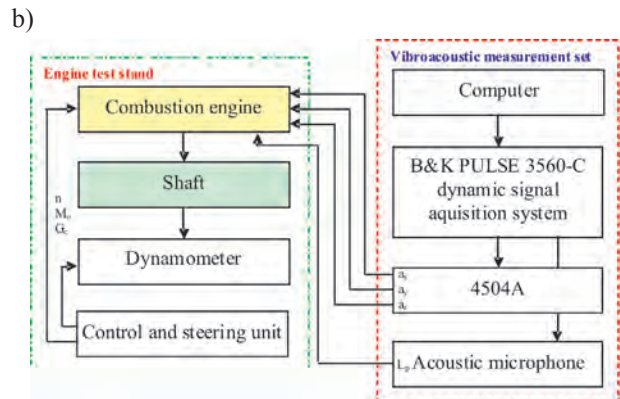
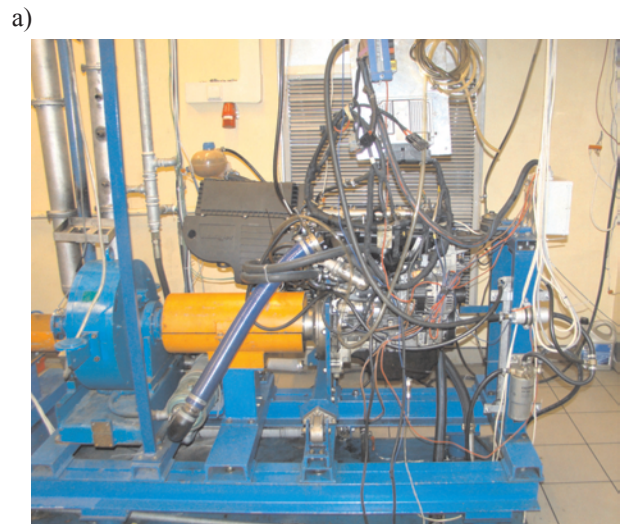



Fig. 2. The view (a) and functional scheme (b) of the measurement test stand

Rys. 2. Widok (a) i schemat funkcjonalny (b) stanowiska pomiarowego

Table 3. Technical data of a Bruel&Kjaer Pulse 3560-C measurement system [6]

Tabela 3. Dane techniczne systemu pomiarowego Bruel

Bruel&Kjaer Pulse 3560-C system	
Number of parallel input/output channels/liczba równoległych kanałów wejściowych/wyjściowych	5/1
Number of aux.channels/liczba kanałów dodatkowych (typu aux.)	16
Type of an input channels/rodzaj kanałów wejściowych	Direct/bezpośredni, CCLD
Frequency range/zakres częstotliwości [Hz]	0–25600
Absolute Amplitude Precision (1 kHz, 1 V input)/bezwzględna dokładność amplitudy (1 kHz, 1 V wejście)	±0.05 dB, typical/typowy ±0.01 dB
Absolute maximum input/maksymalna wartość bezwzględna sygnału na wejściu [V _{peak}]	± 35
A/D conversion/konwersja	2 × 24 bits
Voltage/napięcie [V (DC)]	10–32
Nominal/max power consumption/ znamionowe/ maksymalne zużycie energii [W]	30/42
Dimensions: height/width/depth/wymiary: wysokość/szerokość/ głębokość [m]	0.105/0.376/0.300

d) peak-to-peak value

$$u_{\text{rozst}} = u_{\text{rozst}}(\theta) = |u_{\text{max}} - u_{\text{min}}| \quad (4)$$

Measurements were done in the following research conditions:

- thermodynamic ambient conditions at the engine test stand area: $t_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ and $p_0 = 1013 \text{ hPa}$,
- engine work conditions: stationary, for each constant engine speed values and for constant torque (7 engine speed values from the range 750–3000 rpm),
- vibroacoustic measurement conditions: L_p in the range 14.6–146 dB (frequency range: 16–20000 Hz, temperature: – 30 to + 150 °C), vibration acceleration frequency range: 1–10000 Hz, sampling rate: 25.6 kHz,
- placement of a vibration transducer: on the engine block (measurement in the 3 perpendicular dimensions), microphone placement – perpendicularly to the engine surface.

The measurement signals were fed to the analog inputs of the data acquisition card. Measurement signals were filtered inside the card with the help of analog and digital filters and then were converted from analog to digital. The signals obtained in the data acquisition card in a digital form were stored in a computer memory. The recorded all time history courses of the measurement signals were subjected to the time selection process. In the above selection all recorded signals were divided into signal sequences including single working cycles of the internal combustion engine.

4. Digital signal analysis

The first part of the measurement signal analysis was to define the specific sections of the whole signal time runs

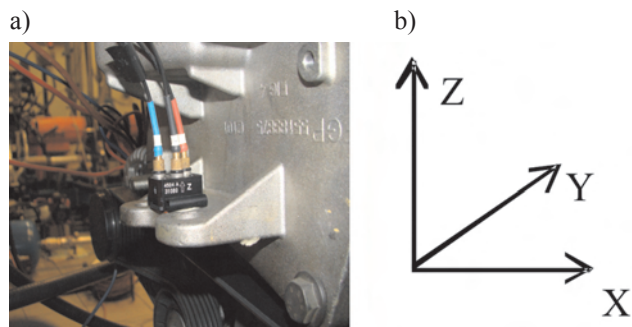


Fig. 3. The view of the vibration transducer placement on the engine (a) and measurement dimensions scheme (b)

Rys. 3. Widok mocowania przetwornika drgań do silnika (a) oraz schemat kierunków pomiarowych (b)

Table 4. Technical specification of the AMX210/100 dynamometer [5]

Tabela 4. Specyfikacja techniczna hamulca AMX210/100 [5]

AMX-210/100	
Max power/maksymalna moc [kW]	100
Max speed/maksymalna prędkość [rpm]	10000
Max torque/maksymalny moment [N·m]	240
Weight/masa [kg]	200

Miejsce mocowania przetwornika przyspieszeń drgań (Bruel&Kjaer 4504A) zlokalizowano na kadłubie silnika, w pobliżu miejsca generacji procesów spalania. Pomiary przeprowadzono dla 3 wzajemnie prostopadłych kierunków (rys. 3, tab. 2) z zastosowaniem systemu Bruel&Kjaer Pulse (tab. 3).

W ramach analiz sygnałów uzyskanych z przeprowadzonych badań brano pod uwagę następujące wymiarowe miary punktowe [6–9]:

- wartość średnią – wzór (1),
- wartość skuteczną – wzór (2),
- wartość szczytową – wzór (3),
- wartość międzyszczytową – wzór (4).

Badania przeprowadzono w następujących warunkach:

- warunki termodynamiczne otoczenia na hamowni silnikowej: $t_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ i $p_0 = 1013 \text{ hPa}$,
- warunki pracy silnika: stacjonarne, dla każdej stałej wartości prędkości obrotowej silnika i momentu obrotowego (7 wartości prędkości obrotowej z zakresu 750–3000 obr/min),
- warunki pomiarów wibroakustycznych: L_p w zakresie 14,6–146 dB (zakres częstotliwości: 16–20000 Hz, temperatura: – 30 do + 150 °C), zakres częstotliwości przyspieszeń drgań: 1–10000 Hz, częstotliwość próbkowania: 25,6 kHz,
- miejsce mocowania przetwornika drgań: na kadłubie silnika (pomiar w 3 prostopadłych kierunkach), umieszczenie mikrofonu akustycznego – prostopadle do powierzchni silnika.

Sygnały pomiarowe były kierowane na wejścia analogowe karty do dynamicznej akwizycji danych. Wewnątrz niej podlegały procesowi filtracji z zastosowaniem filtrów

that are connected with the defined groups of the engine dynamic processes. Then, such obtained signal runs were divided into sections that are of the specified process. The combustion process section were, after time-domain signal analysis, taken to the amplitude-domain analysis, in which were chosen the diagnostic dimension and point estimators which reflect the most important diagnostic information on the process.

If the engine speed values increase equivalent value of the sound pressure level and instantaneous peak sound pressure level are also raised (Fig. 4 and 5) – for LAeq increase range is 3–44% (depends from the working point), for LCpk such range is 4–33%. It means that the intensity of the dynamic processes taking place in internal combustion engines rises and level of the energy release from the process is transferred by the block material structure.

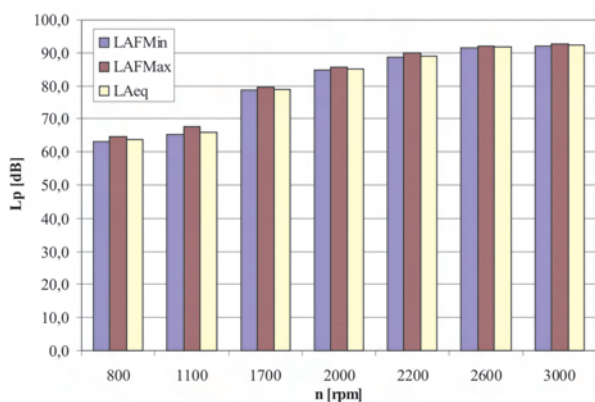


Fig. 4. The equivalent acoustic pressure level (LAeq) changes for different engine speeds

Rys. 4. Równoważny poziom ciśnienia akustycznego (LAeq) dla różnych prędkości obrotowych silnika

Observing the mean point estimator of the vibration accelerations one can find that there is a strict function relation between the engine speed increase and the change of the above point measure (Fig. 6). The mean value, obtained for a combustion process, increases when engine speed rises,

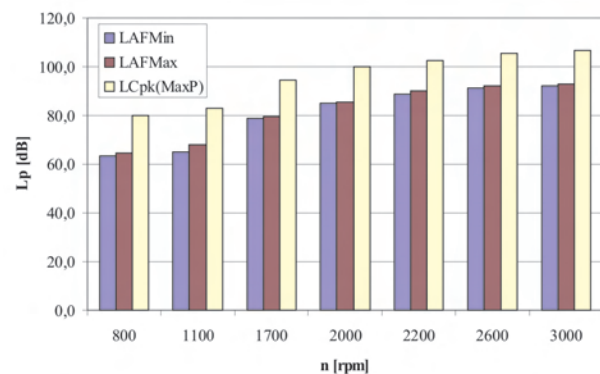


Fig. 5. LCpk(MaxP) acoustic pressure level changes for different engine speeds

Rys. 5. Poziom ciśnienia akustycznego LCpk(MaxP) dla różnych prędkości obrotowych silnika

analogowych i cyfrowych, po czym zamieniono je z postaci analogowej w cyfrową. Tak uzyskane sygnały cyfrowe były kierowane do komputera celem ich zapisu w jego pamięci masowej. Zarejestrowane wszystkie przebiegi czasowe sygnałów pomiarowych poddano selekcji czasowej, w ramach której powyższe sygnały podzielono na sekwencje zawierające pojedyncze cykle robocze silnika spalinowego.

4. Analiza sygnału cyfrowego

Pierwsza część analizy sygnału pomiarowego dotyczyła określenia poszczególnych przedziałów przebiegów czasowych całego sygnału, związanych z wybranymi grupami procesów dynamicznych zachodzących w silniku. W następnym kroku tak uzyskane przebiegi sygnału podzielono na fragmenty związane z określonym procesem. Fragmenty przebiegów związane z procesem spalania, po ocenie sygnału w dziedzinie czasu, poddane były analizie w dziedzinie amplitud, na podstawie której dokonano wyboru kierunku diagnostycznego i estymatorów punktowych procesu, które umożliwiały uzyskanie najważniejszych informacji diagnostycznych o procesie.

Jeżeli wzrasta prędkość obrotowa silnika, zwiększają się wartości poziomu ciśnienia akustycznego i chwilowego szczytowego poziomu niniejszego parametru (rys. 4 i 5) – dla LAeq wzrost zawiera się w przedziale 3–44% (zależnie od punktu pracy silnika), a dla LCpk w przedziale 4–33%. Oznacza to, iż wzrasta wówczas intensywność procesów dynamicznych przebiegających w silniku spalinowym, a poziom emisji energii z procesu jest przekazywany przez strukturę materiału kadłuba.

Obserwując przebieg zmian estymatora punktowego wartości średniej przyspieszeń drgań, można zauważyć, iż istnieje ścisła zależność funkcyjna pomiędzy wzrostem prędkości obrotowej silnika a zmianą powyższej miary punktowej (rys. 6). Wartość średnia uzyskana dla procesu spalania wzrasta wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, niezależnie od kierunku rejestracji sygnału. Najwyższe jej wartości uzyskano dla kierunku Z (poza $n = 800$ i 1100 obr/min).

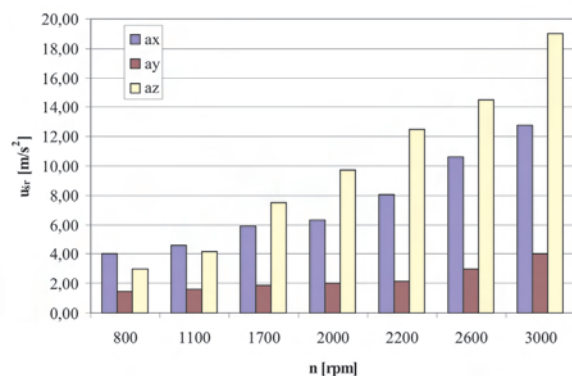


Fig. 6. Mean vibration acceleration values for X, Y and Z dimensions and different engine speeds

Rys. 6. Wartość średniej przyspieszeń drgań w kierunku X, Y i Z dla różnych prędkości obrotowych silnika

no matter what measurement dimension is considered. The highest values were obtained for Z dimension (except $n = 800$ and 1100 rpm).

Assessment of the $RMS = f(n)$ function gives more reliable point estimator for diagnostic of the combustion process changes in CI turbocharged combustion engines (Fig. 7). The highest amplitude values that correlate with analyzed dynamic process and sensitivity were given for Z direction and the functional relation was kept for all research engine speeds.

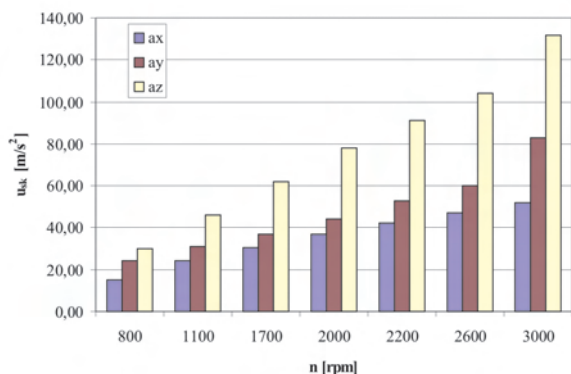


Fig. 7. RMS vibration acceleration values for X, Y and Z dimensions and different engine speeds

Rys. 7. Wartości skuteczne RMS (Root Mean Square) przyspieszeń drgań w kierunku X, Y i Z dla różnych prędkości obrotowych silnika

Comparing such results with the peak and peak-to-peak values for the combustion process time run sections it is obvious the above two dimensional point measures of the vibration accelerations have the highest sensitivity for combustion process changes in the relation with the engine speed factor (Fig. 8–9). One-way behaviour of such estimators, specified correlation between both parameters and the trend of their changes make these parameters reliable for a diagnostic system application.

Comparing of all point measures taken into consideration for a Z dimension one can perceive the peak and peak-to-peak

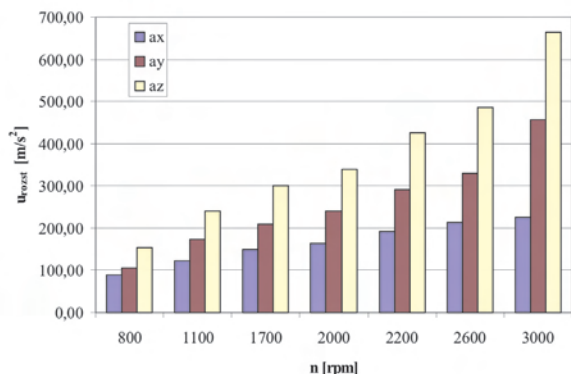


Fig. 9. Peak-to-peak vibration acceleration values for X, Y and Z dimensions and different engine speeds

Rys. 9. Wartość międzyszczytowa przyspieszeń drgań w kierunku X, Y i Z dla różnych prędkości obrotowych silnika

Analiza funkcyjna $RMS = f(n)$ wskazuje, iż niniejszy estymator punktowy jest bardziej wiarygodny dla diagnostyki zmian zachodzących w procesie spalania w doładowanych silnikach ZS (rys. 7). Najwyższe wartości amplitudowe skorelowane z analizowanym procesem dynamicznym oraz wrażliwość metody na rozpatrywany proces odnotowano dla kierunku Z, które to relacje funkcyjne miały miejsce dla wszystkich badanych prędkości obrotowych.

Przy porównaniu powyższych wyników z wartościami szczytowymi i międzyszczytowymi fragmentów przebiegów

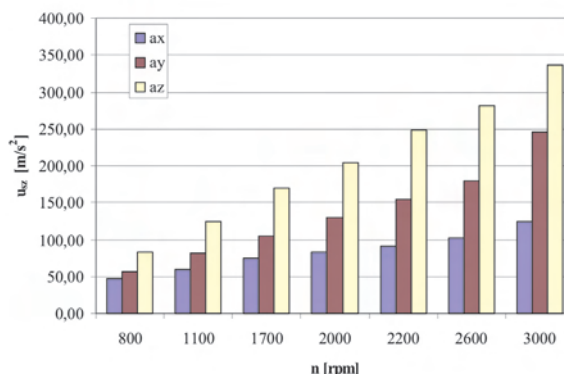


Fig. 8. Peak vibration acceleration values for X, Y and Z dimensions and different engine speeds

Rys. 8. Wartość szczytowa przyspieszeń drgań w kierunku X, Y i Z dla różnych prędkości obrotowych silnika

czasowych reprezentujących proces spalania, oczywiste jest, iż to właśnie te dwie wymiarowe miary punktowe przyspieszeń drgań charakteryzowały się największą wrażliwością na zmiany w tym procesie w odniesieniu do wskaźnika prędkości obrotowej silnika (rys. 8–9). Jednokierunkowe zmiany powyższych estymatorów, określona relacja między tymi parametrami i kierunek zmian czynią te parametry wiarygodnymi do zastosowania w systemie diagnostycznym.

Analiza porównawcza wszystkich rozpatrywanych miar punktowych dla kierunku Z wskazuje, iż wartości: szczytowa i międzyszczytowa są najbardziej wrażliwe na zmiany w pro-

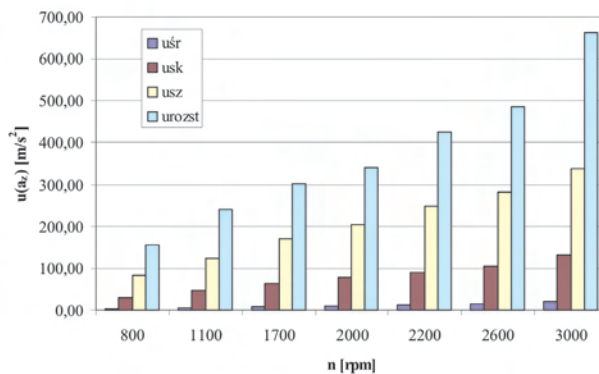


Fig. 10. Changes of the vibration acceleration point measures for Z dimension and different engine speeds

Rys. 10. Zmiany wartości miar punktowych przyspieszeń drgań w kierunku Z dla różnych prędkości obrotowych silnika

values are the most sensitive measures for combustion process changes resulting from engine speed increase (Fig. 10). That means also the incorrect processes that might appear in the normal combustion engine operation will be unequivocally detected and described.

Analysis of the divided combustion process sections were performed also in the frequency domain (Fig. 11–17). RMS values were taken into consideration to point at the power changes that occur during increase of the engine speed parameter.

RMS value can be computed in the frequency domain, using Parseval's theorem. For a sampled signal [6–9]:

$$\sum_n x^2(t) = \frac{\sum_n |X(f)|^2}{n} \quad (5)$$

where:

$$X(f) = \text{FFT}[x(t)] \quad (6)$$

and n is a number of $x(t)$ samples.

In the result, the RMS computed in the time domain is the same as in the frequency domain:

$$\begin{aligned} u_{sk} &= \sqrt{\frac{1}{n} \sum_n x^2(t)} = \sqrt{\frac{1}{n^2} \sum_n |X(f)|^2} = \\ &= \sqrt{\sum_n \frac{|X(f)|^2}{n}} \end{aligned} \quad (7)$$

Observations of the RMS spectra runs in the conditions of different engine speeds show the quality and quantity changes in the shape and amplitude values of the RMS values. The amount of the energy release obtained in the process is dependent on the engine speed increase, but the representation of the dynamic process is visible in the specified frequency values.

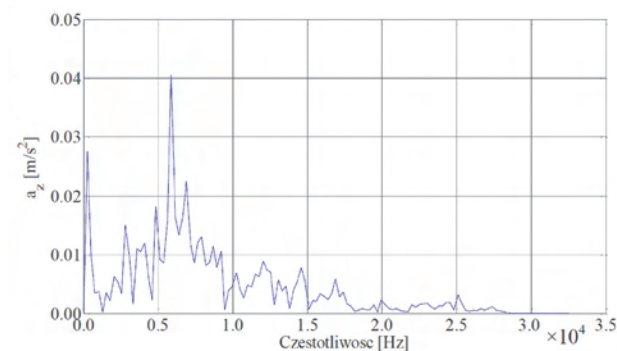


Fig. 13. RMS spectrum run of vibration acceleration in the Z dimension for $n = 1700$ rpm

Rys. 13. Charakterystyka częstotliwościowa wartości skutecznej przyspieszeń drgań w kierunku Z dla $n = 1700$ obr/min

Identification of the quantity RMS value changes as a result of the process alterations is possible when one states the frequency range for each dynamic phenomenon. In this case we see such RMS value changes in the range 2900–6800 Hz. The high relative change of the RMS values according to

cesie spalania, wynikające ze wzrostu wskaźnika prędkości obrotowej (rys. 10). Oznacza to, iż w przypadku pojawienia się nieprawidłowości podczas normalnej pracy silnika będą one jednoznacznie wykryte i określone.

W ramach pracy wykonano ponadto analizę fragmentów sygnałów od spalania w dziedzinie częstotliwości (rys. 11–17). Wartości RMS uwzględniono, aby przedstawić zmiany energetyczne występujące wraz ze wzrostem parametru prędkości obrotowej silnika.

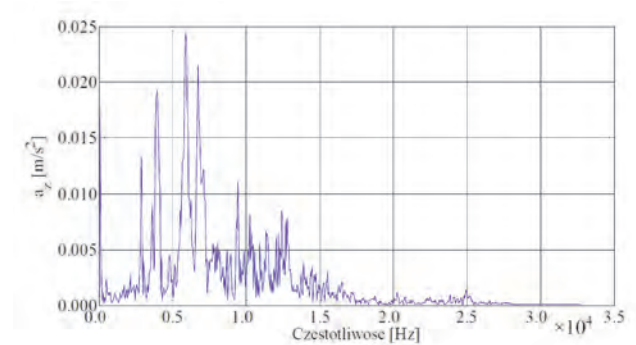


Fig. 11. RMS spectrum run of vibration acceleration in the Z dimension for $n = 800$ rpm

Rys. 11. Charakterystyka częstotliwościowa wartości skutecznej przyspieszeń drgań w kierunku Z dla $n = 800$ obr/min

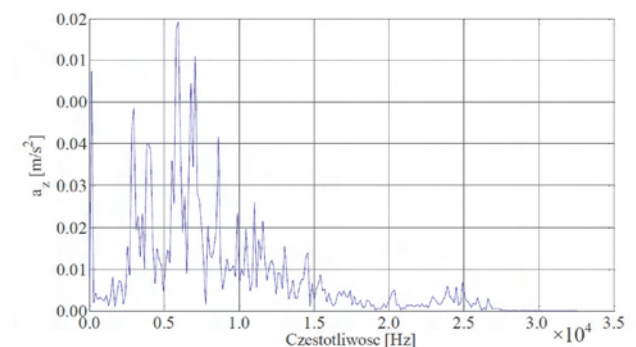


Fig. 12. RMS spectrum run of vibration acceleration in the Z dimension for $n = 1100$ rpm

Rys. 12. Charakterystyka częstotliwościowa wartości skutecznej przyspieszeń drgań w kierunku Z dla $n = 1100$ obr/min

Wartość skuteczna może być wyznaczona na podstawie teorii Parsewala. Dla próbkowanego sygnału [6–9] uzyskuje się wzór (5) oraz wzór (6), gdzie n stanowi liczbę próbek $x(t)$.

W wyniku tego wartości RMS, wyznaczona w dziedzinie czasu, ma taką samą postać dla dziedziny częstotliwości – wzór (7).

Analiza przebiegu charakterystyk częstotliwościowych dla RMS dla różnych prędkości obrotowych silnika wskazuje na jakościowe i ilościowe zmiany w kształcie i wartościach amplitudowych RMS. Ilość wydzielonej w procesie energii zależy od wzrostu prędkości obrotowej, lecz reprezentacja procesu dynamicznego jest widoczna w uzyskanych określonych wartościach częstotliwości.

Ilościowe określenie zmian wartości RMS będących wynikiem zmian w procesie jest możliwe wówczas, gdy

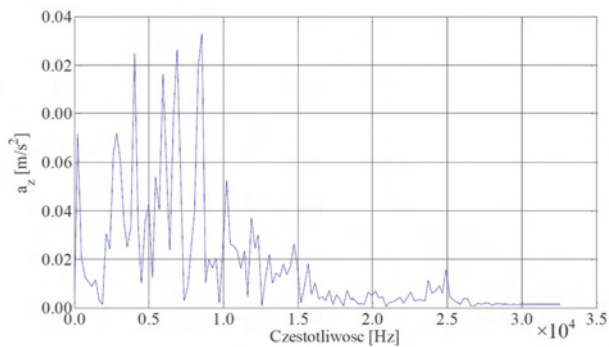


Fig. 14. RMS spectrum run of vibration acceleration in the Z dimension for n = 2000 rpm

Rys. 14. Charakterystyka częstotliwościowa wartości skutecznej przyspieszeń drgań w kierunku Z dla n = 2000 obr/min

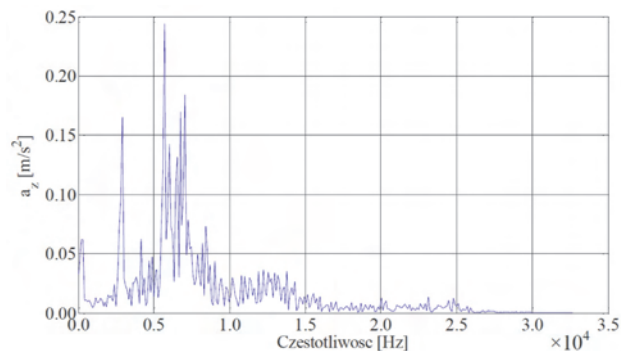


Fig. 15. RMS spectrum run of vibration acceleration in the Z dimension for n = 2200 rpm

Rys. 15. Charakterystyka częstotliwościowa wartości skutecznej przyspieszeń drgań w kierunku Z dla n = 2200 obr/min

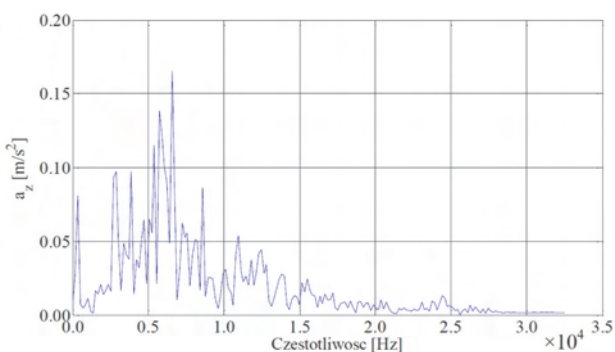


Fig. 16. RMS spectrum run of vibration acceleration in the Z dimension for n = 2600 rpm

Rys. 16. Charakterystyka częstotliwościowa wartości skutecznej przyspieszeń drgań w kierunku Z dla n = 2600 obr/min

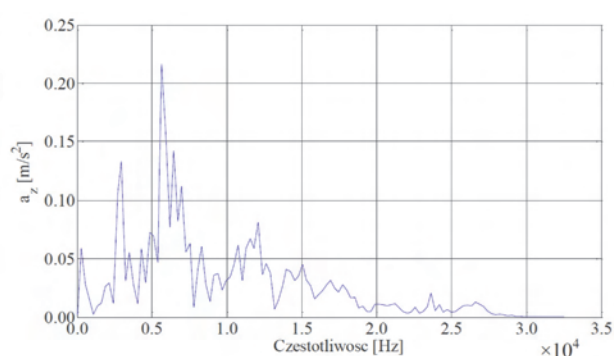


Fig. 17. RMS spectrum run of vibration acceleration in the Z dimension for n = 3000 rpm

Rys. 17. Charakterystyka częstotliwościowa wartości skutecznej przyspieszeń drgań w kierunku Z dla n = 3000 obr/min

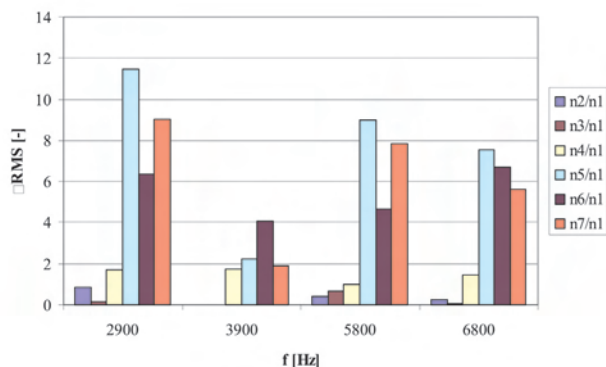


Fig. 18. Relative change of the RMS values for spectra runs and different engine speeds

Rys. 18. Względna zmiana wartości skutecznej dla charakterystyk częstotliwościowych i różnych prędkości obrotowych silnika

engine speeds point was obtained. It was rising when the engine speed was increased ($\delta\text{RMS} = 0.38\text{--}11.49$) – Fig. 18.

5. Conclusions

A growing impact of the combustion engines on the environment substantially influenced the design process and the operation of the engine itself. A little vehicles harmfulness for the environment, expressed by the little toxic compounds

wyznaczy się zakres częstotliwości znamienych dla każdego zjawiska dynamicznego. Wtedy dostrzega się zmiany wartości RMS w przedziale 2900–6800 Hz. Uzyskano dużą względną zmianę RMS, zgodnie ze zmianą prędkości obrotowej silnika. Wskaźnik powyższy uległ zwiększeniu przy wzroście prędkości obrotowej ($\delta\text{RMS} = 0.38\text{--}11.49$) – rys. 18.

5. Wnioski

Rosnące oddziaływanie silników spalinowych na środowisko naturalne wyraźnie wpłynęło na proces konstruowania silników i ich eksploatację. Nieliczne obciążenie środowiskowe, określone przez uzyskanie małych wartości emisji składników szkodliwych spalin, emisji hałasu i zużycia paliwa stanowią wymagania uwzględniane w pierwszej kolejności w procesie projektowania współczesnych silników spalinowych. Wynikiem tej troski o środowisko naturalne jest aplikacja przez państwa rozwinięte gospodarczo coraz bardziej restrykcyjnych regulacji emisji dla pojazdów. Powyższe działania wymuszają postęp techniczny ukierunkowany na uzyskiwanie coraz mniejszych wartości poziomów emisji dla każdego składnika szkodliwego zawartego w spalinach. W następstwie powyższego zastosowano wymagania związane z diagnostyką pokładową silników. Diagnostyka silników z zastosowaniem procesów towarzyszących może stanowić rozwiązanie, dzięki któremu uzyska się wiarygodną kontrolę wszystkich istotnych

emission, noise emission and the little fuel consumption are the requirements which are put forward first during the design process of the contemporary internal combustion engines. The consequence of the concern with the environment is applying by the industrial developed countries more and more stringent emission regulations for vehicles. These actions extract technical progress in the forward of getting less and less emission levels for each toxic compound of combustion gases. In the aftermath of that, requirements concerning of the on-board diagnostic of engines were applied. Engine diagnostics with the use of the accompanying processes can be the way to obtain the reliable control of all important engine characteristics for the purpose of the OBD requirements application in different groups of sources of a drive.

Obtained results of the vibroacoustic method application helped to assess the relations between main processes changes and the alterations of the chosen point measures as a result of the engine parameters increase. Correlations between these two sorts of parameters in the time, amplitude and frequency domain analyses proved the strict relations between them and helped to find such areas that should be considered in the diagnostic system strategy. The assessment of the measuring signals in the frequency domain enabled to determine the component frequencies included in the time history of the functions. The frequency analysis aimed at the determining of the amplitude values of the vibration signals in the frequency function. Within the frequency analysis, amplitude spectrums of the vibration accelerations were developed for each direction of the signal recording and various working points of the engine. The developing of the amplitude spectrums aimed to determine the frequency range related to the combustion process. The dynamic of the estimator change was calculated and described as well.

Bibliography/Literatura

- [1] Korbicz J., Kościelny J. M., Kowalczyk Z., Cholewa W.: Diagnostyka procesów. WNT, tom 3, Warszawa 2002.
- [2] Korbicz J., Kościelny J.: Modelowanie, diagnostyka i sterowanie nadrzędne procesami. Implementacja w systemie DiaSter. WNT, Warszawa 2010.
- [3] Lyons R. G.: Wprowadzenie do cyfrowego przetwarzania sygnałów. WKiŁ, Warszawa 1999.
- [4] Żółtowski B., Łukasiewicz M.: Diagnostyka drganiowa maszyn. Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji Państwowego Instytutu Badawczego, 2012.
- [5] www.automex.pl.
- [6] www.bksv.com.
- [7] www.italiaspeed.com.
- [8] www.motor-talk.de.
- [9] www.springerprofessional.de.

Prof. Jerzy Merkisz, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl



charakterystyk silnika dla aplikacji wymagań diagnostyki OBD w różnych źródłach napędu.

Uzyskane w ramach pracy wyniki zastosowania metody wibroakustycznej umożliwiły ocenę związków między zmianami zachodzącymi w procesach roboczych a zmianami wybranych miar punktowych, jako wyników wzrostu parametrów silnika. Zależności pomiędzy powyższymi dwoma grupami parametrów w dziedzinie czasu, amplitudy i częstotliwości potwierdziły ścisły związek między nimi i były pomocne w znalezieniu obszarów możliwych do rozważenia w strategii systemu diagnostycznego. Analiza sygnałów pomiarowych w dziedzinie częstotliwości umożliwiła wyznaczenie składowych harmonicznych zawartych w przebiegu czasowym funkcji. Analiza częstotliwościowa pozwoliła na wyznaczenie wartości amplitudowych sygnałów drganiowych jako funkcji częstotliwości. W ramach analizy w rozważanej dziedzinie wyznaczono widma amplitudowe przyspieszeń drgań dla każdego z kierunków rejestrowanych sygnałów i różnych punktów pracy silnika. Utworzenie widm amplitudowych umożliwiło określenie zakresu częstotliwości znamienych dla procesu spalania. Obliczono ponadto dynamikę zmiany estymatora.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

θ	Object life period/ <i>okres życia obiektu technicznego</i>
CI	Compression-ignition/ <i>zapłon samoczynny</i>
$E\{\}$	Mean operator of the max values of a signal run/ <i>operator średniej po maksymalnych wartościach przebiegu sygnału</i>
ICE	Internal combustion engine/ <i>silnik spalinowy o spalaniu wewnętrznym</i>
LDV	Light Duty Vehicle/ <i>pojazdy samochodowe o dopuszczalnej masie całkowitej nieprzekraczającej 3500 kg</i>
M_o	Torque/moment obrotowy
n	Engine speed/ <i>prędkość obrotowa silnika</i>
OBD	On-Board Diagnostics/ <i>diagnostyka pokładowa pojazdu</i>
OBM	On-Board Measurement System/ <i>pokładowy system pomiaru emisji spalin dla pojazdu</i>
p_o	Ambient pressure/ <i>ciśnienie otoczenia</i>
RMS	Root Square Mean/ <i>wartość skuteczna</i>
t	Dynamic processes period/ <i>okres dynamiczny trwania procesów</i>
T	Signal period/ <i>okres sygnału</i>
t_o	Ambient temperature/ <i>temperatura otoczenia</i>
$u(t, \theta)$	Signal value in the specified time/ <i>wartość chwilowa sygnału</i>
u	Vibroacoustic point measure (\bar{s} – mean value, s_k – RMS value, s_z – peak value, $rozst$ – peak-to-peak value)/ <i>wibroakustyczna miara punktowa (\bar{s} – wartość średnia, s_k – wartość skuteczna, s_z – wartość szczytowa, $rozst$ – wartość międzyszczytowa)</i>

Marek Waligórski, DEng. – Doctor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Dr inż. Marek Waligórski – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: marek.waligorski@put.poznan.pl



Changes in blow-by and compression pressure of a diesel engine during a bench durability test

This paper presents changes in the tightness of a combustion chamber during a 1200-hour bench durability test. The study was conducted on three four-cylinder turbocharged DI diesel engines with a capacity of 1.3 dm³. The changes in the tightness were determined on the basis of the results of periodical measurements of the blow-by flow rate under different conditions of engine operation and measurements of maximum compression pressure in the cylinders. The results showed that the maximum compression pressure remained at the same level during a long period of engine operation, corresponding to a distance of 150 000 km covered by a car. After that period, the pressure started to decrease (after a distance of 200 000 km, it had dropped by 10%). The blow-by flow rate decreased in the initial period of engine operation and then it started to rise linearly at full engine load. The rate of increase depended on engine speed – it was the smallest at low speeds (20% increase in the time range of 100–1200 hours, which corresponded to a distance of 16 000–192 000 km covered by a car – at 1000 rpm), and the highest at 4000 rpm (an increase of 70% in the same time range).

Keywords: diesel engine, ring pack, blow-by, compression pressure, wear

Zmiany natężenia przedmuchi spalin i ciśnienia sprężania w silniku o zapłonie samoczynnym podczas stanowiskowej próby trwałościowej

W artykule zaprezentowano wyniki badań zmian szczelności komory spalania podczas 1200-godzinnej stanowiskowej próby trwałościowej. Badania przeprowadzono na trzech egzemplarzach 4-cylindrowego, turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim i objętości skokowej 1,3 dm³. Zmiany szczelności przestrzeni roboczej silnika ustalone zostały na podstawie okresowych pomiarów natężenia przedmuchi spalin w różnych warunkach pracy silnika oraz pomiarów maksymalnego ciśnienia sprężania w poszczególnych cylindrach. Wyniki badań wskazują, że maksymalne ciśnienie sprężania przez długi okres pracy silnika, odpowiadający 150 tys. km przebiegu samochodu, nie ulega zmniejszeniu. Po tym okresie zaczyna spadać (spadek przy przebiegu 200 tys. km wynosił 10%). Natężenie przedmuchi spalin w pierwszym okresie eksploatacji silnika spada, po czym, przy pełnym obciążeniu silnika, zaczyna liniowo wzrastać, przy czym szybkość wzrostu zależy od prędkości obrotowej silnika – najwolniej przy małych prędkościach (wzrost o 20% przy 1000 obr/min, w zakresie od 100 do 1200 godzin pracy silnika w teście), a najszybciej przy prędkości znamionowej 4000 obr/min (wzrost o 70%).

Słowa kluczowe: silnik o ZS, uszczelnienie pierścieniowe, natężenie przedmuchi spalin, ciśnienie sprężania, zużycie

1. Introduction

The tightness of the combustion chamber is an important characteristic which determines the technical condition of an internal combustion engine. During engine operation, tightness deteriorates mainly due to wear on the piston-rings-cylinder assembly, as well as to the valves and valve seats. The decrease in tightness affects engine performance, fuel and oil consumption, and toxic emissions. In addition, increased blow-by, resulting from leakage, accelerates the degradation of the engine oil and, as a consequence, the wear of engine components. In the case of diesel engines, decreased tightness also impairs the start-up performance of a cold engine [1, 6, 7].

Engine constructors endeavour to maintain – despite the inevitable wear of components – the tightness of the combustion chamber at the highest level for a long period of an engine's life. Deterioration of the above parameters, resulting from the decrease in the tightness of the combustion chamber, is often the reason for deeming an engine to be defective and thus withdrawing it from operation [4, 7].

1. Wprowadzenie

Szczelność komory spalania jest ważną cechą decydującą o stanie technicznym silnika spalinowego. Szczelność ta w czasie eksploatacji silnika pogarsza się głównie na skutek zużycia elementów zespołu tłok-pierścienie tłokowe-cylinder oraz zużycia zaworów i gniazd zaworowych. Spadek szczelności negatywnie wpływa na osiągi silnika, zużycie paliwa i oleju silnikowego oraz emisję związków toksycznych. Ponadto zwiększone przedmuchi spalin, będące skutkiem spadku szczelności, przyspieszają degradację oleju silnikowego, a w konsekwencji zużycie elementów silnika. W przypadku silników diesla spadek szczelności obniża również zdolności rozruchowe zimnego silnika [1, 6, 7].

Konstruktorzy silników dokładają starań, aby pomimo nieuniknionego zużycia jego elementów, szczelność komory spalania utrzymywała się na jak najwyższym poziomie przez długi okres eksploatacji silnika. Pogorszenie ww. parametrów, będące skutkiem spadku szczelności komory spalania, często jest powodem uznania silnika za niesprawny i podjęcia decyzji o jego wycofaniu z eksploatacji [4, 7].

Assessments of the tightness of the combustion chamber usually take into account results of measurements of the flow rate of the blow-by as well as tests of maximum cylinder compression pressure [6]. Knowledge of changes of these parameters during the operation of an engine facilitates the evaluation of the structure of the engine, especially in terms of its durability. It is also helpful in assessing the usefulness of selected measurements for evaluation of the technical condition of the engine.

This paper presents results of tests of tightness of the combustion chamber of a compression-ignition engine during long-term test-stand durability evaluations. Knowledge of the rate of changes in the tightness as a function of engine operating time allows validation of results obtained in simulation studies of changes in the tightness of the combustion chamber using an analytical model of the piston ring pack [2, 3, 8].

2. Engine and method

The test object was a 4-cylinder, turbocharged diesel engine with a capacity of 1.3 dm³, with intercooling and exhaust gas recirculation. According to the technical specification, the maximum power of the engine was 55 kW at 4000 rpm, and maximum torque was 190 N·m at 1750 rpm. The engine had four valves per cylinder and common-rail fuel injection with direct fuel injection into the cylinder. The engine had a cast-iron cylinder block with a nominal diameter of 69.6 mm. Piston travel was 82 mm. The engine's ring assembly consisted of three rings: the rectangular first compression ring with a barrel chrome face, the tapered second compression ring, and the double bevelled oil ring with chrome faces and a coil spring. The aluminium piston had a cast iron insert under the first compression ring.

The tests were conducted on three engines at an engine test bench. Prior to testing proper, the engines were subjected to a four-hour run-in. Each of the engines then underwent a long-term durability test, during which they operated under heavy load conditions, in accordance with the elementary cycle (Fig. 1). During the test, the cycle was repeated 336 times. Before, during and after the durability test, about every 42 elementary cycles, speed characteristics and other measurements were performed to determine the parameters of the engine. The total time of operation of each engine during testing was about 1200 hours.

The blow-by flow rate was measured using an AVL-4040-A02 Blow-by Meter during engine performance measurements both at full and at a low engine load (torque of 15 N·m). The maximum compression pressure in each cylinder was measured using an SPCS-50 compression pressure tester.

3. Results

The results of the measurements of the maximum compression pressure in the cylinders of all of the engines tested are shown in Fig. 2. Figures 3 and 4 show speed characteristics of the blow-by flow rate averaged for the three test engines and obtained at full and low engine load at different periods of the durability test.

Do oceny szczelności komory spalania najczęściej wykorzystuje się wyniki pomiarów natężenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej oraz pomiarów maksymalnego ciśnienia sprężania w cylindrach [6]. Znajomość zmian tych parametrów w czasie eksploatacji silnika pozwala ocenić konstrukcję silnika, głównie pod względem trwałościowym. Jest również przydatna przy ocenie użyteczności wybranych pomiarów do oceny stanu technicznego silnika.

W prezentowanym artykule przedstawiono wyniki badań szczelności komory spalania silnika o zapłonie samoczynnym w trakcie długotrwałej stanowiskowej próby trwałościowej. Znajomość szybkości zmian szczelności w funkcji czasu pracy silnika pozwoli na ocenę poprawności wyników uzyskiwanych w symulacyjnych badaniach zmian szczelności komory spalania z wykorzystaniem analitycznego modelu uszczelnienia pierścieniowego [2, 3, 8].

2. Obiekt i metoda badań

Obiektem badań był 4-cylindrowy, turbodoładowany silnik ZS o objętości skokowej 1,3 dm³ z chłodzeniem powietrza doładowującego i recyrkulacją spalin. Wg specyfikacji technicznej moc maksymalna silnika wynosiła 55 kW i uzyskiwana była przy 4000 obr/min, a maksymalny moment obrotowy wynosił 190 N·m przy 1750 obr/min. Silnik posiadał 4 zawory na cylinder, układ wtryskowy typu Common Rail z bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra. Silnik posiadał żeliwny blok z cylindrami o nominalnej średnicy 69,6 mm. Skok tłoka wynosił 82 mm. Układ pierścieniowy silnika składał się z trzech pierścieni: prostokątnego pierwszego pierścienia uszczelniającego z baryłkową, chromowaną powierzchnią czołową, stożkowego drugiego pierścienia uszczelniającego oraz dwuwargowego pierścienia zgarniającego z chromowanymi powierzchniami czołowymi i ze sprężyną spiralną. Aluminiowy tłok posiadał żeliwną wkładkę pod pierwszy pierścień uszczelniający.

Badania przeprowadzono na trzech egzemplarzach silnika na hamowni silnikowej. Przed zasadniczymi badaniami silniki poddano 4 godzinnemu docieraniu. Następnie na każdym z silników przeprowadzono długotrwały test trwałościowy, podczas którego silnik pracował w warunkach dużych obciążeń wg elementarnego cyklu (rys. 1). W

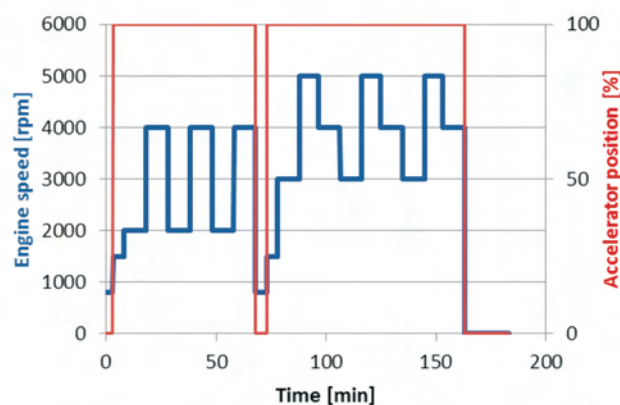


Fig. 1. Elementary cycle of the durability test
Rys. 1. Pojedynczy cykl testu trwałościowego

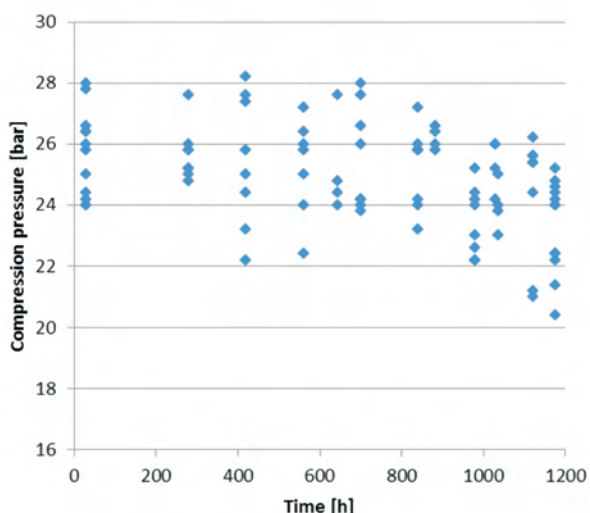


Fig. 2. Results of maximum compression pressure measurements
Rys. 2. Wyniki pomiarów maksymalnego ciśnienia sprężania

Blow-by flow rate curves as a function of rotational speed at full and low engine load differed. At full load (Fig. 3), the blow-by flow rate was the highest at medium values of engine speed and it decreased along with the increase in engine speed (the shape is similar to the engine torque curve). However, at low engine load, the blow-by flow rate increased with increasing engine speed (Fig. 4).

Although the aforementioned curves of speed characteristics of blow-by flow rates did not significantly change during the test, the overall assessment of changes in the blow-by flow rate as a function of engine operation time based on them was difficult, because the curves for different times of engine operation did not change their position on the graph relative to one another in a regular way. For that reason, a decision was taken to analyse the results obtained in differ-

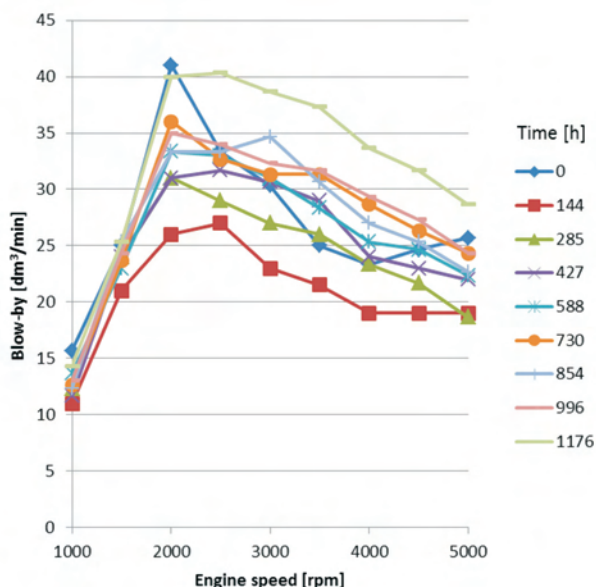


Fig. 3. Blow-by rate as a function of engine rotational speed at full load
Rys. 3. Charakterystyki prędkościowe natężenia przedmuchów spalin przy pełnym obciążeniu silnika

czasie testu cykl ten był powtarzany 336 razy. Przed i po oraz w trakcie testu trwałościowego, co ok. 42 cykle elementarne, wykonywano charakterystyki prędkościowe oraz inne pomiary mające na celu ustalenie parametrów silnika. 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 15 N·m). Maksymalne ciśnienie sprężania w poszczególnych cylindrach mierzono za pomocą próbnika ciśnienia sprężania SPCS-50.

3. Wyniki badań

Wyniki pomiarów maksymalnego ciśnienia sprężania w cylindrach wszystkich badanych silników przedstawiono na rys. 2. Na rys. 3 i 4 przedstawiono, uśrednione dla trzech badanych silników, charakterystyki prędkościowe natężenia przedmuchów spalin uzyskane przy pełnym i małym obciążeniu silnika w różnych okresach stanowiskowego testu trwałościowego.

Krzywe natężenia przedmuchów spalin w funkcji prędkości obrotowej przy pełnym i małym obciążeniu silnika miały różne kształty. Przy pełnym obciążeniu silnika (rys. 3) natężenie przedmuchów spalin było największe w zakresie średnich prędkości obrotowych silnika, a następnie wraz ze wzrostem prędkości malało (kształt zbliżony do kształtu krzywej momentu obrotowego silnika). Natomiast przy małym obciążeniu silnika natężenie przedmuchów spalin wzrastało wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika (rys. 4).

Mimo, że wyżej opisane kształty charakterystyk prędkościowych natężenia przedmuchów spalin zasadniczo nie ulegały zmianie w czasie trwania testu, to całościowa ocena zmian natężenia przedmuchów spalin w funkcji czasu pracy

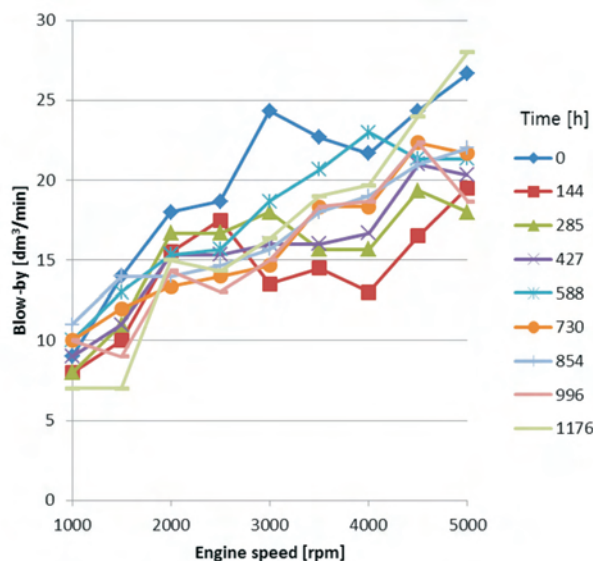


Fig. 4. Blow-by rate as a function of engine rotational speed at low engine load (15 N·m)

Rys. 4. Charakterystyki prędkościowe natężenia przedmuchów spalin przy małym obciążeniu silnika (15 N·m)

ent engine operating conditions separately, i.e. at a given rotational speed and load. Blow-by flow rates for different engine operation conditions as a function of testing time are shown in Figs. 5 and 6.

In all cases, the values of the blow-by flow rate obtained in measurements performed during the first hours of engine operation were higher than in the subsequent measurements performed after about 144 hours of engine operating (Figs. 5 and 6). The average decrease in the blow-by rate was 25 %. This decrease can be attributed to engine run-in. Unfortunately, due to the long period of operation between the first and the second measurement, the tests performed did not permit determination of the time after which the blow-by flow rate reached its minimum value. However, it is certain that the second measurement (after 144 hours of operation) was performed after engine run-in processes had been completed.

To assess whether and how the blow-by flow rate changed with the engine operating time after run-in, the subsequent analyses omitted the results obtained in the first measurement (during the first hours of engine operation). Calculations were made of linear correlation coefficients r between the results of measurements of the blow-by flow rate and engine operation time. Also, the significance of the correlations was tested at a significance level of 0.05 [5]. The results indicated that there was a significant correlation between the blow-by flow rate and engine operating time at full engine load and that there was no such correlation for most of the rotational speeds at low engine load (at low load, the correlation was significant only at 2500, 3500 and 4500 rpm).

Because the linear correlations were considered significant at the assumed confidence level of 0.95 for all blow-by flow rates at full engine load, the corresponding regression

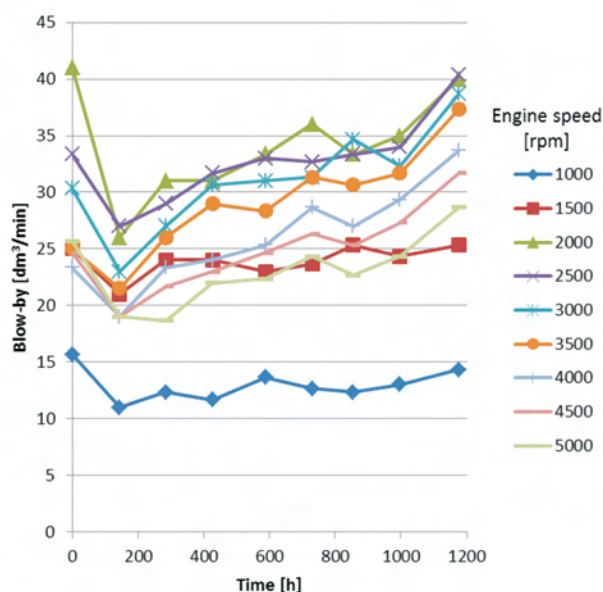


Fig. 5. Blow-by rate at full engine load as a function of engine operating time

Rys. 5. Natężenia przedmuchiów spalin przy pełnym obciążeniu silnika w funkcji czasu pracy silnika

silnika w oparciu o nie była utrudniona, gdyż krzywe dla różnych czasów pracy silnika nie zmieniały swego położenia względem siebie na wykresie w sposób regularny. W związku z powyższym postanowiono odrębnie analizować wyniki uzyskane w różnych warunkach pracy silnika, tj. przy danej prędkości obrotowej i obciążeniu. Natężenia przedmuchiów spalin dla różnych warunków pracy silnika w funkcji czasu trwania testu przedstawiono na rys. 5 i 6.

We wszystkich przypadkach wartości natężenia przedmuchiów spalin uzyskane w pomiarach wykonanych w pierwszych godzinach pracy silnika były większe, niż w następnych pomiarach wykonanych po ok. 144 h jego pracy (rys. 5 i 6). Średni spadek natężenia przedmuchiów wyniósł 25 %. Spadek ten należy wiązać z docieraniem silnika. Niestety, ze względu na długi czas pracy silnika między pierwszym i drugim pomiarem, przeprowadzone badania nie pozwoliły na ustalenie czasu, po którym natężenie przedmuchiów spalin osiągnęło wartość minimalną. Można natomiast stwierdzić, że drugi pomiar (po 144 h pracy silnika) został wykonany już po zakończeniu docierania silnika.

Aby ocenić, czy i jak natężenie przedmuchiów spalin zmienia się wraz z czasem pracy silnika po zakończeniu procesów docierania, w dalszych analizach pominięto wyniki uzyskane w pierwszym pomiarze (w pierwszych godzinach pracy silnika). Obliczono współczynniki korelacji liniowej r pomiędzy wynikami pomiarów natężenia przedmuchiów spalin i czasem pracy silnika oraz zbadano istotność korelacji na poziomie istotności 0,05 [5]. Wyniki wskazywały na istotność korelacji natężenia przedmuchiów spalin i czasu pracy w przypadku pełnego obciążenia silnika oraz brak korelacji, dla większości prędkości obrotowych, przy małych obciążeniach silnika (przy małym obciążeniu korelacja była istotna tylko przy prędkościach obrotowych: 2500, 3500 i 4500 obr/min).

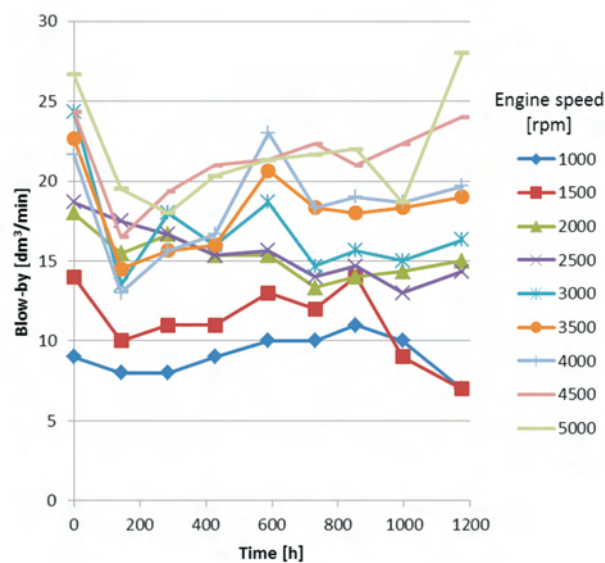


Fig. 6. Blow-by rate at small engine load as a function of engine operating time

Rys. 6. Natężenia przedmuchiów spalin przy małym obciążeniu silnika w funkcji czasu pracy silnika

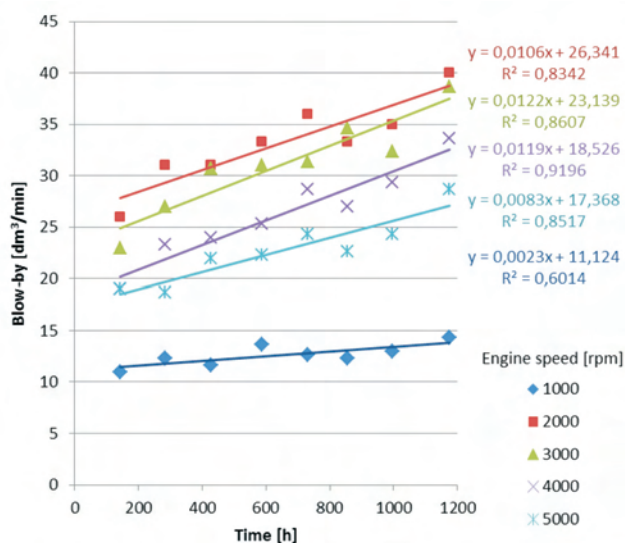


Fig. 7. Regression lines of blow-by rate at full engine load for completely run-in engines

Rys. 7. Proste regresji natężenia przedmuchi spalin przy pełnym obciążeniu silnika dla w pełni dotartych silników

lines were determined. Regression lines, are shown in Fig. 7, along with the corresponding equations and determination coefficient values R^2 .

At all of the rotational speeds of the engine analyzed and at full load, the blow-by flow rate increased with the engine operating time. However, the rate of this increase was different for different rotational speeds. The slowest increase with operating time was observed for blow-by at low rotational speeds of the engine – at 1000 rpm there was an increase of 22 % within the range of 100 to 1200 hours of operating time. Within the range of medium and high rotational speeds, these increases ranged from 40 to almost 70 % (the highest increase occurred at a rotational speed of 4000 rpm).

To assess the impact of engine operation time on compression pressure, mean values were determined from measurements obtained from cylinders of all the engines at similar operation times (Fig. 8). The mean value of maximum compression pressure hardly changed up to about 900 hours of engine operation. After this time, there was a significant decrease in the maximum compression pressure. An attempt was also made to fit a suitable regression curve. Among the functions available in Excel, the best fit was obtained with the second-degree polynomial (Fig. 8).

The mean value of maximum compression pressure at the end of the durability test decreased by 9 % relative to the first measurement carried out after 30 h of engine operation.

4. Conclusions

We analysed the results of measurements of the blow-by flow rate at full and low engine loads and of maximum compression pressure performed periodically on three engines during a prolonged durability bench test.

The maximum compression pressure during the durability test was unchanged for a long engine operating period;

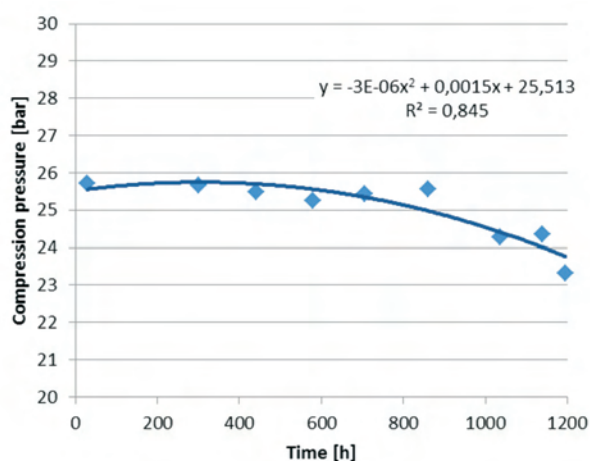


Fig. 8. Mean values of maximum compression pressure as a function of engine operation time

Rys. 8. Średnie wartości maksymalnego ciśnienia sprężania w funkcji czasu pracy silnika

Ponieważ we wszystkich przypadkach natężenia przedmuchi spalin przy pełnym obciążeniu silnika korelację liniową można uznać za istotną na przyjętym poziomie ufności 0,95, wyznaczono odpowiednie proste regresji. Proste regresji wraz z odpowiednimi równaniami oraz wartościami współczynników determinacji R^2 przedstawiono na rys. 7.

Przy wszystkich analizowanych prędkościach obrotowych silnika i pełnym jego obciążeniu natężenie przedmuchi spalin wzrastało wraz z czasem pracy silnika. Jednak szybkość wzrostu była różna dla różnych prędkości obrotowych. Najwolniej wraz z czasem pracy wzrastały przedmuchi przy małych prędkościach obrotowych silnika – przy 1000 obr/min wzrost o 22 % w zakresie od 100 do 1200 h czasu pracy. W zakresie średnich i dużych prędkości obrotowych wzrosty te wynosiły od 40 do niemal 70 % (największy wzrost przy prędkości obrotowej 4000 obr/min).

W celu oceny wpływu czasu pracy silnika na ciśnienie sprężania wyznaczono średnie wartości z pomiarów uzyskanych dla cylindrów wszystkich silników przy zbliżonych czasach ich pracy (rys. 8). Średnia wartość maksymalnego ciśnienia sprężania prawie nie zmieniała się do ok. 900. godziny czasu pracy silnika. Po przekroczeniu tego czasu nastąpił wyraźny spadek maksymalnego ciśnienia sprężania. Podjęto również próbę dopasowania odpowiedniej krzywej regresji. Spośród dostępnych w programie Excel funkcji, najlepsze dopasowanie uzyskano dla wielomianu drugiego stopnia (rys. 8).

Średnia wartość maksymalnego ciśnienia sprężania na koniec testu trwałościowego zmniejszyła się w stosunku do pierwszego pomiaru, przeprowadzonego po 30 h pracy silnika, o 9 %.

4. Podsumowanie

Przeanalizowano wyniki pomiarów natężenia przedmuchi spalin przy pełnym i małym obciążeniu silnika oraz maksymalnego ciśnienia sprężania wykonywanych okresowo na 3 silnikach podczas długotrwałej stanowiskowej próby trwałościowej.

only after 900 h did it begin to drop. The decrease at the end of the test, i.e. after 1200 h of operation was 9 %. The manufacturer of the engine, based on past experience, assumes that one hour of engine operation in the durability test corresponds to 160 km of car mileage. This means that the maximum compression pressure did not change significantly up to a mileage of 150 000 km, while at 200 000 km it decreased by 10 %.

In the first period of the durability test, the blow-by flow rate gradually decreased. After 150 hours of engine operation, it was about 25 % lower than in the first hours of operation. After the first period of operation – the run-in period – the blow-by flow rate changes as a function of time depending on engine load.

At full engine load, blow-by flow rates increased in a linear manner along with engine operation time, and the rate of the increase depended on engine speed. The slowest increase in the blow-by flow rate along with operation time was observed at low speeds (at 1000 rpm, the increase was 20% at the end of the test, as compared to the state after 100 hours of engine operation), and the fastest increase occurred at 4000 rpm, i.e. the speed of the engine's rated power (an increase of almost 70 %, at the same operation time).

Surprising results were obtained for low engine loads, where at a confidence level of 0.95, there was no significant correlation between the blow-by flow rate and engine operation time.

Acknowledgments

This work was partially financed by the National Research Centre within the framework of research project No. N N509 479538.

Maksymalne ciśnienie sprężania przez długi okres pracy silnika podczas testu trwałościowego nie ulegało zmianie. Dopiero po 900 h pracy zaczęło spadać. Spadek ten na koniec testu, tj. po 1200 h pracy wyniósł 9 %. Producent silników, w oparciu o wcześniejsze doświadczenia, przyjmuje, że jedna godzina pracy silnika w przeprowadzonym teście trwałościowym odpowiada 160 km przebiegu samochodu. Oznacza to, że maksymalne ciśnienie sprężania nie ulega istotnym zmianom do 150 tys. km przebiegu samochodu, a przy 200 tys. km spada o 10 %.

W pierwszym okresie testu trwałościowego natężenie przedmuchiów spalin zmniejszało się. Po 150 h pracy silnika było ono o 25 % mniejsze, niż w pierwszych godzinach jego pracy. Po pierwszym okresie pracy silnika – okresie docierania – zmiany natężenia przedmuchiów spalin w funkcji czasu zależały od obciążenia silnika.

Przy pełnym obciążeniu silnika natężenie przedmuchiów spalin liniowo wzrastało wraz z czasem jego pracy, przy czym szybkość wzrostu zależała od prędkości obrotowej silnika. Najwolniej wraz z czasem pracy wzrastały przedmuchi przy małych prędkościach obrotowych (przy 1000 obr/min wzrost o 20 % na koniec testu, w stosunku do stanu po 100 h pracy silnika), a najszybciej przy prędkości 4000 obr/min, czyli prędkości mocy znamionowej silnika (wzrost o niemal 70 %, w tym samym zakresie czasu pracy).

Zaskakujące wyniki uzyskano dla małych obciążeń silnika, gdzie na poziomie ufności 0,95 nie stwierdzono istotności korelacji pomiędzy natężeniem przedmuchiów spalin, a czasem pracy silnika.

Podziękowania

Praca dofinansowana przez Narodowe Centrum Badań w ramach projektu badawczego Nr N N509 479538.

Bibliography/Literatura

- [1] Kaźmierczak A.: Tarcie i zużycie zespołu łożek-pierścienie-cylinder. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Seria Monografie 89 (32), Wrocław 2005.
- [2] Koszałka G.: Application of the piston-rings-cylinder kit model in the evaluation of operational changes in blow-by flow rate. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, Vol. 48, No. 4, pp. 71-81, 2010.
- [3] 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*, Vol. 51, No. 3, pp. 40-44, 2011.
- [4] Koszałka G., Suhecki A.: Durability prediction of a diesel engine piston-rings-cylinder assembly on the basis of test bench results. *SAE Paper 2011-24-0130*, 2011.
- [5] Krysiński W. i in.: *Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna w zadaniach – cz. II: Statystyka matematyczna*. PWN, Warszawa 1994.
- [6] Merkiński J., Tomaszewski F., Ignatow O.: *Trwałość i diagnostyka węzła łożkowego silników spalinowych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1995.
- [7] Niewczas A.: *Trwałość zespołu łożek-pierścienie łożkowe-cylinder silnika spalinowego*. WNT, Warszawa 1998.
- [8] Wolff A.: Numerical analysis of piston ring pack operation. *Combustion Engines 2(137)*, pp. 128-141, 2009.

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

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

e-mail: g.koszalka@pollub.pl



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

Dr inż. Andrzej Suhecki – kierownik Pracowni Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o. w Bielsku-Białej.

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



Design factors affecting the formation of the air-fuel mixture and the process of combustion in compression ignition engines

The paper provides information on the research and development works related to the design of diesel engines including the improvement of fuel combustion processes and reduction of its consumption, and limitation of exhaust emissions.

Keywords: *combustion engine, fuel, combustion, exhaust emissions*

Czynniki konstrukcyjne kształtujące proces tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej i spalania w silniku o zapłonie samoczynnym

W referacie zamieszczono informacje z zakresu prac badawczo-rozwojowych związanych z konstrukcją silników o zapłonie samoczynnym, w tym doskonalenia procesów spalania paliwa i ograniczenia jego zużycia oraz zmniejszenia emisji toksycznych składników spalin.

Słowa kluczowe: *silnik spalinowy, paliwo, proces spalania, emisja spalin*

1. Introduction

The prospects for the development of wheel transport indicate that a combustion engine will continue to be the most popular source of vehicle propulsion. Much more stringent concepts concerning exhaust and noise emissions as well as reduction of fuel consumption are new challenges for the designers of powertrains. Continuously conducted research and development works aim at improving the existing designs with respect to durability and efficiency as well as environmental performance (particularly in terms of a reduction of the emissions of NO_x , PM and noise [1]). The improvement of these solutions requires a variety of investigations on the stages of design and improvement, introduction of technologically advanced fuels and during service life and repairs.

Important technical requirements are the processes of preparation of the mixture of atomized fuel inside the combustion chamber. A common feature of modern combustion engines is their growing complexity, hence demanding requirements for maintaining the cleanliness of the components of the fuel system and the combustion chamber.

2. The influence of the quality of the fuel atomization in a diesel engine for the combustion process

The quality of the fuel atomization influences the macrostructure and the microstructure of the atomized fuel dose and the preparation of the air fuel mixture inside the cylinder. Fuel must be introduced into the combustion chamber with a spray shaped in such a way that its droplets are in motion against the air moving inside the combustion chamber. The designers shape the intake ducts, the intake valves and the combustion chamber so that the air moving inside the cylinder creates swirl facilitating fuel evaporation. All the

1. Wstęp

Perspektywy rozwoju transportu kołowego wskazują, że tłokowy silnik spalinowy będzie w dalszym ciągu powszechnie stosowanym źródłem napędu pojazdów samochodowych. Zdecydowanie ostrzejsze unormowania dotyczące emisji spalin i hałasu, jak również ograniczenia zużycia paliwa stanowią nowe wyzwania dla konstruktorów jednostek napędowych. Prowadzone ustawicznie prace badawcze mają na celu doskonalenie konstrukcji w aspekcie wzrostu niezawodności i sprawności, ale także proekologiczności, ukierunkowane są szczególnie na ograniczenie emisji szkodliwych zanieczyszczeń NO_x i PM oraz hałasu [1]. Doskonalenie tych rozwiązań wymaga różnorodnych badań, zarówno na etapie powstawania i ulepszania konstrukcji, wprowadzania zaawansowanych technologicznie paliw zastępczych, jak również w okresie eksploatacji i napraw.

Istotnym wymaganiami technicznymi stanowią procesy przygotowania mieszanki rozpylonej strugi paliwa w komorze spalania silnika. Wspólną cechą współczesnych silników spalinowych jest ich rosnąca złożoność, a co za tym idzie wzrastające wymagania dotyczące utrzymania czystości elementów układu paliwowego i komór spalania silnika.

2. Wpływ jakości rozpylenia paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym na przebieg procesu spalania

Jakość rozpylenia paliwa wpływa na makrostrukturę i mikrostrukturę rozpylonej strugi paliwa i przygotowanie mieszanki paliwowo-powietrznej w cylindrze. Paliwo musi być wprowadzane strugą tak ukształtowaną aby zapewnić względny ruch jego kropeł w stosunku do powietrza przemieszczającego się wewnątrz komory spalania. Konstruktorzy tak kształtują kanały i zawory dolotowe a także komorę spalania, aby przemieszczające się w cylindrze

above actions must be well synchronized with the injected fuel spray. Initially, in diesel engines of passenger vehicles the injection was realized to a pre-chamber in the cylinder head, as shown in Fig. 1a, referred to as a swirl chamber due to the air stream formation inside it. This facilitated the engine start and a reduced engine noise. The temperature of the walls of the pre-chamber stabilizes faster and remains on a higher level than the temperature of the wall inside the combustion chamber used in direct injected engines, as shown in Fig. 1b; this facilitates self-ignition and reduces

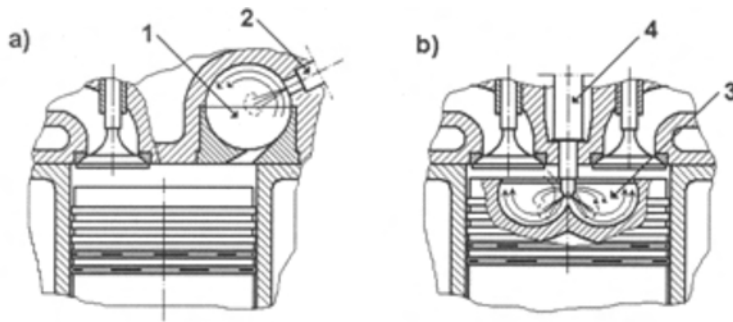


Fig. 1. Combustion chamber of diesel engines: a) swirl chamber (indirect injection), b) formed in the piston crown (direct injection); 1 – swirl chamber, 2 – pintle nozzle, 3 – recess in the piston crown 4 – multi-hole nozzle (*arrows indicate the direction of the air movement inside the chamber)

Rys. 1. Komory spalania silników o zapłonie samoczynnym: a) wirowa (wtrysk pośredni), b) ukształtowana w denku tłoka (wtrysk bezpośredni): 1 – komora wirowa, 2 – rozpylacz czopikowy, 3 – komora w denku tłoka 4 – rozpylacz wielootworowy (*strzałki wskazują ukształtowanie strug powietrza wewnątrz komór)

its delay [2].

In order to properly form the spray of the fuel injected into the combustion chamber we need to use many types of fuel injectors. A pintle injector introduces the fuel through a conical spray into the stream of the swirled air inside the combustion chamber of a direct injected engine. The nozzle needle has a protruding conical pintle at the end. The needle is pressed against the seat by the force of the spring. Under the pressure exerted on the lower conical part of the needle the fuel lifts it and overcoming the force of the spring and flowing around the needle is diverted to form a cone. The shape of the pintle defines the angle of the fuel spray cone (most often 10° to 30°). The vertical angle should be relatively wide because to the benefits of the extension of the fuel-air contact area. In pintle injectors the quality of the workmanship of the needle journal is very important. Even little imperfections may change the shape and structure of the fuel spray as well as the size of the droplets and the spray front propagation velocity. Figure 2 presents the nozzle with a cylindrical pintle (a) and a conical pintle (b).

Nozzles with a cylindrical pintle generate a compact spray of fuel droplets of high penetration. The needle has a cylindrical pintle with a conical face. Nozzles with a conical pintle generate a spray of fuel droplets of greater atomization angle and reduced penetration as compared to those having a cylindrical pintle. This results from a characteristic shape of the pintle that has a cylindrical damper and a conical nozzle.

silnika powietrze tworzyło zawirowania sprzyjające odparowaniu paliwa. Muszą one być ściśle zsynchronizowane ze strugą wtryskiwanego paliwa. Początkowo w silnikach samochodów osobowych o zapłonie samoczynnym najczęściej stosowano wtrysk do wstępnej komory znajdującej się w głowicy silnika pokazanej na rys. 1a, nazywanej z uwagi na ukształtowanie strugi powietrza w jej wnętrzu, komorą wirową. Wiązało się to z łatwiejszym rozruchem i mniejszą hałaśliwością pracy silnika. Temperatura ścianek komory wstępnej szybciej stabilizuje się i utrzymuje się na wyższym poziomie niż temperatura ścianek komory w tłoku, stosowanej przy wtrysku bezpośrednim, przedstawionej na rys. 1b; ułatwia to samozapłon i skraca jego opóźnienie [2].

W celu odpowiedniego ukształtowania strugi wtryskiwanego paliwa do komory spalania, konieczne jest zastosowanie różnych rozwiązań konstrukcyjnych wtryskiwaczy (typów). Wtryskiwacz czopikowy wprowadza paliwo stożkową strugą w strumień zawirowanego powietrza w komorze wstępnej silnika z wtryskiem pośrednim. Iglica rozpylacza zakończona jest czopikiem walcowym lub stożkowym, który wystaje poza rozpylacz. Iglica jest dociskana do gniazda siłą sprężyny. Pod wpływem ciśnienia paliwa na dolną stożkową powierzchnię iglicy wtryskiwane paliwo unosi iglicę pokonując nacisk sprężyny i opływając czop iglicy wtryskiwacza, ulega odchyleniu w stożek. Kształt czopika determinuje wielkość kąta wierzchołkowego stożka rozpylanego paliwa (najczęściej od 10° do 30°). Powinien on być możliwie duży, ze względu na korzyści płynące z powiększenia powierzchni styku paliwo-powietrze. We wtryskiwaczach czopikowych bardzo istotna jest dokładność wykonania czopa. Nawet małe niedokładności potrafią zmienić kształt i strukturę rozpylonej strugi paliwa oraz zmianę średnic kropeł i prędkość rozchodzenia się czoła strugi. Na rysunku 2 przedstawiono rozpylacze z czopikiem cylindrycznym (a) i czopikiem stożkowym (b).

Rozpylacze z czopikiem cylindrycznym wytwarzają zwartą strugę kropeł o dużym zasięgu i małym kącie rozpylenia. Iglica jest zakończona cylindrycznym czopikiem ze stożkową przylgnią. Rozpylacze z czopikiem stożkowym wytwarzają strugę kropeł o zwiększonym kącie rozpylenia

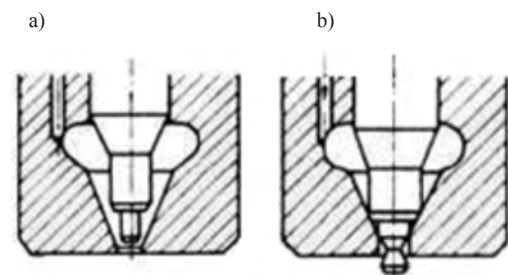


Fig. 2. Pintle nozzles a) with a cylindrical pintle, b) with a conical pintle
Rys. 2. Rozpylacze czopikowe a) z czopikiem cylindrycznym, b) z czopikiem stożkowym

When selecting the length of the pintle against its lift we may obtain such flow cross-sections that will ensure the most convenient division of the fuel dose into individual injection stages. A multi-hole injector distributes the fuel in the form of several fuel sprays adapted to the shape of the combustion chamber and the swirls inside it. Due to the fact that the thermodynamic efficiency of engines having a pre-chamber is lower than that of direct injected engines direct injection became a priority for designers of small size diesel engines. Lower thermal efficiency of indirect injected engines results from the presence of an additional volume of the combustion chamber connected with the cylinder through a relatively narrow channel, which results in energy losses related to the flow of the charge and the difference in pressures between the swirl chamber and the space above the piston that not only reduces the pressure increment rate in the cylinder but also its maximum value. The introduction of a direct central injection to the combustion chamber in the piston allows an application of multi-hole injectors (common rail or unit injectors) that more efficiently distribute the injected fuel inside the combustion chamber.

In the Common Rail system the fuel is sucked from the fuel tank under a pressure of approximately 0.4 MPa and is directed to the high-pressure pump through a filter. The high-pressure pump compresses the fuel to the pressure from 180 MPa to 220 MPa and pumps it further to the accumulator connected with the injectors. At the moment of injector opening the pressure of the fuel injected to the combustion chamber is almost equal to the pressure of the accumulator. The accumulator pressure is adjusted by a pressure valve. The high-pressure pump and the injectors are controlled with an electronic controller that continuously meters the fuel and controls the operation of the pump and the injectors. The

i skróconym zasięgu strugi w porównaniu z rozpylaczami z czopikiem cylindrycznym. Wynika to z charakterystycznego kształtu czopika, który składa się z cylindrycznego dławika i stożkowego rozpylacza. Dobierając długość czopika do jego skoku, można uzyskać takie przekroje przepływowe, które zapewniają najdogodniejsze rozdzielanie dawki paliwa na poszczególne fazy wtrysku. Natomiast wtryskiwacz wielootworowy rozprowadza paliwo w postaci kilku strug dostosowanych do ukształtowania komory w tłoku i zawirowań powietrza w jej wnętrzu. Z uwagi na to, że sprawność termodynamiczna silników z komorą wstępną jest niższa od sprawności silników z wtryskiem bezpośrednim, zastosowanie wtrysku bezpośredniego stało się jednym z priorytetowych zadań dla konstruktorów małogabarytowych silników o zapłonie samoczynnym. Niższa sprawność termodynamiczna silników z wtryskiem pośrednim wynika z obecności dodatkowej objętości komory spalania połączonej stosunkowo wąskim kanałem z wnętrzem cylindra, co powoduje straty energetyczne związane z przepływem ładunku oraz różnicę ciśnień pomiędzy komorą wirową a przestrzenią nad tłokiem, która nie tylko zmniejsza szybkość przyrostu ciśnienia w cylindrze ale i obniża jego maksymalną wartość. Wprowadzenie bezpośredniego, centralnego wtrysku do komory spalania ukształtowanej w denku tłoka, pozwala na zastosowanie wtryskiwaczy wielootworowych (typu common rail lub pompowtryskiwaczy) lepiej rozprowadzających wtryskiwane paliwo we wnętrzu komory spalania.

W układzie common rail olej napędowy zasysany jest ze zbiornika paliwa pod ciśnieniem około 0,4 MPa i poprzez filtr paliwa trafia do pompy wysokiego ciśnienia. Pompa wysokiego ciśnienia spręża paliwo do ciśnienia od 180 MPa do 220 MPa i tłoczy je do zasobnika, który jest połączony z wtryskiwaczami. W chwili otwarcia wtryskiwacza do komory spalania wtryskiwane jest paliwo o ciśnieniu prawie równym ciśnieniu w zasobniku. Za regulację ciśnienia w zasobniku odpowiedzialny jest zawór regulacji ciśnienia. Pompa wysokociśnieniowa oraz wtryskiwacze są sterowane przy użyciu elektronicznego sterownika, który na bieżąco odmierza wielkość dawki wtryskiwanego paliwa oraz steruje pracą pompy i wtryskiwaczy. Zastosowanie zasobnika ciśnienia oraz elektronicznego systemu sterowania pozwoliło systemowi common rail na możliwość dowolnego kształtowania dawki wtrysku. Dzięki podzieleniu dawki na kilka mniejszych, wzrosła sprawność pracy silnika o ZS oraz zmniejszeniu uległ hałas. Standardowy układ wtryskowy common rail przedstawiono na rysunku 3 [3].

W konwencjonalnych układach wtrysku paliwa z pompami

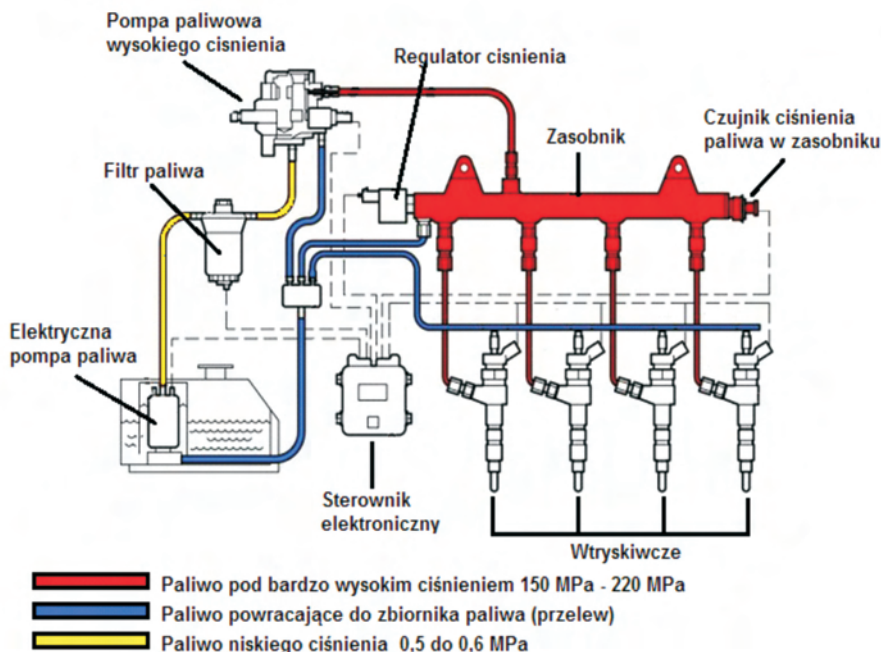


Fig. 3. The common rail injection system
Rys. 3. Układ wtryskowy common rail

application of an accumulator and an electronic controller enables the Common Rail system to freely adjust the dose of the injected fuel. By dividing the fuel dose into several smaller ones the efficiency of a diesel engine increases and the noise level drops. A standard common rail injection system has been shown in Fig. 3 [3].

In conventional fuel injection systems with distributor and inline injection pumps the fuel injection is limited. The combustion chamber is fed with the entire fuel dose as the main injection without a pilot injection and a post injection, which influences the course of the process of kinetic and diffusive air-fuel mixture combustion. In common rail systems the fuel injection may be realized independently of the crankshaft position and that enables:

- setting of any given pressure and time of the injection at different engine speeds and loads,
- creating of time characteristics of the injection and selection of the injection onset,
- an injection of a small pilot fuel dose,
- a post injection of fuel,
- selecting the dwell times between the end of the pilot injection and the onset of the main injection and the end of the main injection and the onset of the post injection,
- reproducibility of the injection parameters [4].

3. The processes of air-fuel mixture formation, ignition and combustion in a diesel engine

The processes of fuel injection, mixture formation and ignition and combustion are complex repetitive fast-varying processes depending on many physical and chemical parameters that take place in a combustion chamber of a diesel engine. The spray of atomized fuel mixes with compressed air forming a combustible air-fuel mixture. The parameters of the atomized fuel spray can be divided into external macro parameters (macrostructure of the fuel spray) and internal micro parameters (microstructure of the fuel spray) [5, 6].

Figure 4 presents the macrostructure of the atomized fuel spray [7].

The spray quality and the macrostructure of the atomized fuel spray are defined by the following three physical parameters [7, 8]:

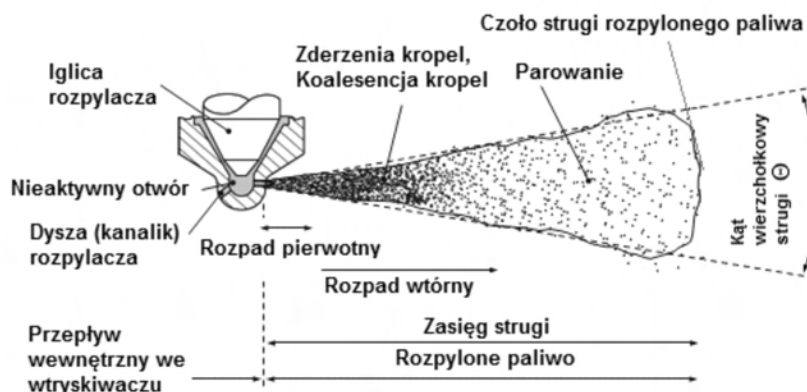


Fig. 4. Macrostructure of the atomized fuel spray

Rys. 4. Makrostruktura rozpylonej strugi paliwa

wtryskowymi rozdzielaczowymi i rzędownymi ograniczone są możliwości sterowania wtryskiem paliwa. Do komory spalania doprowadzona jest bowiem cała dawka paliwa jako wtrysk główny, bez wtrysku wstępnego (pilotującego) i dotrysku paliwa co wpływa na przebieg procesu kinetycznego i dyfuzyjnego spalania mieszanki paliwowo-powietrznej. W układach common rail wtrysk paliwa może następować niezależnie od położenia wału korbowego a to umożliwia:

- zaprogramowanie dowolnego ciśnienia i czasu wtrysku przy różnych prędkościach obrotowych i obciążeniach silnika;
- kształtowanie czasowej charakterystyki wtrysku oraz doboru początku wtrysku;
- dokonanie wtrysku małej, pilotującej dawki paliwa;
- dotrysk małej dawki paliwa;
- dobór odstępów czasowych między końcem wtrysku pilotującego, a początkiem wtrysku głównego oraz końcem wtrysku głównego i początkiem dotrysku;
- zapewnienie powtarzalności wszystkich parametrów przebiegu wtrysku [4].

3. Procesy tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej, jej zapłonu i spalania w silniku o ZS

Procesy wtrysku paliwa, tworzenia mieszaniny paliwa i powietrza jej zapłonu oraz spalania są złożonymi, powtarzającymi się okresowo szybkozmiennymi procesami zależnymi od wielu parametrów fizykochemicznych paliwa zachodzącymi w komorze spalania silnika o zapłonie samoczynnym. Struga rozpylonego paliwa odparowuje i miesza się z powietrzem sprężonym w komorze spalania tworząc mieszaninę paliwowo-powietrzną. Parametry rozpylonej strugi paliwa można podzielić na makroparametry zewnętrzne (makrostrukturę strugi) i mikroparametry wewnętrzne (mikrostrukturę strugi) [5, 6].

Na rysunku 4 przedstawiono makrostrukturę rozpylonej strugi paliwa [7].

Jakość rozpylenia i makrostrukturę rozpylonej strugi paliwa określają następujące trzy parametry fizyczne [7, 8]:

- zasięg czoła strugi rozpylonego paliwa (penetracja strugi);
- kąt wierzchołkowy strugi (Θ);
- zasięg rozpadu strugi paliwa pierwotny i wtórny.

Podstawowym parametrem charakteryzującym mikrostrukturę rozpylonego strumienia paliwa jest widmo rozpylenia czyli rozkład kropeł według średnic i prędkości w strudze. [4, 9, 10].

Dla potrzeb analizy tworzenia strugi paliwa najczęściej stosuje się pomiar średniej objętościowo-powierzchniowej średnicy kropeł Sautera (oznaczane jako d_{32} lub d_{SMD}) czyli średnicy zastępczej, którą miałyby hipotetyczne krople jednakowego wymiaru gdyby ich całkowita powierzchnia

- fuel spray front penetration;
- vertical angle of the fuel spray (Θ);
- the primary and the secondary range of the fuel spray decomposition.

A fundamental parameter characterizing the microstructure of the atomized fuel spray is the spectrum of the atomization i.e. the diameter and velocity based distribution of the droplets in the spray. [4, 9, 10].

For the purpose of the analysis of the fuel spray formation the most frequently applied measurement is that of volumetrically averaged Sauter surface diameter (marked d_{32} or d_{SMD}) – a replacement diameter that hypothetical droplets of the same size would have if their total area and total volume were the same as in an actual droplet of a non-spherical shape [10, 11].

An average diameter of a droplet of an atomized fuel spray is a function of four Weber's Laplace's or Ohnesorge's similarity numbers and the ratio of the density and dynamic viscosity of the gaseous medium (air charge) [11, 12, 13].

The parameters defining the macrostructure of the fuel spray (fuel spray penetration, fuel spray vertical angle, primary and secondary range of fuel spray decomposition) and the microstructure of the atomized fuel spray (distribution of the fuel droplet velocity in the fuel spray and the distribution of average droplet diameters) are tightly related to one another and significantly influence the preparation of an appropriate composition of the mixture defined by the excess air coefficient λ or the coefficient of stoichiometry ϕ [14, 15].

An optimum course of the combustion process in a diesel engine according to Hiroyasu i Arai [16] depends on many factors, the most significant of which are:

- the design of the engine intake system, combustion chamber,

i całkowita objętość były takie same jak rzeczywistej kropli o kształcie niekulistym. [10, 11].

Średnia średnica kropli rozpylonego paliwa jest funkcja czterech liczb podobieństwa Webera, Laplace'a lub Ohnesorge'a oraz stosunku gęstości i lepkości dynamicznej paliwa do gęstości i lepkości dynamicznej ośrodka gazowego (ładunku powietrza) [11, 12, 13].

Parametry określające makrostrukturę strugi paliwa (penetracja strugi, kąt wierzchołkowy strugi, zasięg rozpadu pierwotny i wtórny strugi) i mikrostrukturę rozpylonej strugi paliwa (rozkład prędkości kropeł w strudze i rozkład średnic średnic kropeł paliwa) są ze sobą ściśle powiązane i w sposób istotny wpływają na przygotowanie należytego składu mieszanki paliwowo-powietrznej określonej współczynnikiem nadmiaru powietrza λ lub współczynnikiem stechiometrii ϕ [14, 15].

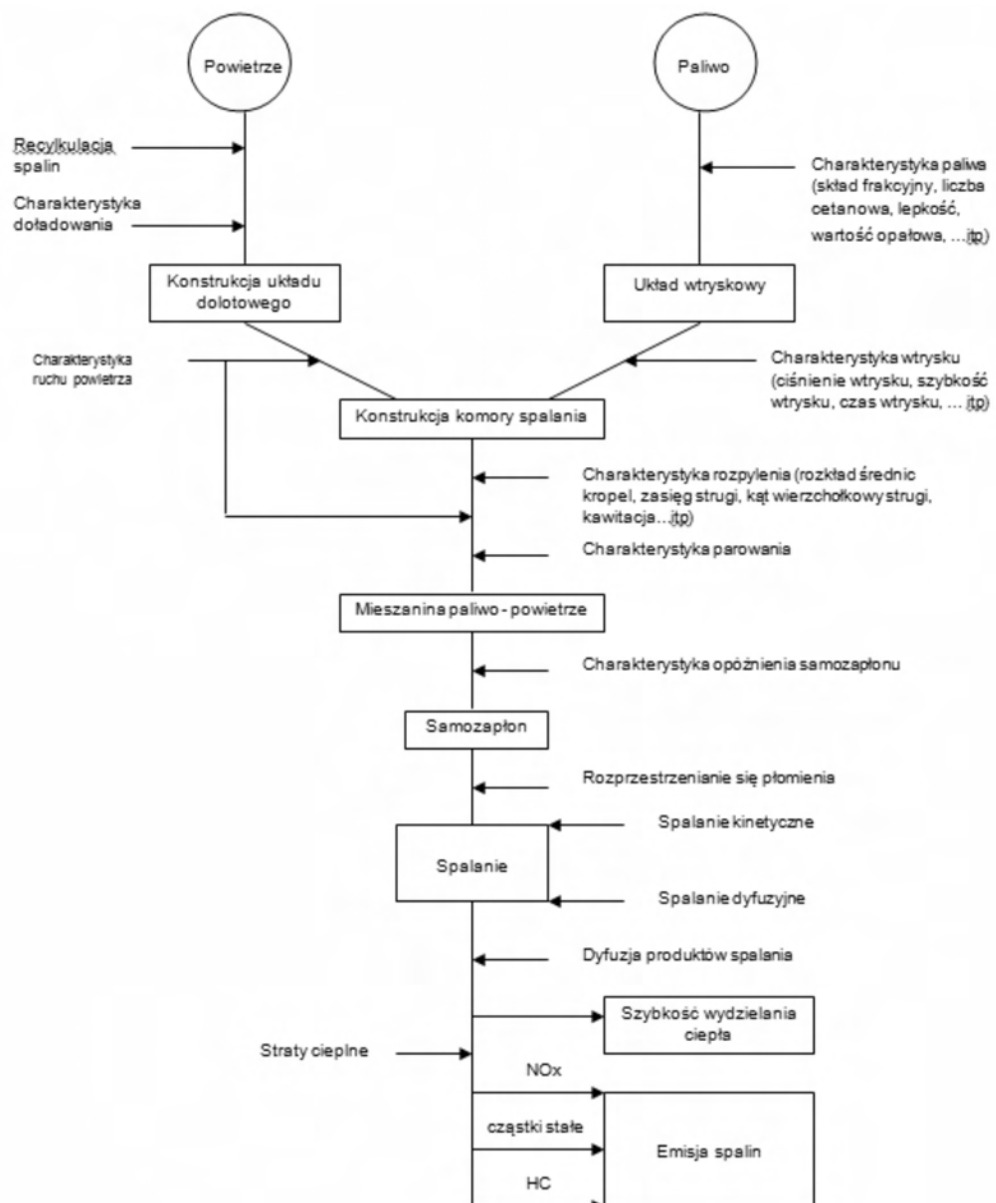


Fig. 5. Schematics of the process of diesel fuel combustion based on [16]
Rys. 5. Schemat procesu spalania oleju napędowego na podstawie [16]

injection system, types of injectors, exhaust gas recirculation and supercharging characteristics;

- the characteristics of the injection and atomization including the injection pressure, injection duration, injection velocity, fuel spray penetration, fuel spray vertical angle, distribution of the average Sauter diameter of the droplets, cavitation;
- the physical and chemical properties of fuel i.e. density, viscosity, fractional composition, cetane number, lubricity and many other important parameters influencing the injection process, the air-fuel mixture formation and the combustion.

Figure 5 presents schematics of the process of diesel fuel combustion including the process of injection, air-fuel mixture formation, self-ignition and combustion in a diesel engine [16].

4. The influence of the phases of the process of injected diesel fuel spray as a function of the crankshaft angle on the exhaust emissions of NO_x and PM

Figure 6 presents the process of the injected diesel fuel spray in a direct injected diesel engine with the phases of the combustion process (as a function of the crankshaft angle) responsible for the for controlling the emissions of NO_x and PM [17, 18].

The time from the moment of the fuel injection until the onset of combustion (self-ignition delay) depends on the physical and chemical properties of the diesel fuel such as viscosity, evaporation rate, and fractional composition. The process of kinetic combustion of the diesel fuel injected to the combustion chamber during the time of self-ignition delay is related to the lack of time for mixing of the fuel with air. The consequence is a formation of local zones of high excess air coefficient, which reduces the emission of PM, carbon monoxide and unburned hydrocarbons. The ignition of the air-fuel mixture results in a dynamic combustion with a high velocity, an increase in the pressure and temperature in the combustion chamber but it leads to a formation of nitric oxides and generates noise. After the period of kinetic combustion diffusive combustion takes place. The process of heat release rate during diffusive combustion depends mainly on the intensity of the formation of the air-fuel mixture that is influenced by cavitation, diffusive processes, turbulence and the physico-chemical properties of the fuel [19].

Figure 7 presents a conceptual model of the mechanism of a fuel spray combustion in a diesel engine developed by Dec using optical and laser

Optymalny przebieg procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym według Hiroyasu i Arai [16] zależy od wielu istotnych czynników z których najważniejsze to:

- konstrukcja układu dolotowego i komory spalania silnika, układu wtryskowego i rodzaj wtryskiwacza, recyrkulacja spalin i charakterystyka doładowania;
- charakterystyka wtrysku i rozpylenia w tym ciśnienie wtrysku, czas wtrysku, szybkość wtrysku, zasięg strugi paliwa, kąt wierzchołkowy strugi, rozkład średniej średnicy kropeł Sautera, kawitacja;
- właściwości fizykochemicznych paliwa czyli lepkość, gęstość, skład frakcyjny, liczba cetanowa, smarność i wiele innych istotnych parametrów mających wpływ na proces wtrysku, tworzenia mieszanki paliwowo - powietrznej oraz proces spalania.

Na rysunku 5 przedstawiono schematycznie proces spalania oleju napędowego obejmujący proces wtrysku paliwa, tworzenia mieszaniny paliwo-powietrze, samozapłonu i spalania w silniku o zapłonie samoczynnym [16].

4. Wpływ faz procesu wtrysniętej strugi ON w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika w kształtowaniu emisji NO_x i PM

Na rysunku 6 przedstawiono przebieg procesu wtrysniętej strugi oleju napędowego w silniku o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem z zaznaczeniem faz procesu spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego odpowiedzialnych za kontrolę emisji NO_x i PM [17, 18].

Czas od chwili wtrysku paliwa do rozpoczęcia spalania (opóźnienie samozapłonu) zależy od właściwości fizykochemicznych oleju napędowego, lepkości, zdolności do

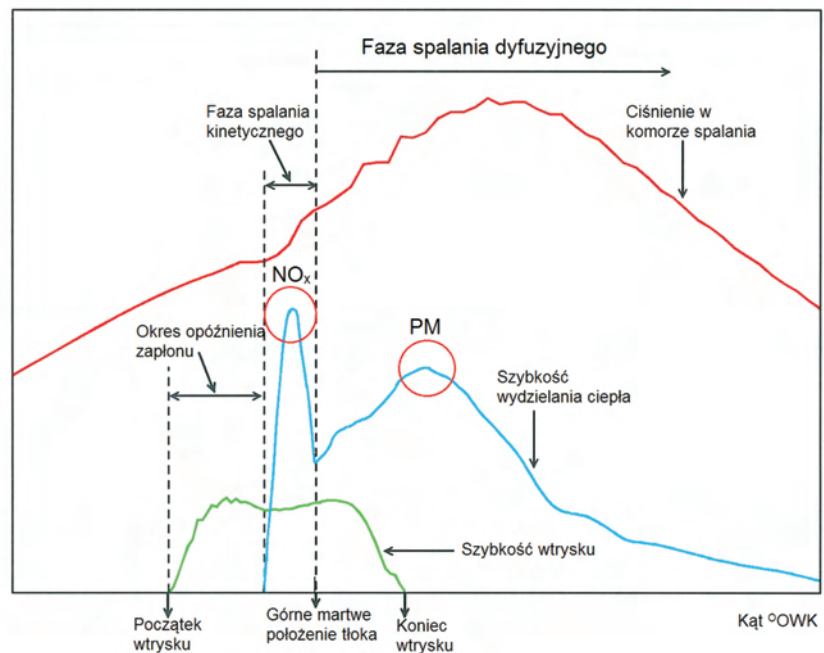


Fig. 6. The process of the injected diesel fuel spray in a diesel engine with the phases of the combustion process responsible for controlling the emissions of NO_x and PM

Rys. 6. Przebieg procesu wtrysniętej strugi oleju napędowego w silniku o zapłonie samoczynnym z zaznaczeniem faz spalania odpowiedzialnych za kontrolę emisji NO_x i PM

techniques. It illustrates the development of the combustion process of a fuel spray in the form of a sequence of phenomena starting from the injection of fuel until its completion,

odparowania, składu frakcyjnego paliwa. Proces spalania kinetycznego oleju napędowego wtrysniętego do komory spalania w czasie okresu opóźnienia samozapłonu związany jest z brakiem czasu na wymieszanie paliwa z powietrzem. Konsekwencją tego jest powstawanie lokalnych stref z dużymi wartościami współczynnika nadmiaru powietrza co sprzyja niskiej emisji cząstek stałych, tlenku węgla i niespalonych węglowodorów. Jednocześnie zapłon mieszaniny paliwo-powietrze powoduje dynamiczny proces spalania z dużą prędkością, wzrost ciśnienia i temperatury w komorze spalania lecz generuje tworzenie tlenków azotu i emisję hałasu. Po okresie kinetycznego spalania następuje okres spalania dyfuzyjnego. Przebieg szybkości wywiązywania ciepła w okresie spalania dyfuzyjnego zależy głównie od intensywności procesu tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej, na który wpływ mają kawatacja, procesy dyfuzyjne, turbulencja oraz właściwości fizykochemiczne paliwa [19].

Przedstawiony na rysunku 7 koncepcyjny model mechanizmu spalania strugi paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym opracowany przez Deca z użyciem techniki optycznej i laserowej. Ilustruje on rozwój procesu spalania strugi paliwa w postaci sekwencji przebiegu zjawisk, począwszy od wtrysku paliwa aż do jego zakończenia w czasie mierzonym kątem obrotu wału korbowego. Początek wtrysku przyjęto za 0 °OWK, co odpowiada 11,0 °OWK przed górnym martwym położeniem tłoka (GMP). Przy kącie 1,0 °OWK po wtrysku paliwa występuje tylko ciekła struga paliwa. Przy kącie 2,0 °OWK do 3,0 °OWK po wtrysku paliwa ciekła struga paliwa osiąga maksymalny zasięg i zaczyna odparowywać. Przy kącie 4,0 °OWK po wtrysku paliwa przed ciekłą strugą tworzy się mieszanka paliwowo-powietrzna, a przy 4,5 °OWK bogata mieszanina paliwa z powietrzem, która przy ($\phi = 2-4$) tworzy wir czołowy. Przy kącie 5,0 °OWK po wtrysku paliwa, temperatura w wirze czołowym strugi i bogatej mieszanki paliwo-powietrze osiąga wartość 750 K i rozpoczyna się proces spalania kinetycznego z powstawaniem wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych (WWA) w czołowym strumieniu mieszanki. Przy kącie 6,0 °OWK po wtrysku paliwa temperatura bogatej mieszanki paliwo-powietrze wzrasta z 825 K do 1600–1700 K generując oprócz WWA cząstki stałe sadzy, tlenek węgla i niespalone węglowodory. Przy kącie 6,5 °OWK po wtrysku paliwa tworzy się turbulentny płomień dyfuzyjny na obrzeżach płonącej strugi pomiędzy częściowo utlenionymi produktami bogatej mieszanki paliwowo-powietrznej a powietrzem otaczającym, którego temperatura wynosi około 2700 K. Jednocześnie rozpoczyna się faza spalania dyfuzyjnego kontrolowanego mieszaniem oraz proces utleniania sadzy. Przy kącie 8,0 °OWK wewnątrz czołowego wiru zwiększa się koncentracja cząstek stałych sadzy, jednocześnie płomień dyfuzyjny nadal

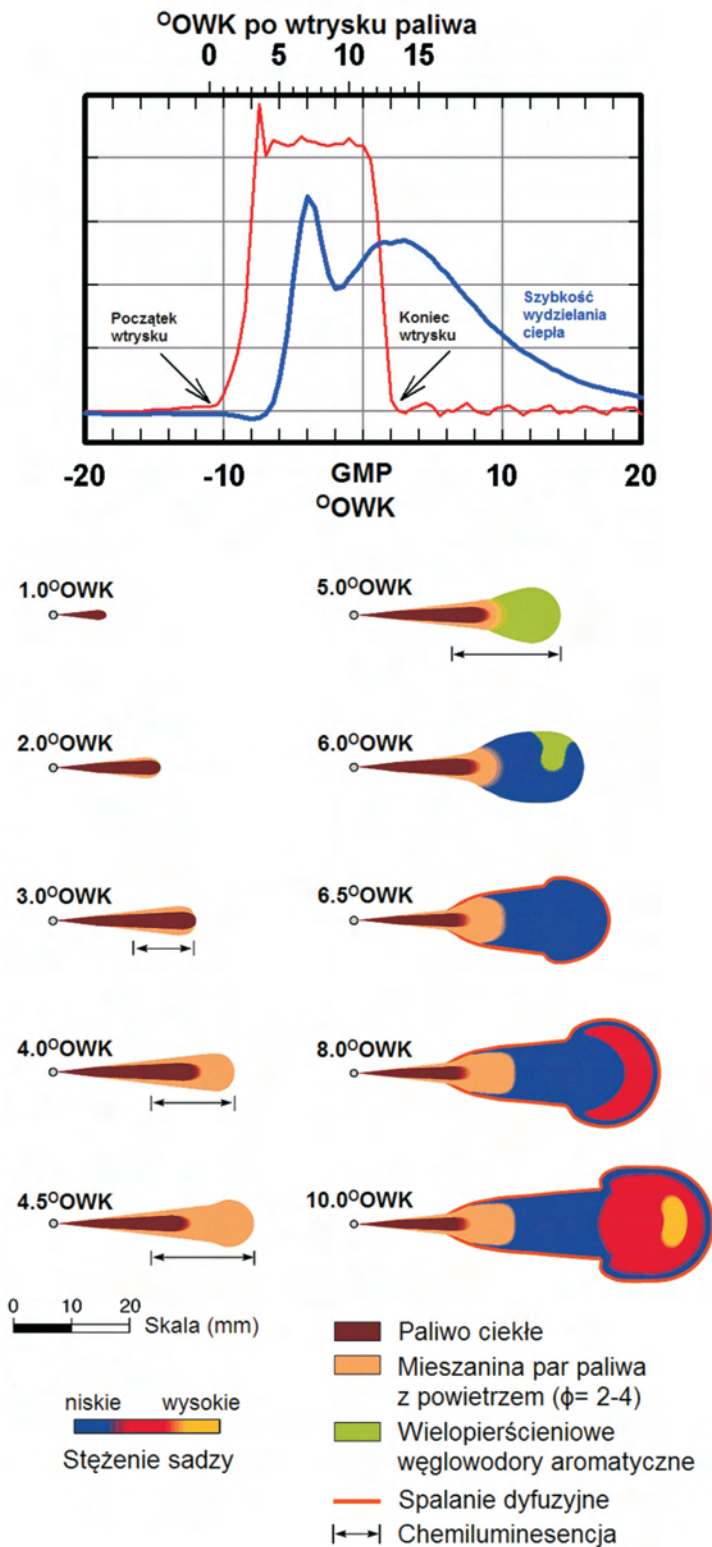


Fig. 7. Schematic diagram of fuel injection process based on the measurements using a laser technique [20]

Rys. 7. Schematyczny przebieg wtrysku paliwa na podstawie pomiarów z użyciem techniki laserowej [20]

in the time measured by the crankshaft angle. The onset of the injection was assumed at zero crankshaft angle degrees (CAD), which corresponds to 11.0 °CA before the top dead centre. At 1.0 °CA after the injection of fuel only liquid fuel spray occurs. At 2.0 °CA to 3.0 °CA after the fuel injection the fuel spray reaches its maximum penetration and begins to evaporate. At the angle of 4.0 °C.A., after the injection, before the liquid fuel spray an air-fuel mixture forms and at 4.5 °C.A. a rich air-fuel mixture is generated forming a front tumble at ($\phi = 2-4$). At the angle of 5.0 °C.A. after the injection the temperature in the front tumble of the fuel spray and its rich mixture part reaches the value of 750 K and the process of kinetic combustion begins when polycyclic aromatic hydrocarbons are formed (PAH) in the front of the mixture. At 6.0 °CA after the injection the temperature of the rich air-fuel mixture increases from 825 K to 1600–1700 K generating (beside PAH) particulate matter, carbon monoxide and unburned hydrocarbons. At 6.5 °CA after the injection a turbulent diffusive flame forms on the verge of the burning fuel spray among the partly oxidized products of the rich air-fuel mixture and the ambient air whose temperature is approximately 2700 K. At the same time the diffusive combustion phase controlled by the mixing and the process of soot oxidation is initiated. At 8.0 °CA inside the front tumble the concentration of particulate matter increases and the diffusive flame is still a thin double layer between the burning fuel spray and the high temperature ambient air. At 10.0 °CA after the injection the burning fuel spray reaches a quasi-steady state in which the front tumble formed in the front of the fuel spray increases the concentration of soot and results in its agglomeration to particles of 30 to 50 nm.

Figure 8 presents an integrated model of the process of combustion of the fuel spray starting from the fuel injection until its end with the chemical processes and temperature distribution marked [20, 21].

A detailed description of the concept model confirmed by detailed tests utilizing various techniques has been presented in [22–28].

The fuel, of the temperature of 350 K, injected into the combustion chamber mixes with hot air (950 K) and evaporates forming a rich air-fuel mixture ($\Phi = 4$). The fuel molecules are decomposed in the presence of oxygen creating free radicals OH^{*} that initiate the fuel self-ignition at a high temperature. The self-ignition of the air-fuel mixture results in an abrupt uncontrolled combustion of fuel releasing a great amount of heat in a short time. The oxygen used in this phase creates CO and the products of incomplete combustion. As a result of high temperature (1600 K) and the lack of a sufficient amount of oxygen ($\Phi = 2-3$) in the air-fuel mixture in this phase of the combustion process fuel pyrolysis takes place to saturated hydrocarbons and acetylene that are the precursors of polyacetylenes and polycyclic aromatic hydrocarbons locally forming small particles referred to as 'soot seeds' of the diameter of 1.5 to 2.0 nm [29, 30].

The products of the kinetic combustion of a rich air-fuel mixture are transported outside where, on the boundaries of the combusted fuel spray, the available oxygen forms a

jest cienką podwójną warstwą pomiędzy palącą się strugą paliwa a otaczającym ją powietrzem o wysokiej temperaturze. Przy kącie 10,0 °OWK po wtrysku paliwa płonąca struga paliwa osiąga stan quasi-ustalony, w którym utworzony w czołowej części strugi wir zwiększa stężenie cząstek sadzy jak również powoduje ich aglomerację do cząstek o średnicy 30 do 50 nm.

Rysunek 8 przedstawia zintegrowany model procesu spalania strugi paliwa począwszy od wtrysku paliwa do jego zakończenia z zaznaczeniem kinetyki zachodzących procesów chemicznych i rozkładu temperatury [20, 21].

Szczegółowy opis koncepcyjnego modelu potwierdzonego szczegółowymi badaniami z użyciem różnych technik przedstawiono w publikacjach [22–28].

Paliwo o temperaturze 350 K wtrysnięte do komory spalania, miesza się z gorącym powietrzem (950 K) i odparowuje tworząc bogatą mieszankę paliwo/powietrze ($\Phi = 4$). Cząsteczki paliwa ulegają w obecności tlenu rozkładowi generując wolne rodniki OH^{*}, które w wysokiej temperaturze inicjują samozapłon paliwa. Samozapłon mieszaniny paliwo-powietrze powoduje gwałtowne niekontrolowane spalanie paliwa wyzwalając w krótkim czasie dużą ilość ciepła. Zużyty w tej fazie spalania tlen tworzy CO i produkty niecałkowitego spalania. W wyniku wysokiej temperatury (1600 K) i braku należytej ilości tlenu ($\Phi = 2-3$) w mieszance paliwo-powietrze w tej fazie procesu spalania następuje piroliza paliwa do nienasyconych węglowodorów i acetylenu będących prekursorami poliacetylenów oraz wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych, które lokalnie tworzą małe cząstki zwane zarodkami sadzy o średnicy 1,5 do 2,0 nm [29, 30].

Produkty spalania kinetycznego bogatej mieszanki paliwo-powietrze transportowane są na zewnątrz, gdzie na

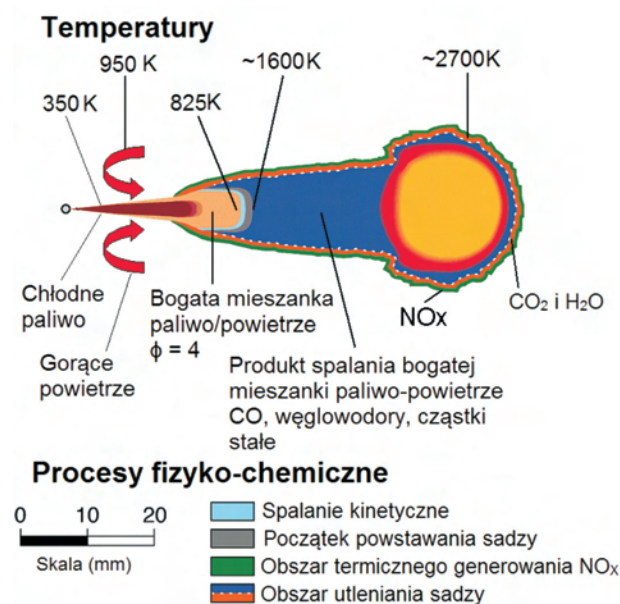


Fig. 8. The conceptual model of the process of combustion of a fuel spray in a direct injected diesel engine according to Dec and Flynn

Rys. 8. Koncepcyjny model procesu spalania strugi paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem według Dec'a i Flynn'a

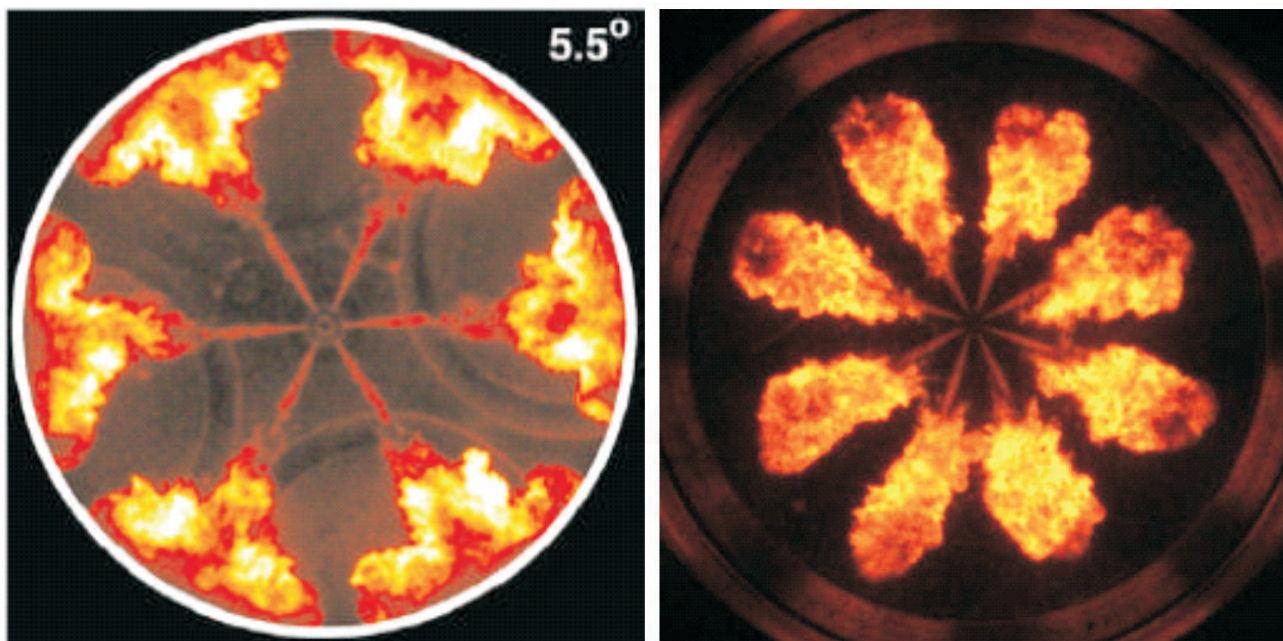


Fig. 9. The image of the flame development in a conventional direct injected diesel engine [36]

Rys. 9. Zdjęcie rozwoju płomienia w konwencjonalnym silniku o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem [36]

diffusive flame reaching the temperature of 2700 K at the stoichiometry coefficient of approximately $\Phi = 0.7-1$. The heat generated during the controlled oxidation causes a shortening of the liquid fuel spray and a shift of the flame towards the injector. The distance from the diffusive flame to the injector is called 'flame lift-off length' (FLoL) [31].

The FLoL value is responsible for supplying greater amount of oxygen to the liquid fuel spray in the air-fuel mixture under formation and influences the process of formation and oxidation of soot. The influence of the flame lift-off length on the amount of soot in direct injected diesel engines is a subject of many publications [32–35].

Figure 9 presents images of the flame development in a conventional direct injected diesel engine in the phase of kinetic combustion at the crankshaft angle of 5.5° after the injection of fuel and on the right side a diffusive flame lift-off length visible [36].

5. Conclusions

The development works conducted in the last two decades have led to a situation that the performance of diesel engines has become similar to that of spark ignition engines at still much lower fuel consumption.

One of the factors facilitating the development of diesel engines was a full exploration of the issues related to the realization of high-pressure combustion and propagation of intercooled turbocharging. A reduction in the fuel consumption and exhaust emissions was achieved, particularly in modern direct injected engines. That also includes the engine performance comparable to that of spark ignition engines.

The introduction of direct injection to the combustion chamber located in the piston allows the application of

obręczach płonącej strugi dostępny tlen tworzy płomień dyfuzyjny osiągając temperaturę 2700 K przy współczynniku stechiometrii około $\Phi = 0,7-1$. Ciepło generowane podczas kontrolowanego utleniania powoduje skrócenie strugi ciekłego paliwa i przesunięcie płomienia do wtryskiwacza. Odległość od dyfuzyjnego płomienia do wtryskiwacza nazywana jest "flame lift-off length" (FLoL) – długością oderwanego płomienia [31].

Wartość FLoL odpowiada za dostarczenie większej ilości tlenu do strugi ciekłego paliwa w tworzonej mieszance paliwowo-powietrznej oraz wpływa na proces tworzenia i utleniania sadzy. Wpływ długości oderwanego płomienia na ilość tworzonej sadzy w silnikach o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem jest przedmiotem wielu publikacji [32–35].

Na rysunku 9 przedstawiono zdjęcia rozwoju płomienia w konwencjonalnym silniku o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem w fazie spalania kinetycznego przy kącie obrotu wału korbowego $5,5^\circ$ OWK po wtrysku paliwa oraz po prawej stronie płomień dyfuzyjny z widoczną długością oderwanego płomienia [36].

5. Podsumowanie

Prowadzone w ostatnich dwóch dekadach prace rozwojowe spowodowały, że parametry techniczne silników o zapłonie samoczynnym (ZS) zbliżyły się pod względem osiągnięć do silników o zapłonie iskrowym (ZI), przy wciąż znacznie mniejszym zużyciu paliwa.

Jednym z czynników sprzyjających rozwojowi silników o ZS było opanowanie problemów związanych z realizacją wysokociśnieniowego wtrysku, a także upowszechnienie turbodoładowania z jednoczesnym chłodzeniem powietrza doładowującego. Uzyskano dzięki temu zmniejszenie zużycia paliwa i ograniczenie emisji związków toksycznych,

multi-hole injectors (common rail or unit injectors) thanks to which the fuel is better distributed in the combustion chamber.

The course of the combustion was modified by an introduction of piezoelectric injectors changing the diameter of the injection nozzles (from 0.123 mm to 0.117 mm) and a reduction of their length to 0.85 mm at an increase of the injection pressure in the whole range of engine operation. In this way a better fuel atomization was obtained and the fuel spray penetration was increased while the possibility of injector coking was reduced.

To sum up, the optimum course of the combustion in a diesel engine depends on many factors such as:

- the design of the intake system and the combustion chamber;
- the design of the injection system and the type of injector;
- the characteristics of turbocharging, exhaust gas recirculation, the characteristics of the injection and atomization including injection pressure, duration of the injection, velocity of the injection, fuel spray penetration, vertical angle of the fuel spray, distribution of the Sauter droplet diameter and cavitation;
- the physical and chemical properties of the fuel i.e. viscosity, density, fractional composition, cetane number, lubricity and thermo-oxidation stability.

The paper was developed on the basis of the results of a statutory work at the Chair of Fuel Technology, task number 11.11.210.213.

zwłaszcza w nowoczesnych jednostkach napędowych z wtryskiem bezpośrednim oraz dynamikę porównywalną z silnikami o zapłonie iskrowym.

Wprowadzenie bezpośredniego, centralnego wtrysku do komory spalania ukształtowanej w denku tłoka, pozwala na zastosowanie wtryskiwaczy wielootworowych (typu common rail lub pompowtryskiwaczy) dzięki którym lepiej rozprzodowane jest paliwo we wnętrzu komory spalania.

Przebieg spalania zmodyfikowano przez wprowadzenie piezoelektrycznych wtryskiwaczy zmieniając średnicę otworków rozpylaczy (z średnicy 0,123 mm na 0,117 mm) i zmniejszenie ich długości do 0,85 mm przy jednoczesnym zwiększeniu ciśnienia wtrysku paliwa w całym zakresie pracy silnika. W ten sposób uzyskano lepsze rozpylenie paliwa oraz zwiększono zasięg strugi i zmniejszono możliwość koksowania paliwa na powierzchni rozpylacza.

Reasumując optymalny przebieg procesu spalania w silniku o ZS zależy od wielu czynników, jak:

- konstrukcji układu dolotowego i komory spalania;
- rozwiązania konstrukcyjnego układu wtryskowego i rodzaju wtryskiwacza;
- recyrkulacji spalin i charakterystyki doładowania;
- charakterystyki wtrysku i rozpylania, w tym ciśnienia wtrysku, czasu wtrysku; szybkości wtrysku, zasięgu strugi paliwa, kąta wierzchołkowego strugi, rozkładu średniej średnicy kropel Sautera, kawitacji;
- właściwości fizykochemicznych paliwa czyli lepkości, gęstości, składu frakcyjnego, liczby cetanowej, smarności, stabilności termooksydacyjnej.

Artykuł został opracowany w oparciu o wyniki badań pracy statutowej w Katedrze Technologii Paliw, zadanie nr 11.11.210.213.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

NO _x	Nitrogen oxide/tlenki azotu	FLoL	flame lift-off length/długość oderwanego płomienia
°OWK	crankshaft angle/kąt obrotu wału korbowego silnika	CO ₂	carbon dioxide/dwutlenek węgla
PM	Particulate Matter/cząstki stałe	CO	carbon monoxide/tlenek węgla
WWA	polycyclic aromatic hydrocarbons/wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne	ZS	compression ignition engine/silnik o zapłonie samoczynnym
		ZI	spark ignition engine/silnik o zapłonie iskrowym

Bibliography/Literatura

- [1] Stanik W., Jakóbiec J.: Proekologiczny rozwój technologii silników o zapłonie samoczynnym. *Autobusy-Technika-Exploatacja-Systemy transportowe*, Nr 7–8, str. 191-196.
- [2] Rychter T., Teodorczyk A.: *Teoria silników tłokowych*. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006.
- [3] Kitchen T.: Welcome to a technical overview of common rail diesel fuel systems.
- [4] Jankowski A., Sęczyk J., Zbierski K.: Badania strugi paliwa rozpylanej przez układ wtryskowy common rail. *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, Vol. 7, No 1-2, 228-236, 2000.
- [5] Vekoeven D., Vanhemelryck J.L., Bavitanol T.: Macroscopic and ignition characteristics of high-pressure sprays of single-component fuels. SAE Paper 981069, 1998.
- [6] Lai M.C., Wang T.C., Xie X.: Microscopic characterization of diesel sprays at VCO nozzle exit. SAE Paper 982542, 1998.
- [7] Merker G.P., Schwarz C., Stiesch G., Otto F.: *Simulating combustion, simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006.
- [8] Idzior M., Lijewski P.: Możliwości określenia jakości rozpylenia paliwa przez wtryskiwacze silników ZS metodą badania

- parametrów strugi rozpylonego paliwa. Journal of KONES Internal Combustion Engines No 3–4, pp. 104-112, 2002.
- [9] Idzior M., Karpiuk W., Borowczyk T.: Analiza wpływu temperatury biopaliw na makro- i mikrostrukturę rozpylanych strug. Postępy Nauki i Techniki nr 15, 54-64, 2012.
- [10] Ambrozik A., Kruczyński S., Jakóbiec J., Orliński S.: Wpływ zasilania silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym paliwem mineralnym i roślinnym na proces wtysku oraz rozpad strugi paliwa. Journal of KONES Powertrain and transport, Vol. 13, No. 3, pp. 21-28, 2006.
- [11] Pszczółkowski J.: Tworzenie i spalanie mieszaniny paliwa i powietrza podczas rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym. Journal of KONES Internal Combustion Engines, No 1-2, pp. 225-232, 2002.
- [12] Lotko W., Górski K.: Zasilanie silnika wysokoprężnego mieszankami ON i EETB. WNT, Warszawa 2011.
- [13] Jankowski A., Sandel A., Siemińska-Jankowska B.: Badania widma rozpylenia paliwa w systemie common rail do silników z zapłonem samoczynnym. Journal of KONES Internal Combustion Engines, No. 1-2, pp. 311-322, 2002.
- [14] Stone R.: Introduction to internal combustion engines. SAE International, Warrendale, 1999.
- [15] Heywood J.B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, New York, 1988.
- [16] Hiroyasu H., Arai M.: Structures of fuel sprays in diesel engines. SAE Paper 900475, 1990.
- [17] Lakshminarayanan P.A., Aghaw Y.V.: Modeling diesel combustion. Springer Dordrecht, Heidelberg, London, New York, 2010.
- [18] Baumgarten C.: Mixture formation in internal combustion engines. Springer, Berlin, Heidelberg 2006.
- [19] Kuszewski H., Lejda K.: Wybrane metody ograniczenia toksyczności spalin silnika ZS w aspekcie limitów emisyjnych. Journal of KONES Powertrain and Transport Vol. 13, No. 1, pp. 279-287.
- [20] Flynn P.F., Dec J.E., Westbrook Ch.K.: Diesel combustion: an integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation. SAE Paper 1999-01-0509, 1999.
- [21] Dec J.E.: Soot distribution a DI diesel engine using 2-D imaging of laser induced incandescence, elastic scattering and flame luminosity. SAE Paper 920115, 1992.
- [22] Kamimoto T., Bae M.H.: High combustion temperature for the reduction of particulate in diesel engine. SAE Paper 880423, 1988.
- [23] Dec J.E.: Advanced compression-ignition engines – understanding the in-cylinder process. Proceedings of the Combustion Institute, 32, 2727-2742, 2009.
- [24] Kitamura T., Ito T.: Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ratio and temperature on soot particle formation. International Journal of Engine Research 3(4), 223-248, 2002.
- [25] Espey C., Dec J.E.: Diesel engine combustion studies in a newly designed optical – access engine using high-speed visualization and 2-D laser imaging. SAE Paper 930971, 1993.
- [26] J.E. Dec, R.E. Canaan: PLIF imaging of NO formation in a DI diesel engine. SAE Paper 980147.
- [27] Dec J.E., Espey C.: Chemiluminescence imaging of autoignition in a DI diesel engine, SAE Paper 982685, 1998.
- [28] Dec J.E., Kelly-Zion P.L.: The effects of injection timing and diluent addition on late-combustion soot burnout in a DI diesel engine based on simultaneous 2-D imaging of OH and soot. SAE Paper 2000-01-0238, 2000.
- [29] Tree D.R., Svensson K.I.: Soot processes in compression ignition engines. Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 33, pp. 272-309, 2007.
- [30] Kennedy I.M.: Models of soot formation and oxidation, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 23, pp. 95-132, 1997.
- [31] Siebers D.L., Higgins B.: Flame lift-off on direct injection diesel sprays under quiescent conditions. SAE Paper 2001-01-0530, 2001.
- [32] Czerwiński J., Zimmerli Y., Neubert T., A. Heitzer, Kaspar M.: Injection, combustion and (nano) particle emissions of a modern HD-diesel engine with GTL, RME and ROR. SAE Paper 2007-01-2015, 2007.
- [33] Person H., Andersson O., Engel R.: Fuel effects on flame lift-off under diesel conditions. Combustion and Flame, Vol. 158, pp. 91-97, 2011.
- [34] Donkerbroek A.J., Boot M.D., Luijten C.C.M., Dam N.J., Meulen J.J.: Flame lift-off length and soot production of oxygenated fuels in relation with ignition delay in DI heavy-duty diesel engine. Combustion and Flame, Vol. 158, pp. 525-538, 2011.
- [35] Wang X., Huang Z., Kuti O.A., Zhang W., Nishida K.: An experimental investigation on spray, ignition and combustion characteristics of biodiesel. Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 33, pp. 2071-2077, 2011.
- [36] Merker G.M., Schwarz Ch., Teichmen R.: Combustion engines development: mixture formation, combustion, emissions and simulation. Springer 2012.

Stanik Winicjusz, MSc., Oil and Gas Institute, Kraków.

Mgr Winicjusz Stanik – Instytut Nafty i Gazu, Kraków.

e-mail: stanik@inig.pl



Jakóbiec Janusz, DSc., DEng. – Professor, Faculty of Energy and Fuels, AGH University of Science and Technology at Kraków.

Prof. nadzw. dr hab. inż. Janusz Jakóbiec – AGH-Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Energetyki i Paliw.

e-mail: jjakobie@agh.edu.pl



Wądrzyk Mariusz, MSc., Faculty of Energy and Fuels, AGH – University of Science and Technology at Kraków.

Mgr inż. Mariusz Wądrzyk, – AGH-Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Energetyki i Paliw.

e-mail: wadrzyk@agh.edu.pl



Change in parameters and injection times of a divided fuel dose

This paper presents test results of the effect of preset interval time on calculated times and parameters of fuel injection. The measurements comprised tests on the test stand with the use of an electronically controlled injection dose indicator. Division of the dose into two parts was accomplished. The fuel pressure in the rail was maintained at a constant level. A substantial change in the injection parameters was shown, such as the flow rate of fuel from the nozzle, and particularly, calculated injection times, which are always greater than the total, preset ones. For a given pressure in the rail there exists a certain limit value of the interval, for which division of the dose into parts is accomplished. The introduction of gravity centres of injection runs is proposed to evaluate the process of fuel dosage.

Keywords: diesel engine, common rail, divided dose, injection time

Zmiany parametrów i czasu wtrysku dzielonej dawki paliwa

W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu zadanego czasu przerwy na obliczone czasy i parametry wtrysku paliwa. Pomiar obejmował badania stanowiskowe na stole probierczym, z wykorzystaniem elektronicznie sterowanego indykatora dawki wtrysku. Zadawano podział dawki na dwie części. Ciśnienie paliwa w zasobniku utrzymywano na stałym poziomie. Wykazano, że w istotny sposób zmieniają się parametry wtrysku, takie jak natężenie wypływu paliwa z rozpylacza, a zwłaszcza obliczone czasy wtrysku, które są zawsze większe od całkowitych, zadanych. Dla danej wartości ciśnienia w zasobniku istnieje pewna wartość graniczna czasu przerwy, dla której jest realizowany podział dawki na części. Zaproponowano wprowadzenie środków ciężkości przebiegów wtrysku do oceny procesu dawkowania paliwa.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, common rail, dzielona dawka, czas wtrysku

1. Introduction

Ongoing efforts striving towards the construction of more perfect reciprocating automotive combustion engines result from the necessity of compliance with requirements of high efficiency, reliability, and more and more stringent regulations concerning the emission of pollutants. The last point, connected mainly with the combustion of hydrocarbon fuels, also applies to emission of carbon dioxide, directly connected with the consumption of operating fuel. In such a situation, perfection of the combustion process belongs to one from the most important directions of engine development. It involves the natural pursuit of development of more efficient and better controlled fuel supply systems. Usage of suitable control algorithms and selection of suitable injection times enable both the required parameters of engine operation to be obtained, and fulfillment of regulatory requirements concerning the cleanliness of exhaust gases.

Self-ignited combustion engines manufactured today are equipped with high pressure accumulator systems of common rail type by a large majority. The main advantages of such systems include the possibility of control of engine operation over a broad range of the operation, i.e. controlling time and pressure, as well as the form of the injection. Knowledge of the injection time is important, because during operation of the injection system, based on the value of this time, changes occur in the quantity of the fuel supplied to the combustion engine's cylinder.

Analyses of injection processes in fuel supply systems with common rail systems have shown differences between

1. Wprowadzenie

Ciągłe dążenie do konstruowania coraz doskonalszych tłokowych, samochodowych silników spalinowych jest spowodowane koniecznością zapewnienia ich wysokiej sprawności, niezawodności oraz spełnieniem przez nie coraz bardziej rygorystycznych przepisów dotyczących emisji zanieczyszczeń. To ostatnie, związane ze spalaniem zwłaszcza paliw węglowodorowych, odnosi się także do emisji dwutlenku węgla, wielkości związanej bezpośrednio z eksploatacyjnym zużyciem paliwa. W tej sytuacji jednym z najważniejszych kierunków rozwoju silników jest doskonalenie procesu spalania. Wywołuje to naturalne dążenie do opracowania coraz wydajniejszych i coraz lepiej sterowanych systemów zasilania w paliwo. Zastosowanie właściwych algorytmów sterowania oraz dobór odpowiednich czasów wtrysku, umożliwiają osiągnięcie zarówno żądanych parametrów pracy silnika, jak i spełnienie określonych prawem norm czystości spalin.

Współcześnie produkowane silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym w zdecydowanej większości są wyposażane w wysokociśnieniowe zasobnikowe układy zasilania w paliwo (common rail). Główną zaletą tych systemów jest możliwość sterowania w szerokim zakresie pracy silnika zarówno czasem i ciśnieniem, jak i formą wtrysku. Znajomość czasu wtrysku jest ważna, ponieważ podczas pracy układu wtryskowego w oparciu o wartości tej wielkości następuje zmiana ilości paliwa doprowadzanego do cylindra silnika spalinowego.

Analizy procesów wtrysku realizowanych przez zasobnikowe układy zasilania wykazały różnice, między czasami

the time of injection as preset by controller, and the time of injection accomplished in reality by the injection system. In the work presented in this paper, an attempt was undertaken to assess the change of the time and injection parameters of a divided fuel dose, as a function of preset times of the interval at fixed pressure in the common rail.

The present paper is the third publication dealing with analysis of multipart dose injection of fuel. In the first paper [1], characteristic injection times as a function of parameters of the injection system's operation are presented injection times, while in the second publication controlled injection times and times of lift of the nozzle's needle are discussed injection times [2].

2. Scope of the analysis

At steady pressure values in the common rail, injection times determine the quantity of injected fuel and the form of the injection.

Values of the time input to the read-only memory of the control module of the engine, or to the operational memory of the research controller are called injection times. In considerations of this topic the term "calculated times" has also been introduced. The calculated times should be understood as times of injection of individual parts of the dose and times of the interval between injections, determined on the base of pressure increments in the injection dose indicator and calculated injection runs. To do this, it is necessary to make use of dependencies resulting from an equation of conservation of mass, to carry out an approximation of the measured runs, and to consider changes of the parameters of the injected fuel. Hence, these are not directly obtained times, for instance during measurements of lift of the needle; these are obtained indirectly, on the base of recalculations, taking into consideration additional values. In such a way injection runs are determined, while the injection time and characteristic parameters of the flow of fuel from the injector directly result from the run. Calculated injection times constitute the response of the system to the preset times.

Based on the above, it is possible to determine relations between preset, electric control runs of the injectors in the fuel supply system and calculated injection times, which reflect changes in the fuel stream supplied to a cylinder of the engine. They are useful during optimization of the combustion process in cases where different forms of injection are used, and hence in a situation of fuel supply with divided injection doses.

The substantial role of the interval time has already been confirmed during earlier investigations accomplished with participation of the authors, performed on test stands and engine dynos [6]. In the case of multiphase injection, a distinct dependency of the size of supplied fuel dose on the interval time was recorded. The total dose of supplied fuel changed together with growth of the interval between the parts of the dose. It is an important issue, because it inhibits the possibilities of correctly shaping the operational parameters of the engine. Moreover, an uncontrolled change in the quantity of supplied liquid fuel can significantly change the efficiency of the engine. In diagrams of fuel dosage a narrow

wtrysku zadawanymi za pomocą sterownika, a czasami wtrysku rzeczywiście realizowanymi przez układ wtryskowy. W pracy podjęto próbę oceny zmian czasów i parametrów wtrysku dzielonej dawki paliwa, w zależności od zadanych czasów przerwy, przy ustalonym ciśnieniu w zasobniku.

Niniejszy artykuł jest trzecią publikacją poświęconą analizie wtrysku wieloczęściowej dawki paliwa. W pierwszej [1] przedstawiono charakterystyczne czasy wtrysku w zależności od parametrów pracy układu wtryskowego, a w drugiej omówiono sterowane czasy wtrysku i czasy uniesienia iglicy [2].

2. Zakres analizy

Przy ustalonych wartościach ciśnienia w zasobniku, czasy wtrysku decydują o ilości wtryskiwanego paliwa oraz o formie wtrysku.

Te, które są wprowadzane do pamięci stałej modułu sterującego silnika lub operacyjnej do badawczego sterownika nazwano zadawanymi czasami wtrysku. Do rozważań wprowadzono również pojęcie „obliczone czasy”. Pod tym pojęciem rozumie się czasy wtrysku poszczególnych części dawki i czasy przerw między nimi, wyznaczone w oparciu o przyrosty ciśnienia w indykatorze dawki wtrysku i obliczone przebiegi wtrysku. Konieczne jest przy tym wykorzystanie zależności wynikających z równania zachowania masy, przeprowadzenie aproksymacji zmierzonych przebiegów oraz uwzględnienia zmian parametrów wtryskiwanego paliwa. Nie są to zatem czasy uzyskane w sposób bezpośredni, na przykład przez pomiar wzniosu iglicy, a w sposób pośredni, w oparciu o przeliczenia z uwzględnieniem dodatkowych wielkości. W ten sposób zostają wyznaczone przebiegi wtrysku, a z nich wprost wynikają czasy wtrysku i charakterystyczne parametry wpływu paliwa z wtryskiwacza. Obliczone czasy wtrysku są odpowiedzią układu na zadane czasy.

W oparciu o powyższe jest możliwe określenie relacji między zadawanymi, elektrycznymi przebiegami sterującymi wtryskiwaczami układu zasilania, a obliczonymi czasami wtrysku, które odzwierciedlają zmiany strumienia paliwa podawanego do cylindra silnika. Są one przydatne przy optymalizacji procesu spalania w przypadkach stosowania różnych form wtrysku, a więc tam gdzie są podawane dzielone dawki wtrysku.

Istotną rolę czasu przerwy stwierdzono już podczas wcześniejszych badań będących udziałem autorów, a prowadzonych na silnikowych i bezsilnikowych stanowiskach [6]. Przy stosowaniu wielofazowego wtrysku, odnotowano wyraźną zależność wielkości podawanej dawki paliwa od czasu przerwy. W miarę wzrostu czasu przerwy między częściami dawki, zmieniała się całkowita podawana dawka paliwa. Jest to ważne zagadnienie, bowiem utrudnia możliwości właściwego kształtowania parametrów pracy silnika. Ponadto niekontrolowana zmiana ilości podawanego ciekłego paliwa może w istotny sposób zmienić sprawność silnika. Na wykresach dawkowania daje się zauważyć wąski przedział (około 40 μ s) wartości czasu przerwy w którym, po wzroście, następuje zmniejszanie sumarycznego dawkowania. Jest to wielkość charakterystyczna dla każdego typu wtryskiwacza i nazwano ją „czasem reakcji”.

range (of about 40 μs) of the interval time value can be seen, in which after an increase in the time a reduction of the total dosage occurs. This is a characteristic feature of any type of injector, and is known as the “time of reaction”.

Due to the above, and with reference to earlier measurements, investigations of the effect of the preset interval time on calculated times and parameters of fuel injection were performed. The measurements consisted of stand tests on a test bench, using an electronically controlled fuel dose indicator [3, 5]. Calculated injection times were determined on the basis of voltage runs in a piezo quartz pressure pick-up of type GU-21D made by the firm AVL, incorporated into the indicator’s chamber. The runs were measured at the inlet to the device, with the use of a Tektronix TDS-3014 digital oscilloscope. The runs constituted the basis for determining calculated injection times and characteristic values connected with the injection run of a divided dose.

Analyses were performed for a series of measurements with preset division of the dose into two parts. In all cases, constant values of preset time of opening of the injector (the first part 262 μs , the second part 464 μs) were assumed, while one measured preset times of the interval – from 200 μs to 377 μs . The last value concerns the case when distinct division of the dose into two parts was obtained. The pressure of the fuel in the rail was maintained at the level of 70 MPa.

3. Analysis of parameters and injection times

In Figure 1, depending on the preset interval time, compiled runs of injection calculated for measured cases of the measurement are shown, with times of the duration of the injection marked. In Table 1 their synthetic descriptions are listed, comprising the times of the interval, the calculated injection time, the fuel dose, the form of the injection, and the maximum value of the fuel flow rate from the nozzle, as well as the time taken to reach this maximum value. In turn, in Fig. 2 all the curves of the fuel flow rate from the nozzle are collated, starting from the first (undivided), to the final

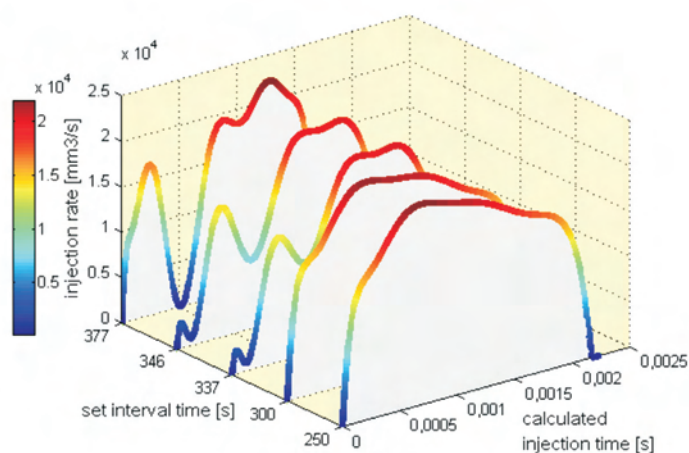


Fig. 1. Injection rates of a two-part dose as a function of the preset interval time

Rys. 1. Przebiegi wtrysku dwuczęściowej dawki w zależności od zadanego czasu przerwy

W związku z powyższym i w nawiązaniu do wcześniejszych pomiarów, przeprowadzono badania wpływu zadanego czasu przerwy na obliczone czasy i parametry wtrysku paliwa. Pomiar obejmował badania stanowiskowe na stole probierczym, z wykorzystaniem elektronicznie sterowanego indykatora dawki wtrysku [3, 5]. Obliczane czasy wtrysku wyznaczano w oparciu o przebiegi zmian napięcia piezokwarcowego czujnika ciśnienia GU-21D firmy AVL, umieszczonego w komorze indykatora. Przebiegi mierzono na wyjściu z urządzenia, za pomocą oscyloskopu cyfrowego Tektronix TDS-3014. Stanowiły one podstawę do wyznaczenia obliczonych czasów wtrysku oraz charakterystycznych wielkości związanych z przebiegiem wtrysku dzielonej dawki.

Rozważania przeprowadzono dla serii pomiarów, podczas której zadawano podział dawki na dwie części. We wszystkich przypadkach przyjęto stałe wartości zadawanych czasów otwarcia wtryskiwacza (pierwsza część 262 μs , druga 464 μs), natomiast zmieniano zadawane czasy przerw – od 200 μs do 377 μs . Ta ostatnia wartość dotyczy przypadku, dla którego uzyskano wyraźny podział dawki na dwie części. Ciśnienie paliwa w zasobniku utrzymywano na poziomie 70 MPa.

3. Analiza parametrów i czasów wtrysku

Na rysunku 1, w zależności od zadanego czasu przerwy, zestawiono przebiegi wtrysku obliczone dla zmierzonych przypadków pomiarowych, z zaznaczonymi czasami trwania wtrysku. W tabelicy 1 przygotowano ich syntetyczne opisy, obejmujące czas przerwy, obliczony czas wtrysku, dawkę paliwa, formę wtrysku oraz maksymalną wartość natężenia wypływu paliwa z rozpylacza i czas po którym została osiągnięta. Z kolei na rys. 2 zestawiono wszystkie krzywe natężenia wypływu paliwa z rozpylacza, od pierwszej, jednocześnie, do ostatecznej, już z podziałem na części.

Z przedstawionych przebiegów natężenia wypływu paliwa z rozpylacza wynika, że zadane czasy przerwy między kolejnymi częściami dawki mniejsze od 300 μs nie zmieniają charakteru wtrysku, lecz nieznacznie zwiększają czas trwania wtrysku. W ten sposób, przy praktycznie niezmiennym (zwłaszcza w obszarze maksymalnych wartości) natężeniu wypływu paliwa z rozpylacza, zmniejsza się ilość podawanego paliwa. Należy wyraźnie podkreślić, że niniejsze rozważania dotyczą wartości czasów przerwy większych od czasu reakcji wtryskiwacza, a więc obszaru, w którym następuje zmniejszanie dawkowania. Istotne zmiany przebiegu wtrysku są widoczne dopiero dla czasów przerwy większych od 377 μs . Tu, przy dalszym zmniejszaniu czasu wtrysku następuje zmniejszanie maksymalnych wartości oraz wyraźna zmiana charakteru przebiegu. Występuje lokalne minimum, które jest odzwierciedleniem zadanego czasu przerwy i pogłębia się z jego wzrostem. Ta forma podawania paliwa znakomicie ilustruje przewagę zasobnikowego układu zasilania nad innymi, wcześniej stosowanymi. Możliwość zmiany strumienia dopro-

Table 1. Injection rates for constant rail pressure and variable preset interval time
 Tab. 1. Przebiegi wtrysku dla stałej wartości ciśnienia paliwa w zasobniku i zmiennych wartości czasu przerwy

	<p>preset injection time 250 μs, calculated, total injection time 2073 μs, fuel dose 35.4 mg/inj, undivided fuel dose, maximum value of injection rate: 22090 mm³/s at 636.8 μs.</p>
	<p>preset injection time 300 μs, calculated, total injection time 2002 μs, fuel dose 33.32 mg/inj, undivided fuel dose, maximum value of injection rate: 21680 mm³/s at 636.4 μs.</p>
	<p>preset injection time 337 μs calculated, total injection time 1922 μs, fuel dose: 24.32 mg/inj undivided fuel dose, maximum value of injection rate: 20190 mm³/s at 1050 μs.</p>
	<p>preset injection time 346 μs, calculated, total injection time 1893 μs, fuel dose: 21.76 mg/inj, undivided fuel dose, maximum value of injection rate: 20170 mm³/s at 1350 μs.</p>
	<p>preset injection time 377 μs, calculated, total injection time 1643 μs: first part 490.8 μs, second part 1643.6 μs, divided fuel dose: first part 3.91 mg/inj, second part 16.77 mg/inj, maximum value of injection rate: 22120 mm³/s at 1222 μs.</p>

one, with a division into parts.

From the runs of fuel flow rate presented, it can be seen that the preset times of the interval between successive parts of the dose, where smaller than 300 μs, do not change the character of the injection, but slightly increase the time of duration injection time. In such a way, at a practically constant value of the fuel's flow rate from the nozzle (especially in area of maximum values), the quantity of fuel supplied decreases. It should be clearly emphasized that the present considerations concern values of the interval times greater than the reaction time of the injector, and hence the area in which the reduction of dosage occurs. Important changes in the injection run are visible only from times of the interval greater than 337 μs onwards. Here, reductions in the maximum values and clear

wadzanego paliwa w czasie procesu wtrysku, znacząco zwiększa możliwości kształtowania procesu wydzielania ciepła w cylindrze silnika. Można zatem bardzo dokładnie i w szerokim zakresie wpływać na wskaźniki i parametry pracy silnika.

Przy dalszym wzroście czasu przerwy sumaryczna dawka cały czas maleje. Dopiero po przekroczeniu wartości czasu przerwy równej 377 μs, zostaje zrealizowany podział dawki paliwa na części, to znaczy po podaniu pierwszej części ma miejsce zamknięcie iglicy wtryskiwacza, a po krótkiej przerwie ponowne jej uniesienie. Zwiększony udział czasu przerwy w całkowitym czasie wtrysku, powoduje znaczące zmniejszenie czasu wtrysku i jednocześnie ponowne zwiększenie maksymalnych wartości natężenia przepływu do poziomu uzyskiwanego dla najmniejszych wartości przerw. Te zmiany dobrze ilustruje rys. 3, gdzie przedstawiono je właśnie w zależności od czasu przerwy.

Próbę wyznaczenia i oceny kierunków zmian maksymalnych wartości przebiegu wtrysku przedstawiono na rys. 4. Na tle wspomnianych już maksymalnych wartości (linia czerwonego koloru), wykreślono przebiegi czasu wystąpienia maksymalnych wartości (niebieska linia) oraz szybkości osiągnięcia maksymalnych wartości (linia zielona). Przez czas wystąpienia maksymalnych wartości rozumie się wartość mierzoną od rozpoczęcia procesu wtrysku, do momentu osiągnięcia maksimum przebiegu. Te wartości rosną, a więc większe ilości energii będą dostarczane do silnika coraz później, w drugiej części procesu. Szybkości osiągnięcia maksymalnych wartości wyznaczano jako iloraz tych wartości i czasu wystąpienia maksymalnych wartości. Tutaj następuje istotne zmniejszanie wartości, co również świadczy o rosnącym udziale drugiej części dawki. Zmiany omawianych wielkości wynikają z coraz większego udziału czasu przerwy w całkowitym czasie wtrysku.

Zmiany strumienia energii dostarczanej do cylindra silnika spalinowego, związane ze zmianami czasu przerwy, można dobrze zilustrować za pomocą powierzchni, przedstawiającej zmiany natężenia wpływu paliwa z rozpylacza, rozpiętej na wartościach czasu przerwy i obliczonego czasu wtrysku (rys. 5). Przy wykorzystaniu interpolacyjnej funkcji dwóch zmiennych, istnieje możliwość wyznaczenia przebiegów wtrysku dla innych, nie objętych pomiarami, wartości czasów przerw między częściami dawki, a więc również wyznaczyć prognozowaną dawkę wtrysku dla tych pośrednich wartości. Taki sposób postępowania może znacząco skrócić i uprościć proces przygotowania algorytmów sterujących silnikiem spalinowym o zapłonie samoczynnym.

changes of character of the run occur, with a further reduction in the injection time. A distinct minimum reflecting preset interval time is present and the minimum deepens together with its growth. Such a form of fuel supply perfectly illustrates the advantage of the common rail fuel supply system over other systems, as used previously. The possibility of a change of stream of the supplied fuel during the course of the injection process considerably increases the possibilities of shaping the heat release process in the cylinder of the engine. It can be thereby possible to affect very accurately, and in a broad range, rates and parameters of engine operation.

With a further increase of the interval time, the total dose decreases all the time. Just after exceeding a value of the interval time of $377 \mu\text{s}$, division of fuel dose into parts is accomplished, i.e. after supplying the first part, closure of injector's nozzle occurs, and after a short interval, a successive lift of the nozzle occurs. An increased share of the interval time in the total injection time event results in a considerable reduction of injection time and a simultaneous repeated increase in the maximum values of the flow rate, to the level obtained in the case of the smallest values of the intervals. Such changes are well illustrated in Fig. 3, where they are presented as a function of the interval time.

An attempt to determine and assess the directions of changes of the maximum values of the injection run is presented in Fig. 4. Against a background of the maximum values mentioned earlier (red line), runs of times of the occurrence of maximum values (blue line) and rates to achieve the maximum values (green line) are plotted. As the time of occurrence of the maximum values should be understood as a value measured from the commencement of the injection process to a moment when the maximum of the run has been achieved. These values grow, and hence bigger quantities of energy will be supplied to the engine later and later, in the second part of the process. The rate to achieve the maximum value was calculated as a quotient of these values and the time of occurrence of maximal values. Here, significant decrease of the values follow, which also testifies to the growing share of the second part of the dose. Changes in the values discussed result from the increasing share of the interval time in the total injection time event.

Changes in the energy stream supplied to the cylinder of a combustion engine, connected with changes of the interval time, can be well illustrated with the use of a surface plot, representing changes in the fuel flow rate from the nozzle, extended over values of the interval time and the calculated injection time (Fig. 5). Using an interpolation function with two variables, it is possible to determine injection runs for another part, not covered by the measurements, for values of the interval times between parts of the dose, and hence, also determine the predicted dose of the injection for these intermediate values. Such a way of proceeding can substantially shorten and simplify the process of preparation of algorithms used for control of a self-ignited combustion engine.

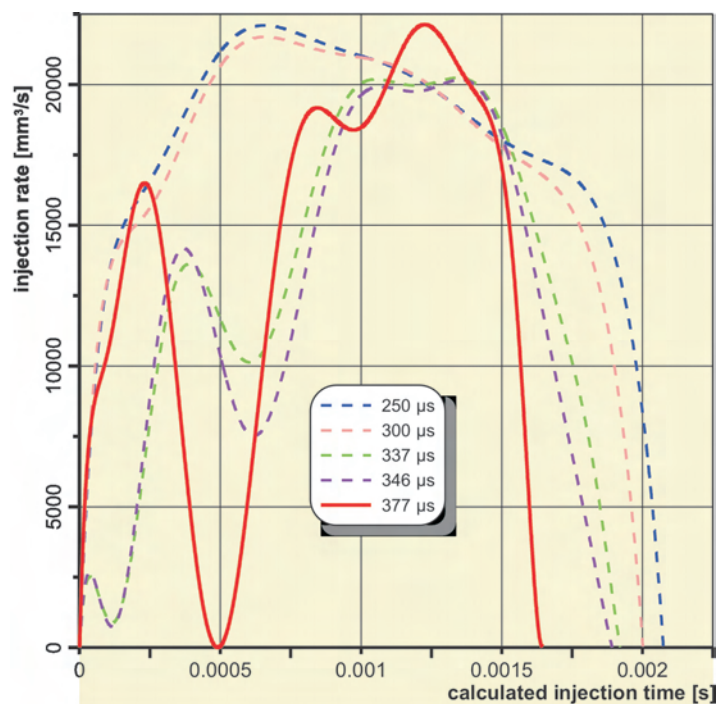


Fig. 2. Shapes of injection rate of two-part dose as a function of preset interval time

Rys. 2. Formy przebiegów wtrysku dwuczęściowej dawki w zależności od danego czasu przerwy

Inne ujęcie tego samego obszaru badawczego przedstawiono na rys. 6. Jest to widok z góry na powierzchnię utworzoną przez wartości: czas przerwy – obliczony czas wtrysku. Również i tu można w stanach pośrednich wyznaczyć czas wtrysku paliwa, ocenić formę wtrysku, czy przewidywać kierunek zmian natężenia wypływu paliwa z rozpylacza. Nie można jednak wyznaczyć przebiegów, a zatem i dawki wtrysku, co sprawia, że ta forma analizy wyników choć prostsza w przygotowaniu, ma ograniczone zastosowanie.

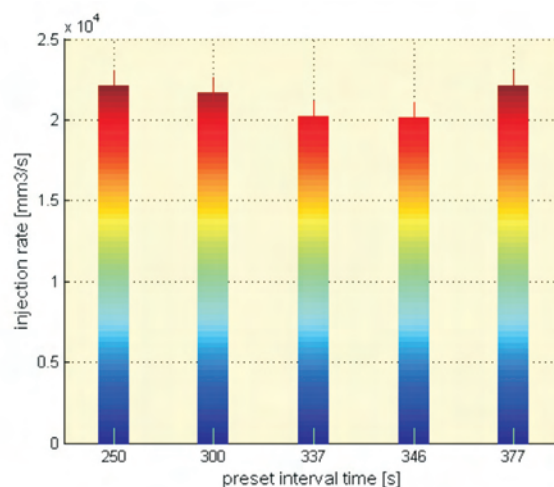


Fig. 3. Maximum value of injection rate as a function of preset injection time

Rys. 3. Zmiany maksymalnych wartości natężenia wypływu paliwa z rozpylacza w zależności od czasu przerwy

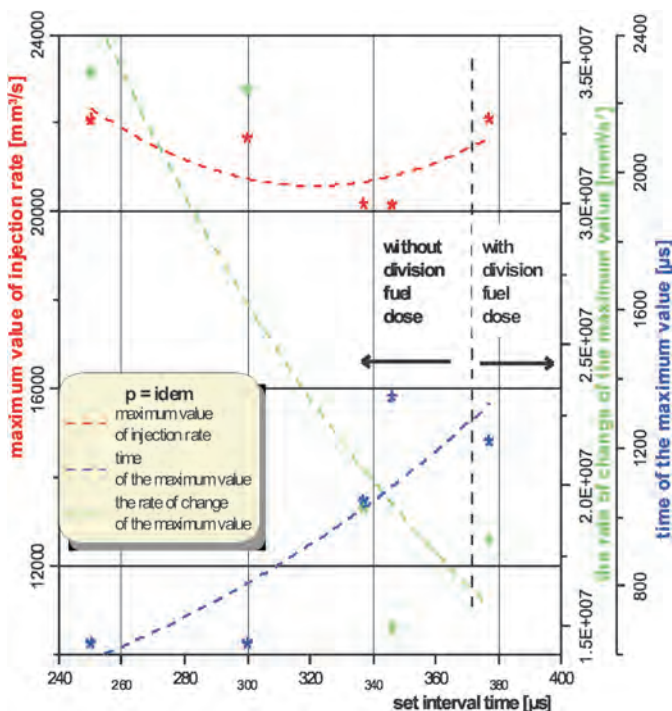


Fig. 4. Maximum value of injection rate, rate of change of the maximum value and time of the maximum value as a function of preset injection time

Rys. 4. Przebiegi maksymalnych wartości, czasu ich wystąpienia oraz szybkości zmian przebiegów wtrysku w zależności od czasu przerwy

Another approach for the same research area is presented in Fig. 6. It is the 'top' view of the surface created by the following values: interval time – calculated injection time. Here also it is possible to determine, in intermediate states, the time of fuel injection, to assess the form of the injection, or anticipate the direction of changes in the fuel flow rate from the nozzle. However, it is not possible to determine the runs, and hence the dose of the injection, meaning that such a form of analysis of the results – although more simple in terms of preparation – has limited applications.

Furthermore, an attempt at another type of synthetic assessment of changes in the energy stream supplied to the cylinder of a combustion engine was also undertaken, and accomplished through delivery of a two-part dose with a changing interval time. For this purpose a theory of probability was used, as known from other domains, and the method of assessment of the location of the center of gravity of the surface area of plain geometric figures. As is well known, the area (or areas in the case of a divided dose) under the curve of the injection run represents the total dose. Hence, a change of location of the center of gravity can be identified both with a change in the form, and with the distribution of quantities of fuel supplied in time. The centers of gravity were determined with use of the dependency known from theoretical mechanics and are presented in Fig. 7. According to Fig. 2, among the measurement cases analyzed, three forms of the injection can be distinguished: undivided, close to that accomplished by conventional systems; undivided, with modulated values of the fuel flow rate; and a two-part injection. It is obvious that each form of injection corresponds to a different location

Podjęto również próbę innego rodzaju syntetycznej oceny zmian strumienia energii dostarczanej do cylindra silnika spalinowego, a realizowanych przez zadawanie dwuczęściowej dawki, o zmiennym czasie przerwy. Do tego celu wykorzystano, znaną z innych dziedzin, np. rachunku prawdopodobieństwa, metodę oceny położenia środków ciężkości pól figur płaskich. Jak powszechnie wiadomo, pole (pola w przypadku dzielonej dawki) pod krzywą przebiegu wtrysku odzwierciedla sumaryczną dawkę. Zmianę położenia środka ciężkości można zatem utożsamiać zarówno ze zmianą formy, jak i rozłożeniem w czasie ilości podawanego paliwa. Środki ciężkości wyznaczono za pomocą zależności znanych z mechaniki ogólnej i przedstawiono na rys. 7. Zgodnie z rys. 2, wśród analizowanych przypadków pomiarowych, można wyróżnić trzy formy wtrysku: jednoczęściową, zbliżoną do realizowanych przez konwencjonalne układy wtryskowe, jednoczęściową o modulowanych wartościach natężenia wypływu paliwa z rozpylacza oraz dwuczęściową. Oczywiście każdej formie wtrysku odpowiada inne położenie środka ciężkości, które jest jednak dla niej charakterystyczne. Jednoczęściową dawkę wtrysku cechują najwyższe położone środki ciężkości, co świadczy o zwartej formie przebiegu i relatywnie dużej dawce. Środki jednoczęściowych dawek z modulacją natężenia są przypisane mniejszym wartościom natężenia wypływu paliwa i przesunięte w kierunku większych wartości czasu. Oznacza to podawanie mniejszych dawek i większy udział drugiej części dawki w procesie wtrysku. Środek ciężkości dwuczęściowej dawki jest położony niżej w stosunku do dawki jednoczęściowej, a jednocześnie odpowiadają mu mniejsze wartości czasu. Jest to spowodowane krótszymi czasami wtrysku i mniejszym udziałem pierwszej części dawki w procesie wtrysku.

Jak wynika z powyższego opisu, za pomocą położenia środków ciężkości można w zwartej formie przedstawić intensywność procesu podawania paliwa do silnika i w

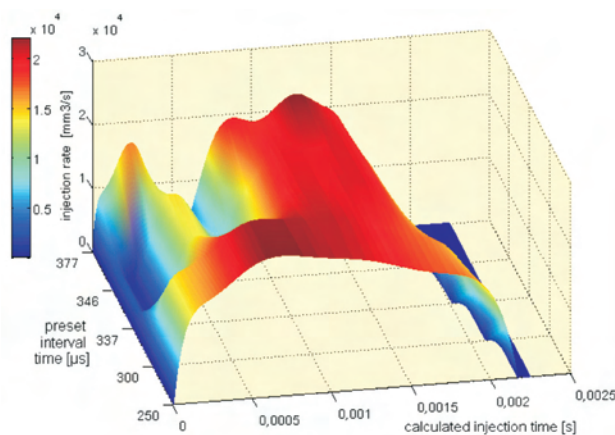


Fig 5. Injection rates of a two-part dose as a function of preset interval time

Rys. 5. Przebiegi wtrysku dwuczęściowej dawki paliwa w zależności od czasu przerwy i obliczonego czasu wtrysku

of center of gravity, which is characteristic for each form of the injection. A single-part dose of the injection is characterized by the center of gravity at the highest location, which testifies to the compact form of the run and the relatively big dose. Centers of gravity of undivided doses with modulation of the flow rate are associated with smaller values of the fuel flow rate, shifted in the direction of higher values of time. This signifies the supply of smaller doses and the bigger share of the second part of the dose in the injection process. The center of gravity of a two-part dose is located lower (with respect to a single part dose), and simultaneously smaller values of time correspond to this center. This is caused by shorter injection times and the smaller share of the first part of the dose in the injection process.

As seen from the above description, using the locations of the centers of gravity, it is possible to present the intensity of fuel supply to the engine in a compact form and approximately describe changes in the process of heat release in the cylinder, as generated by changes of dosage.

As previously mentioned, in the case of the cases of measurement analyzed, comparisons of injection times were also performed, starting from the preset ones, and ending with calculated ones. The values of the times are presented in Fig. 8. The times of lift of the nozzle depicted here are the times read directly from runs of the voltage recorded in the chamber of the injection dose indicator, and reflecting increments of fuel pressure [1, 2]. During the investigation of injection processes, they can be used for quick assessments of the direction of changes of analyzed values.

As can be seen, preset (blue line) and controlled times (black line) increase, which is connected with the use of longer interval times. Differences between these times do not exceed 1.9%, which testifies to the correct operation of the controller. The values of the calculated times (green line) and the times of nozzle lift (red line) are at different levels. They are considerably bigger than the preset times and they decrease together with the growth of the interval time. In this figure the changes in the fuel dosage are also shown (yellow line), which decrease together with growth of the interval time.

In turn, in Fig. 9 percentage differences of preset and calculated injection times are compiled (green line), together with preset injection times and times of nozzle lift (red line). For the calculated times, these differences decrease together with the increase of interval time from -112% to -49% . A similar character of the changes is present in the case of times of the lift, and the range of the differences, although smaller, takes similar values (from -106% to -45%). Differences in the values analyzed result mainly from the methodol-

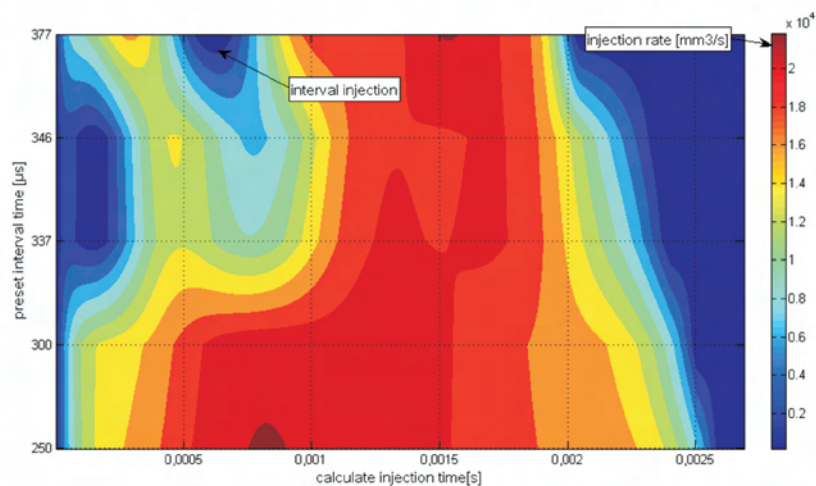


Fig. 6. Injection rates of a two-part dose as a function of preset interval time and calculated injection time

Rys. 6. Zmiany natężenia wtrysku dwuczęściowej dawki paliwa w zależności od czasu przerwy i obliczonego czasu wtrysku

przybliżeniu określić zmiany w procesie wydzielania ciepła w cylindrze, wywołane zmianami dawkowania.

Jak wcześniej wspomniano, dla analizowanych przypadków pomiarowych przeprowadzono również porównanie czasów wtrysku, począwszy od zadanych, a skończywszy na obliczonych. Wartości czasów zestawiono na rys. 8. Przywołane tutaj czasy uniesienia iglicy to czasy odczytane bezpośrednio z napięciowych przebiegów zarejestrowanych w komorze indykatora dawki wtrysku, a odzwierciedlające przyrosty ciśnienia paliwa [1, 2]. Podczas badań procesów wtrysku mogą służyć do szybkiej oceny kierunku zmian analizowanych wielkości.

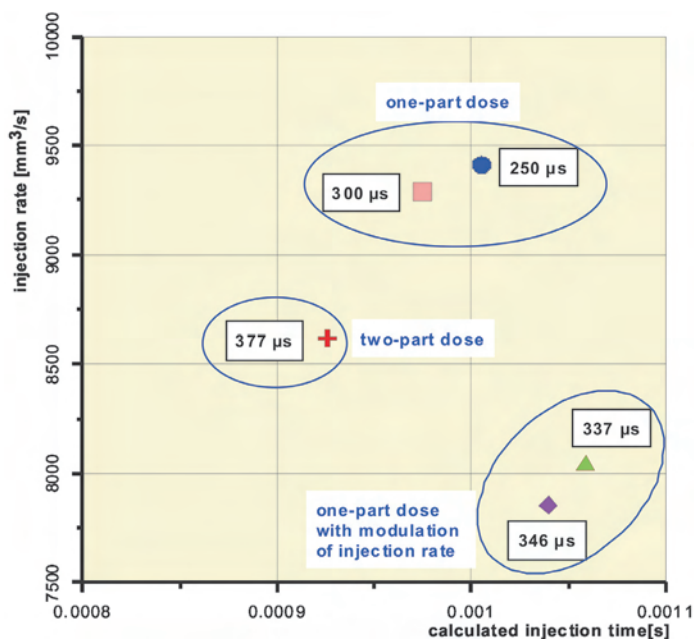


Fig. 7. Centers of gravity of the injection rates analyzed of a divided fuel dose

Rys. 7. Położenie środków ciężkości analizowanych przebiegów wtrysku dzielonej dawki

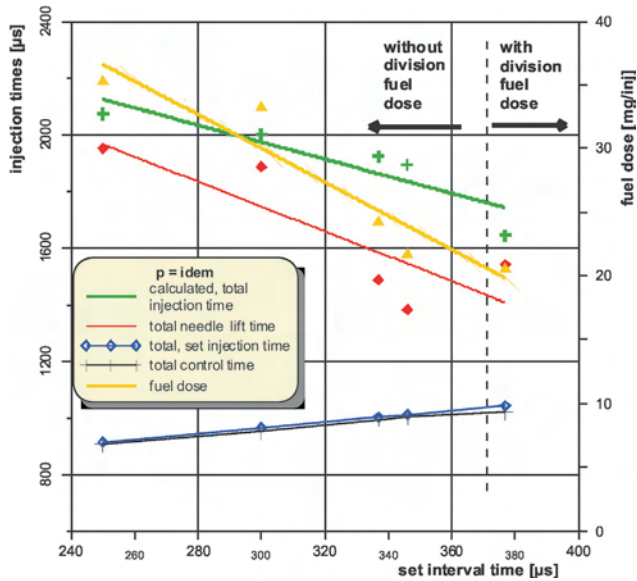


Fig. 8. Injection times of a two-part dose as a function of preset interval time

Rys. 8. Zmiany czasów wtrysku dwuczęściowej dawki w zależności odadanego czasu przerwy

ogy of determination of injection runs, which is based on an approximation and the differentiation of averaged, measured pressure runs from the indicator's chamber. Special care is needed in the case of pressure runs obtained from single-part doses with modulation of the fuel flow rate from the nozzle. In such cases, the bigger differences are generated due to the character of the base curves.

4. Summary and final remarks

The results presented, for comparative analyses of injection runs, accomplished by injectors in a common rail system for different preset times of the interval have shown the considerable role of this value regarding the shape of the injection. With a multi-part injection, it determines the possibility of obtaining the following runs: undivided, undivided with modulation of the flow rate, or multi-part. Significantly, injection parameters, such as fuel's flow rate from the nozzle are also changed, and especially, the calculated injection times, which are always bigger than the total, preset ones. For a given value of pressure in the common rail, there exists a certain limit value of interval time interval time, for which division of the dose into parts is accomplished.

In particular, for the cases of the measurement analyzed, in the case of supply with a division (two-part) at constant fuel pressure, together with an increase in the interval time occur: a change in the form of the injection, up to a distinct separation of the preset division into parts, a decrease of the total, calculated injection time of about 20 %, a change in the percentage differences between the preset and calculated injection times, from an initial value reaching 100 % to about 50 % at division into parts, the supplied dose of the fuel decreases by about 40 %. Maximum values of injection intensity are reached after longer passages of time, calculated from the beginning of the process, whereas the change of the maximum values of the injection run reaches up to 20 %. The

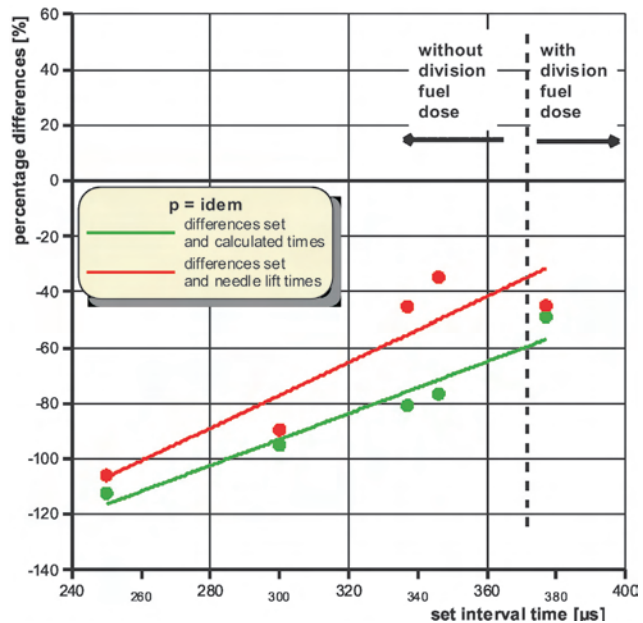


Fig. 9. Percentage differences of injection times of a two-part dose as a function of preset interval time

Rys. 9. Procentowe różnice czasów wtrysku dwuczęściowej dawki w zależności odadanego czasu przerwy

Jak można zauważyć, zadane (linia niebieskiego koloru) i sterowane czasy (linia czarnego koloru) zwiększają się, co jest związane z zadawaniem coraz większych czasów przerwy. Różnice między nimi nie przekraczają 1,9 %, co świadczy o właściwej pracy sterownika. Inny poziom przyjmują wartości obliczonych czasów (zielona linia) oraz czasów uniesienia iglicy (czerwona linia). Są znacznie większe od zadanych i zmniejszają się wraz ze wzrostem czasów przerwy. Na rysunku również przedstawiono zmiany dawkowania paliwa (linia żółtego koloru), które to wartości zmniejszają się wraz ze wzrostem czasu przerwy.

Z kolei na rys. 9 zestawiono procentowe różnice zadanych i obliczonych czasów wtrysku (linia zielonego koloru) oraz zadanych czasów wtrysku i czasów uniesienia iglicy (linia czerwonego koloru). Dla obliczonych czasów różnice zmniejszają się ze wzrostem czasu przerwy od -112 % do -49 %. Podobny charakter zmian występuje dla czasów uniesienia, a zakres różnic choć mniejszy, przyjmuje zbliżone wartości (od -106 % do -45 %). Różne wartości analizowanych wielkości wynikają przede wszystkim z metodyki wyznaczania przebiegów wtrysku, która opiera się o procesy aproksymacji i różniczkowania uśrednionych, zmierzonych przebiegów ciśnienia z komory indykatora. Szczególnej uwagi wymagają przebiegi ciśnienia otrzymane w wyniku wtrysku jednoczęściowych dawek z modulacją natężenia wypływu paliwa z rozpylacza. W tych przypadkach, z uwagi na charakter krzywych bazowych są generowane największe różnice.

4. Podsumowanie i uwagi końcowe

Przedstawione wyniki porównawczych analiz przebiegów wtrysku, realizowanych przez wtryskiwacze układu

latter initially decline, but after occurrence of the division they increase. In the complete range of values analyzed a reduction of the speed to reach the maximum value of the fuel flow rate from the nozzle occurs.

Knowledge of calculated injection times is one of the elements enabling development of control algorithms for Diesel engines. It enables substantial shortening of work on software applications in the controller of the power unit. Results of comparative analyses of preset and calculated injection times can aid in computation of the energy stream supplied to the combustion chamber during individual phases of the process, especially when surface interpolation (3D) is used, describing the run of the injection. The results can also be helpful in the determination of characteristic points of the injection, such as the maximum injection pressure or the fuel flow rate from the nozzle.

This paper has been written in the implementation of research project No. 5178/B/T02/–2011/40 financed by the National Science Centre.

Bibliography/Literatura

- [1] Knefel T.: The evaluation of the characteristic injection times of a multiple fuel dose. Journal of KONES: Powertrain and Transport 2011, vol. 18 no. 2, pp. 205-213.
- [2] Knefel T.: Comparative analysis of a selected times of injection of multi-part dose of fuel, Czasopismo Techniczne 2012, z. 9. ISSN 0011-4561, pp. 115-129.
- [3] Knefel T.: Electronically controlled indicator of injection, Combustion Engines, No 2007-SC2, pp.74-79, 2007.
- [4] Pietras D., Gilowski T., Knefel T.: A program to analyze the combustion process in diesel engine, Combustion Engines, nr 3(146), pp. 1-5, 2011.
- [5] Stelmasiak Z., Knefel T., Larisch J.: A development control unit for Common Rail injection system – KSSiP-1, Combustion Engines, 2005.
- [6] Stelmasiak Z., Knefel T., Larisch J.: The influence of the time break of the fuel divided dose on the work parameters of the injector Common Rail system, Combustion Engines, No 2007-SC2, pp. 173-180.
- [7] Wang X., Kikutami T., Takeuchi K., Nakane N.: Development Toward Diesel Revolution Using Ultra High Pressure CRS with Closed-Loop Control System for Heavy Duty Engine, Proceedings of the World Automotive Congress FISITA 2010, F2010-A-164, Budapest 2010.

common rail dla różnych zadanych czasów przerwy, wykazały istotną dla formy wtrysku rolę tej wielkości. Przy wieloczęściowym wtrysku, decyduje ona o możliwości uzyskania przebiegu: jednoczęściowego, jednoczęściowego z modulacją natężenia wypływu bądź wieloczęściowego. W istotny sposób zmieniają się również parametry wtrysku, takie jak natężenie wypływu paliwa z rozpylacza, a zwłaszcza obliczone czasy wtrysku, które są zawsze większe od całkowitych, zadanych. Dla danej wartości ciśnienia w zasobniku istnieje pewna wartość graniczna czasu przerwy, dla której jest realizowany podział dawki na części.

W szczególności, dla rozpatrywanych przypadków pomiarowych, przy zadawaniu dwuczęściowego podziału, przy stałym ciśnieniu paliwa, wraz ze wzrostem czasu przerwy następuje: zmiana formy wtrysku, aż do wyraźnego wyodrębnienia zadanego podziału na części, zmniejszanie całkowitego, obliczonego czasu wtrysku o około 20 %, zmiana procentowych różnic między zadanymi a obliczonymi czasami wtrysku, od początkowych wartości sięgających 100 % do około 50 % przy podziale na części, zmniejsza się podawana dawka paliwa około 40 %. Maksymalne wartości natężenia wtrysku są osiągnięte po upływie coraz dłuższych czasów liczonych od początku procesu, a zmiany maksymalnych wartości przebiegu wtrysku dochodzą do 20 %. Te ostatnie początkowo maleją, a po wystąpieniu podziału rosną. W całym rozpatrywanym zakresie następuje zmniejszanie prędkości osiągnięcia maksymalnej wartości natężenia wypływu paliwa z rozpylacza.

Znajomość obliczonych czasów wtrysku jest jednym z elementów umożliwiających projektowanie algorytmów sterowania silników o zapłonie samoczynnym. Pozwala znacząco skrócić prace przy aplikacji oprogramowania w sterowniku jednostki napędowej. Wyniki przeprowadzonej porównawczej analizy zadanych i obliczonych czasów wtrysku, mogą służyć obliczeniu strumienia energii dostarczonej do komory spalania w poszczególnych fazach procesu, zwłaszcza po zastosowaniu interpolacji powierzchni (3D) opisujących przebieg wtrysku. Mogą być również pomocne przy wyznaczaniu charakterystycznych parametrów wtrysku, takich jak: maksymalne ciśnienie wtrysku czy natężenie wypływu paliwa z rozpylacza.

Publikacja powstała w ramach realizacji projektu badawczego nr 5178/B/T02/2011/40 finansowanego ze środków Narodowego Centrum Nauki.

Tomasz Knefel, DEng. – assistant professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biala.

Dr inż. Tomasz Knefel – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

e-mail: knefel@ath.bielsko.pl



Dariusz Pietras, DEng. – assistant professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biala.

Dr inż. Dariusz Pietras – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

e-mail: pietras@ath.bielsko.pl



Krzysztof T. WOJCIECHOWSKI
Jerzy MERKISZ
Paweł FUĆ
Joanna TOMANKIEWICZ
Rafał ZYBAŁA
Juliusz LESZCZYŃSKI
Piotr LIJEWSKI
Paweł NIERODA

PTNSS-2013-307

Prototypical thermoelectric generator for waste heat conversion from combustion engines

The work presents experimental results of performance tests and theoretical calculations for the thermoelectric generator TEG fitted in the exhaust system of a 1.3 dm³ JTD engine. Benchmark studies were carried out to analyze the performance of the thermoelectric modules and total TEG efficiency. Additionally the investigation of combustion engine's power drop caused by exhaust gases flow resistance is presented. The detailed studies were performed using a new prototype of the thermoelectric generator TEG equipped with 24 BiTe/SbTe modules with the total nominal power of 168 W. The prototypical device generates maximal power of 200 W for the exhaust gases mass flow rate of 170 kg·h⁻¹ and temperature of 280 °C. Power drop caused by the flow resistance of gases ranges between 15 and 35 mbar for mass flow rate 100–180 kg·h⁻¹. We predict that the application of the new thermoelectric materials recently developed at AGH would increase the TEG power by up to 1 kW, would allow the increase of the powertrain system efficiency by about 5 %, and a corresponding reduction of CO₂ emission.

Keywords: waste heat recovery, thermoelectric generator, thermoelectric module, energy conversion

Prototypowy generator termoelektryczny do konwersji odpadowej energii cieplnej z silników spalinowych

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i obliczeń teoretycznych dla generatora termoelektrycznego TEG zaimplementowanego w układzie wylotowym silnika 1,3 JTD. Badania przeprowadzono w celu analizy sprawności modułów termoelektrycznych oraz całkowitej sprawności generatora TEG. Dodatkowo w pracy zaprezentowano badania strat mocy silnika spowodowane oporem przepływu gazów wylotowych. Szczegółowe badania przeprowadzono przy użyciu nowego prototypu generatora termoelektrycznego TEG wyposażonego w 24 moduły BiTe/SbTe o łącznej mocy 168 W. Badany generator wytwarza moc maksymalną 200 W przy temperaturze 280 °C i masowym natężeniu przepływu gazów wylotowych 170 kg·h⁻¹. Wymiennik ciepła generatora TEG wywołuje opory przepływu gazów w zakresie 15–35 mbar dla natężeń przepływu 100–180 kg·h⁻¹. Przewidywane jest również zastosowanie opracowanych na AGH nowych materiałów termoelektrycznych, które umożliwiłyby zwiększenie mocy generatora do 1 kW, podniesienie całkowitej sprawności układu napędowego o ok. 5 % i odpowiednie zmniejszenie emisji CO₂.

Słowa kluczowe: odzysk ciepła odpadowego, generator termoelektryczny, moduł termoelektryczny, konwersja energii

1. Introduction

One of the primary problems the world is facing today is the growing demand for energy. This issue is of particular importance in the context of rapidly depleting resources of fossil fuels such as oil, coal or natural gas. As a result of continuous increase of fuel consumption not only the emission of greenhouse gases is increasing but also the costs of energy production. Therefore, for the sake of sustainable technological development it is necessary to limit the use of natural resources meanwhile investing in the development of renewable energy technologies. It should be noted that commercially produced energy is used inefficiently – most of it is wasted and irretrievably dissipated in the environment.

For instance contemporary car engines exchange approx. 30–40 % of heat generated in the process of fuel combustion into useful mechanical work. The remaining heat is

1. Wprowadzenie

Jednym z podstawowych problemów na świecie jest rosnące zapotrzebowanie na energię. Kwestia ta ma szczególne znaczenie w kontekście szybkiego wyczerpywania się zasobów paliw kopalnych, takich jak ropa naftowa, węgiel lub gaz ziemny. Wynikiem ciągłego wzrostu zużycia paliwa jest nie tylko zwiększenie emisji gazów cieplarnianych, ale także wzrost kosztów produkcji energii. Dlatego, w trosce o zrównoważony rozwój technologiczny konieczne jest ograniczenie wykorzystania zasobów naturalnych w międzyczasie inwestując w zrównoważony rozwój energii odnawialnej. Należy zauważyć, że energia produkowana komercyjnie jest wykorzystywana nieefektywnie większość energii jest traktowana jako odpad i nieodwracalnie rozpraszana w otoczeniu.

Współczesny silnik spalinowy zamienia 30–40 % energii cieplnej wytworzonej w procesie spalania paliwa w użytecz-

emitted to the environment through the exhaust gases and the engine cooling systems. It is estimated that the thermal energy contained in the exhaust gases of modern internal combustion engines SI and CI is approximately 25–35 % of the total heat derived from the combustion of fuel. Therefore, even a partial use of the wasted heat would allow a significant improvement of the overall combustion engine performance. Conversion of the heat energy of the exhaust gases into electrical power would bring measurable advantages. It is commonly assumed that the application of thermoelectric generators TEG for waste heat recovery in automotive exhaust systems would permit lowering of the fuel consumption by even 5 to 10 % [1, 2].

2. Principle of operation of thermoelectric modules

Thermoelectric materials are used in the two groups of thermoelectric devices: Peltier modules for cooling and in thermoelectric generators. Thermoelectric generators TEG convert heat directly into electricity as a result of the thermoelectric effect. This effect was discovered by the German physicist Thomas Seebeck in 1821. The Seebeck effect is a phenomenon in which voltage is generated in a closed circuit composed of two different metals or semiconductors (Fig. 1 A and B), called the thermocouple, as a result of different temperatures at the materials junctions.

In practical applications hundreds of thermocouples make the thermoelectric modules of which the thermoelectric generators TEG consist. Figure 2 shows a scheme of the thermoelectric module consisting of p and n-type thermoelectric materials connected by metallic interconnectors.

Semiconductor elements are placed between the ceramic plates which perform the function of both the insulator and the module housing. One side of those semiconductors is heated and the other serves as a radiator. The resulting temperature gradient between the junctions creates an electric potential difference.

If the electrical circuit is closed by an external electrical load (e.g. resistor, bulb) an electric current appears. Commercially available TE modules are typically of a flat rectangular shape of the ceramic plates and are made of semiconductor thermoelectric materials (usually alloys of Bi_2Te_3 and Sb_2Te_3). The type of the used materials determines the temperature range and effectiveness of thermal energy conversion. The ef-

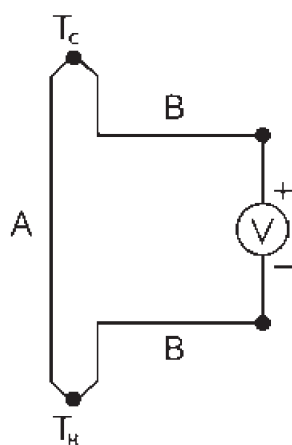


Fig. 1. Diagram of the thermocouple consisting of two different thermoelectric materials A and B. As a result of temperature difference $T_H - T_C$ the output voltage is generated

Rys. 1. Schemat termopary składającej się z dwóch różnych materiałów termoelektrycznych: A i B. W wyniku różnicy temperatur $T_H - T_C$ jest generowane napięcie

ną pracę mechaniczną. Pozostałe ciepło jest emitowane do środowiska przez gazy wylotowe i układ chłodzenia silnika. Szacuje się, że energia cieplna zawarta w gazach wylotowych nowoczesnych silników o ZI i ZS stanowi 25–35 % całkowitego ciepła pochodzącej ze spalania paliwa. W związku z tym, nawet częściowe wykorzystanie traconego ciepła umożliwi znaczną poprawę sprawności ogólnej silnika spaliniowego. Konwersja energii cieplnej z gazów wylotowych w energię elektryczną może przynieść wymierne korzyści. Powszechnie przyjmuje się, że zastosowanie generatorów termoelektrycznych TEG do odzysku ciepła w układach wylotowych pojazdów pozwoli na obniżenie zużycia paliwa nawet o 5–10 % [1, 2].

2. Zasada działania modułów termoelektrycznych

Materiały termoelektryczne wykorzystywane są w dwóch rodzajach urządzeń termoelektrycznych: w modułach chłodzących Peltiera oraz w generatorach termoelektrycznych. Generatory termoelektryczne TEG zamieniają ciepło bezpośrednio w energię elektryczną z wykorzystaniem efektu Seebecka. Efekt ten został odkryty przez niemieckiego fizyka Thomasa Seebecka w 1821 roku. Zjawisko Seebecka jest zjawiskiem, w którym generowane jest napięcie w obwodzie zamkniętym, złożonym z dwóch

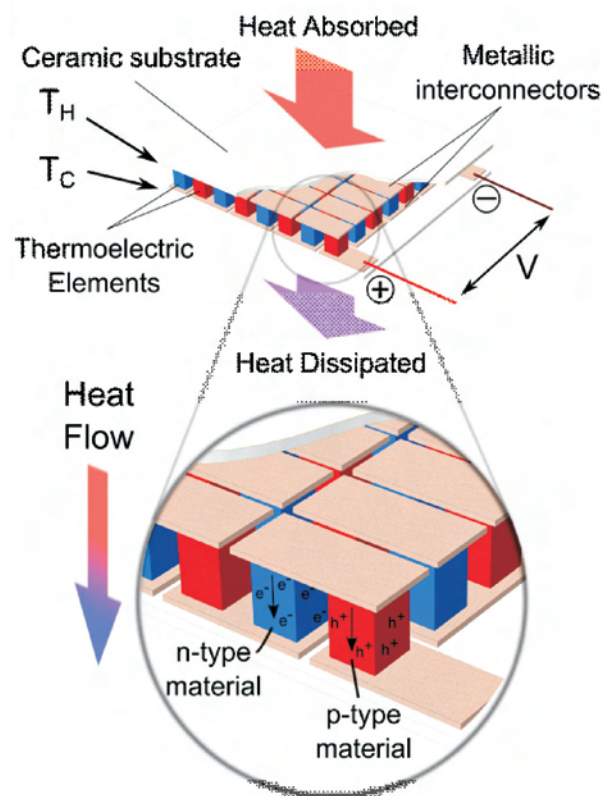


Fig. 2. A scheme of the TE module consisting of p and n-type thermoelectric elements connected by metallic interconnectors

Rys. 2. Schemat modułu termoelektrycznego składającego się z elementów termoelektrycznych typu p i n, połączonych metalowymi interkonektorami

efficiency of thermoelectric modules η_g depends both on the Carnot efficiency $\eta_c = (T_H - T_C)/T_C$, as well as the materials properties, and can be estimated from the equation:

$$\eta_{g\max} = \frac{T_H - T_C}{T_C} \cdot \frac{\sqrt{1 + ZT} - 1}{\sqrt{1 + ZT} + \frac{T_C}{T_H}} \quad (1)$$

where: ZT parameter, called the nondimensional thermoelectric figure of merit, can be calculated from the equation:

$$ZT = \frac{\alpha^2 \sigma}{\lambda} \cdot T_{\text{aver}} \quad (2)$$

From this equation it can be concluded that a good thermoelectric material should be characterized by a high Seebeck coefficient α , high electrical conductivity σ and low thermal conductivity λ .

3. Construction of the TEG generator

In the construction of thermoelectric generators, we can distinguish two main components: heat exchanger and thermoelectric modules, which are the essential part of the TEG. The heat is absorbed from hot gases by a suitably designed heat exchanger HX and transferred to thermoelectric modules. The heat flux passing through the TE modules is partly converted to electric energy and the rest of the heat is dissipated to the heat sinks (coolers). While designing a TEG system the geometry of the heat exchanger and the type of modules must be chosen depending on the temperature and the mass flow of exhaust gases. Due to a simple construction and lack of moving parts TEG shows a number of highly desired features in modern technologies, like: high durability and reliability, low mass, noiseless operation. Due to their advantages they are applied in maintenance free devices such as space probes (e.g. Voyager missions, Curiosity rover), weather stations or in military equipment.

In our previous studies [3] we have constructed and examined a prototypical TEG which had a rectangular cross-section geometry of the heat exchanger, similar to the first device by Birkholz et al. [2]. The generator was used for comparison of waste-heat recovery capabilities in typical combustion engines used in automotive vehicles: spark ignition SI and compression ignition CI engine [3]. That TEG generator was characterized by its simple design and low costs of manufacturing. However, our tests revealed it had some disadvantages, such as: non-optimal usage of thermal power received from the exhaust gases (too low nominal power of the installed modules in respect to the heat captured in HX), non-uniform temperature distribution along the heat exchanger and large asymmetry in temperatures between the upper and lower side of the heat exchanger.

Taking the first tests results and general considerations for TEG construction into account, we have designed a new prototype consisting of heat exchanger with a hexagonal geometry of the gas channel and a corresponding symmetry of fins pattern. This construction is similar to the one proposed

różnych metali lub półprzewodników (rys. 1 A i B), dzięki utrzymaniu złączeń pomiędzy tymi materiałami w różnych temperaturach.

W praktycznych zastosowaniach moduły termoelektryczne z których zbudowane są generatory termoelektryczne TEG składają z setek termopar. Rysunek 2 przedstawia schemat jednostopniowego generatora termoelektrycznego, składającego się z materiałów termoelektrycznych typu p i n połączonych metalowymi łącznikami.

Elementy półprzewodnikowe umieszczone są pomiędzy płytkami ceramicznymi, które pełnią funkcję zarówno izolatora jak i obudowy modułu. Po jednej stronie półprzewodniki ogrzewane są za pomocą źródła ciepła natomiast z drugiej strony chłodzone są za pomocą chłodnicy. Gradient temperatury powstały pomiędzy złączami prowadzi do powstania różnicy potencjału elektrycznego. W momencie zamknięcia obwodu elektrycznego przy przyłączeniu zewnętrznego obciążenia (np. opornik albo żarówka) w obwodzie pojawia się prąd elektryczny.

Komercyjnie dostępne moduły TE mają zazwyczaj kształt płaskich prostokątnych płytek ceramicznych i wykonane są z półprzewodnikowych materiałów termoelektrycznych (zwykle stopów Bi_2Te_3 i Sb_2Te_3). Rodzaj zastosowanych materiałów termoelektrycznych ma wpływ na zakres temperatur oraz wydajność konwersji energii. Sprawność generatorów termoelektrycznych η_c zależy od sprawności Carnota $\eta_c = (T_H - T_C)/T_C$ oraz od właściwości materiałów termoelektrycznych, które zostały użyte. Można ją obliczyć na podstawie równania (1), gdzie parametr ZT , jest bezwymiarowym współczynnikiem efektywności termoelektrycznej i może być obliczony z równania (2).

Z powyższego równania wynika, że dobry materiał termoelektryczny powinien charakteryzować się wysokim współczynnikiem Seebecka α , wysoką przewodnością elektryczną σ i niską przewodnością cieplną λ .

3. Konstrukcja generatora

W konstrukcji generatorów termoelektrycznych wyróżnia się dwa główne elementy: wymiennik ciepła oraz moduły termoelektryczne, które są zasadniczym elementem TEG. Energia cieplna odbierana z gazów wylotowych przez specjalnie zaprojektowany wymiennik ciepła HX przepływa do modułów termoelektrycznych. Ciepło przechodzące przez moduły termoelektryczne jest częściowo przetwarzane na energię elektryczną, natomiast pozostałe ciepło przenoszone jest do chłodnicy. Kluczowym zagadnieniem pojawiającym się podczas projektowania systemu TEG jest dopasowanie wymiennika ciepła oraz modułów termoelektrycznych do spodziewanego natężenia przepływu oraz temperatury gazów wylotowych.

Ze względu na prostą konstrukcję i brak części ruchomych generator TEG wykazuje szereg cech pożądaných we współczesnych technologiach, takich jak: wysoka wytrzymałość, niezawodność, niska masa, bezgłośnie praca oraz możliwość wykorzystania w maszynach, które nie wymagają dodatkowej obsługi przez człowieka. Ze względu na swoje zalety generatory TEG są używane w maszynach, takich jak

by Bass et al. [4]. Theoretically, the new heat exchanger geometry should allow almost 3-fold increase in the number of TE modules compared to the same inner heat exchange surface in the previous prototype. This should lead to a proportional increase of power and efficiency while maintaining similar dimensions of the generator.

Figures 3 and 4 present drawings of the constructed TEG prototype. The heat exchanger was made of aluminium, because of its specific advantages such as: high thermal conductivity, low specific weight and relatively good resistance against corrosion caused by the exhaust gases in temperatures up to 300 °C.

In order to enhance the heat transfer longitudinal fins were used on the entire length of the HX chamber. To improve temperature uniformity along the exchanger, which was a problem in our previous prototype, variable height of the ribs was used. The generator contains 24 commercial TE

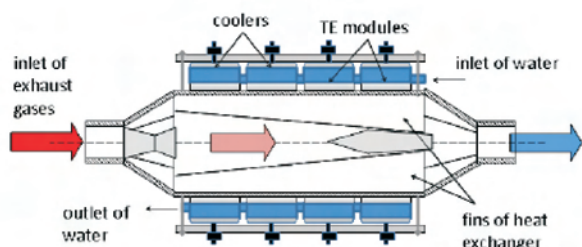


Fig. 3. Schematic cross-section of the thermoelectric generator

Rys. 3. Schemat przekroju poprzecznego generatora termoelektrycznego

modules based on $\text{Bi}_2\text{Te}_3 - \text{Sb}_2\text{Te}_3$ thermoelectric materials, mounted between the heat exchanger and the coolers. Each module has a separate liquid cooler fixed using a binding screw which simultaneously tightens the module to the heat exchanger. The coolers can use water or typical automotive coolants e.g. from an external cooling system of the car engine.

4. Experimental procedure

The TEG generator was fitted between the exhaust after-treatment system and the outlet of exhaust gases of a 1.3 dm³ CI engine, which met the Euro 4 emission standards.

Because of the temperature range specific to the applied BiSb/BiTe modules (Table 1) the generator was placed in the part of exhaust tube in which temperatures of the exhaust gases did not exceed 300 °C. The whole combustion engine – TEG generator system was tested on a test cell (Fig. 5) equipped with Automex dynamometer, ABB SensyFlow air-flow meter and two UMT 65 pressure sensors which measured the drop of the pressure. The temperature distribution across the heat exchanger was measured by thermocouples attached close to the hot and cold sides of the thermoelectric elements. The coolant flow rates, as well as its temperatures on inlets and outlets of coolers were measured to calculate the amount of heat absorbed by the heat exchanger. The voltages and currents in the each of the electrical sections were measured separately.

sondy kosmiczne (misje Voyager, łazik Curiosity), stacje pogodowe, czy urządzenia wojskowe.

W poprzednich pracach opisano skonstruowany i przebadany prototypowy generator TEG z wymiennikiem ciepła o przekroju prostokątnym, podobnym do urządzenia zbudowanego przez Birkholza [2]. Ten generator wykorzystano do analizy możliwości odzysku ciepła odpadowego z dwóch typów silników spalinowych: o zapłonie iskrowym i samoczynnym [3]. Generator TEG charakteryzował się prostą konstrukcją a zarazem niskimi kosztami wytworzenia. Podczas testów zaobserwowano również wady takie jak: nieoptymalne wykorzystanie mocy odbieranej od gazów wylotowych (zbyt niska moc zainstalowanych modułów termoelektrycznych w stosunku do ilości ciepła odbieranego przez wymiennik), nierównomierny rozkład temperatur wzdłuż osi wymiennika i wysoka różnica temperatur pomiędzy górną i dolną częścią generatora.

Biorąc pod uwagę pierwsze wyniki prac badawczych i ogólne założenia konstrukcji TEG, zaprojektowano nowy prototyp złożony z wymiennika ciepła o przekroju heksagonalnym z symetrycznie rozłożonymi żebrami. Konstrukcja ta podobna jest do zaproponowanej przez Bassa [4]. Zmiana ta pozwoliła na trzykrotne zwiększenie ilości zamontowanych modułów TEG w porównaniu do tej samej wewnętrznej powierzchni wymiennika ciepła w poprzednim prototypie. Umożliwiło to proporcjonalny wzrost mocy i sprawności przy zachowaniu podobnych wymiarów zewnętrznych generatora.

Rysunki 3 i 4 przedstawiają schematy skonstruowanego prototypowego TEG. Wymiennik ciepła wykonano z aluminium, ze względu na specyficzne zalety tego materiału, takie jak: wysokie przewodnictwo cieplne, niski ciężar i względną odporność na korozję powodowaną przez gazy wylotowe w temperaturach do 300 °C.

Na całej długości wymiennika umieszczono żebra w celu poprawienia sprawności wymiany ciepła. Ponadto, dla poprawy jednorodności temperatury wzdłuż wymiennika, co było problemem w poprzednim prototypie, zastosowano zmienną geometrię żeber. Generator zawiera 24 komercyjnie moduły TE oparte na materiałach termoelektrycznych

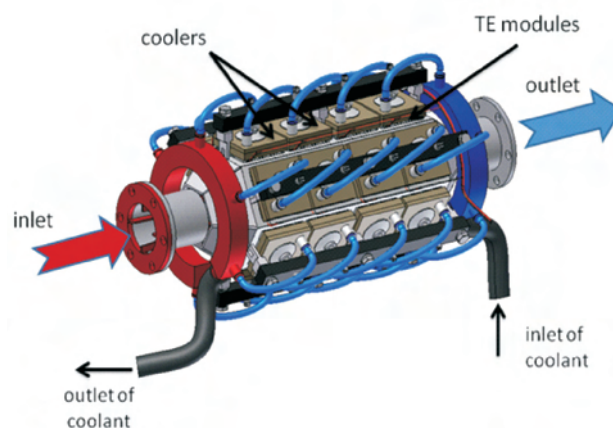


Fig. 4. View of the thermoelectric generator TEG

Rys. 4. Widok generatora termoelektrycznego TEG

Table 1. Parameters of the thermoelectric generator TEG
 Tablica 1. Parametry generatora termoelektrycznego TEG

Total dimensions/wymiary całkowite	280 mm x 555 mm
Dimensions of the heat exchanger/wymiary wymiennika ciepła	110 mm x 311 mm
Inner surface of the heat exchange/wewnętrzna powierzchnia wymiennika ciepła	0.574 m ²
Material of the heat exchanger/materiał wymiennika ciepła	Aluminium alloy/ stop aluminium
Number of TE modules/ilość modułów termoelektrycznych	24
Nominal power of a single TE module/moc nominalna jednego modułu TE	7 W (T _c = 50 °C, T _h = 175 °C)
Total nominal power of TE modules/całkowita moc nominalna modułów TE	168 W
U _{oc} voltage (T _{in} = 250 °C)/napięcie	280 V
Max. operating temperature of TE modules/maksymalna temperatura pracy modułów	200 °C
Total mass/całkowita masa	~ 1260 g

The characterization of the TEG parameters was carried out at engine speeds and torques similar to these occurring in the real road conditions typical for this engine (1800–2600 rpm, 12–135 N·m, respectively). Table 2 contains selected parameters of 1.3 dm³ Diesel engine which is typical for a medium-size car.

 Table 2. Characteristic of the 1.3 JTD engine
 Tabela 2. Charakterystyka silnika 1,3 JTD

Engine/silnik	1.3 JTD
Cylinders/capacity/cylindry/ pojemność	4/1.3 dm ³
Valves/zawory	16
Injection system/układ wtryskowy	common rail
Engine power/moc silnika	51 kW @ 4000 rpm
Torque/moment obrotowy	180 N·m @ 1750 rpm
Max. flux of exhaust gases/maksymalny przepływ gazów spalinowych	~220 kg/h

5. Theoretical calculations of exhaust gases flow resistance

The presence of the TEG generator in the exhaust system of the combustion engine causes the increase of resistance of the exhaust gas flow and has direct influence on the drop of the engine power. The increased resistance of the gas flow through the heat exchanger can be estimated from pressure drop before and after the TEG generator. The idea of this calculation is presented in the Fig. 6.

The power losses associated with the pressure drop can be calculated from the equation:

$$P_{\text{loss}} = \Delta p \cdot V_{\text{vol}} \quad (3)$$

The flow resistance was estimated using two methods: analytical method (which is commonly applied for modelling

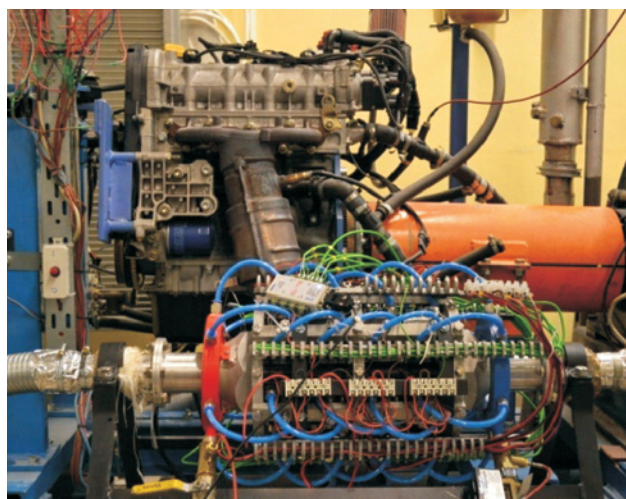
Bi₂Te₃ – Sb₂Te₃, zainstalowane między wymiennikiem ciepła a chłodnicami. Każdy moduł jest przymocowany do oddzielnej chłodnicy za pomocą śruby dociskowej, która jednocześnie służy do przytwierdzenia modułu do wymiennika ciepła. Jako czynnik chłodzący zastosowano wodę lub ciecz chłodzącą używaną w zewnętrznym układzie chłodzenia silnika.

4. Procedura badawcza

Generator TEG zaimplementowano w układzie wylotowych silnika 1,3 JTD o zapłonie samoczynnym, pojemności skokowej 1,3 dm³, spełniającego normę emisji Euro 4 pomiędzy reaktorem katalitycznym a układem odprowadzenia gazów wylotowych ze stanowiska badawczego.

Generator umieszczono w części układu wylotowego, w której temperatura gazów wylotowych nie przekracza 300 °C ze względu na nominalny zakres temperatur, w którym pracują zastosowane moduły BiSb/BiTe (tab. 1).

Układ silnik ZS–generator TEG przebadano na silnikowym stanowisku hamulcowym (rys. 5) wyposażonym w hamownię firmy Automex, przepływomierz powietrza ABB SensyFlow oraz dwa czujniki ciśnienia UMT 65, które mierzyły spadki ciśnienia. Rozkład temperatury wzdłuż wymiennika ciepła mierzono przy użyciu termopar zaimplementowanych w pobliżu gorących i zimnych stron elementów termoelektrycznych. Natężenie przepływu czynnika chłodzącego oraz jego temperaturę na wlocie i wylocie z chłodnic zmierzono w celu obliczenia ilości ciepła odebranego przez wymiennik ciepła. Napięcia i natężenia na każdym z odcinków elektrycznych mierzono oddzielnie.


 Fig. 5. Thermoelectric generator TEG during tests on the engine test cell
 Rys. 5. Generator termoelektryczny TEG podczas badań na silnikowym stanowisku hamulcowym

Badania generatora TEG przeprowadzono w zakresie prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika (1800–2600 obr/min, 12–135 N·m) zbliżonym do zakresu pracy silnika w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Charakterystykę silnika przedstawiono w tabeli 2.

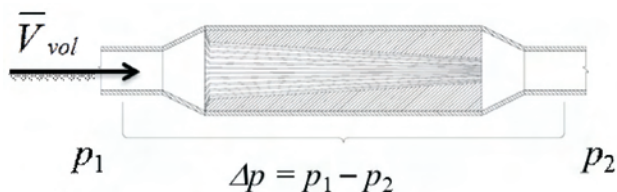


Fig. 6. Pressure drop on the TEG heat exchanger

Rys. 6. Spadek ciśnienia na wymienniku ciepła generatora TEG

of heat exchangers) and numerical method (finite-volume method). In both cases three-dimensional heat exchanger with turbulent, fully developed, and steady flow conditions at inlet was modelled. The calculations were made for air at temperature of 19 °C with mass flow similar to the conditions in the exhaust system of a 1.3 dm³ JTD engine.

In the analytical model a simplified geometry and Darcy-Weisbach equations were applied. The heat exchanger was divided into 3 parts: diffuser, heat exchange chamber and convergent cone. It was assumed that the total flow resistance is the sum of the resistances of all the elements mentioned above. It allowed the estimation of the impact of the most important elements of the heat exchanger on total flow resistance. The precise description of this method is presented elsewhere [5].

The numerical analysis was performed with the use of ANSYS Workbench 14.0 which is a professional platform for advanced engineering simulations. The mesh was prepared in ANSYS Meshing program and flow simulation was performed in ANSYS Fluent software.

The geometry of the TEG was simplified to the inlet pipe, diffuser, and the heat exchange chamber in form of the pipe with 100 mm diameter, convergent cone and outlet pipe. The lengths of pipes connected to the TEG inlet and outlet were extended to 10 pipe diameters in order to obtain a fully developed inflow and to avoid the influence of external conditions on the outflow. The mesh was made with the fine boundary layer to capture the flow separation and wall effects. The volume of elementary cells ranged between $2.8 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$ and $8.4 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$, the skewness of the mesh was below 0.9.

The pressure based model with absolute velocity formulation was selected for the solver procedure (Fluent software). For the viscosity calculations two-equation eddy-viscosity SST $k-\epsilon$ model was used. By using this model high accuracy boundary layer simulations can be performed and the model is suitable for separated flows. Walls of the exchange chamber had no slip shear conditions defined.

Boundary conditions were: the inlet velocity (velocity $21.6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) and the outlet pressure (gauge pressure 1000 Pa + atmospheric pressure of 101325 Pa). For determining the turbulence at the boundary two additional parameters were taken into account: the turbulent intensity (4 %) and hydraulic diameter (0.048 m).

In the solution the pressure-velocity coupling method with SIMPLE algorithm was used. Due to convergence

5. Teoretyczne obliczenia oporu przepływu gazów wylotowych

Przeprowadzone badania wykazały, że generator TEG zainstalowany w układzie wylotowym silnika powoduje zwiększenie oporu przepływu gazów wylotowych i ma bezpośredni wpływ na spadek jego mocy. Opór przepływu gazu przez wymiennik ciepła może być określony na podstawie różnicy ciśnień gazów wylotowych przed i za generatorem TEG (rys. 6).

Straty mocy związane ze spadkiem ciśnienia obliczane są przy użyciu równania (3).

Opory przepływu oszacowano przy użyciu dwóch metod: przy zastosowaniu typowych wzorów algebraicznych, które są powszechnie stosowane do modelowania wymienników ciepła oraz za pomocą obliczeń numerycznych (metoda objętości skończonych). W obu przypadkach wykonano obliczenia dla trójwymiarowego modelu wymiennika ciepła z turbulentnym, rozwiniętym oraz stacjonarnym przepływem gazów wylotowych na wlocie do generatora TEG. Obliczenia przeprowadzono dla gazów o temperaturze 19 °C oraz masowym natężeniu przepływu podobnym do tego, jakie występuje w układzie wylotowym silnika 1,3 JTD.

W modelu analitycznym użyto uproszczonej geometrii oraz równań Darcy Weisbacha. Wymiennik ciepła podzielono na trzy części: dyfuzor, komora wymiany ciepła oraz konfuzor. Założono, że całkowity opór przepływu jest sumą trzech składowych opisanych powyżej. Pozwoliło to na wyznaczenie wpływu najważniejszych elementów wymiennika ciepła na całkowity opór przepływu. Dokładny opis tej metody zaprezentowano w pracy [5].

Analizę numeryczną przeprowadzono przy użyciu pakietu ANSYS Workbench 14.0, który służy do zaawansowanych symulacji inżynierskich. Siatkę wykonano w programie ANSYS Meshing natomiast modelowanie przepływu przeprowadzono przy użyciu programu ANSYS Fluent.

W celu uproszczenia obliczeń geometrię układu generatora TEG zredukowano do najważniejszych elementów: tj. przewodu wlotowego, dyfuzora oraz komory wymiany ciepła mającej postać walca o średnicy 100 mm, konfuzora oraz przewodu wylotowego. Przewody doprowadzające do wlotu i wylotu generatora TEG miały ustaloną długość 10 średnic, w celu osiągnięcia w pełni rozwiniętego przepływu gazów wylotowych oraz w celu uniknięcia wpływu warunków zewnętrznych na zachowanie gazów na wlocie z generatora. W celu precyzyjnego określenia separacji przepływu przy ściankach obiektu warstwę przyścienną siatki modelu odpowiednio zagęszczono. Objętość komórek elementarnych mieściła się w granicach od $2,8 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$ do $8,4 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$, skośność siatki była poniżej 0,9.

W procedurze rozwiązywania równań w programie Fluent zastosowano model optymalizacji ciśnienia lub wartości bezwzględnej przepływu. Do obliczeń lepkościowych użyto dwurównaniowego modelu SST $k-\epsilon$. Według autorów programu przy użyciu tego modelu można osiągnąć dużą dokładność symulacji warstwy granicznej oraz separacji płynu. Na ściankach wymiennika ciepła założono brak tarcia gazu.

problems some of the default under-relaxation factors (URF) were changed: momentum URF to 0.2 and pressure URF to 0.9. For the first couple of iterations the second order upwind discretization scheme was applied. When the residuals began to oscillate it was necessary to decrease the discretization model to the first order. The convergence was assumed to be reached when the values of all residuals decreased below 10^{-5} .

The next step of the research was the analysis of the interdependency of the results from the parameters of the mesh. For that purpose velocity gradient adaptation procedure was performed until the value of pressure drop was stabilized.

6. Results

The results are divided into two parts: results of power losses investigation and results of the TEG and modules performance. Additionally the concepts of additional improvements of the TEG performance are presented.

Flow resistance investigation

Figure 7 shows experimental results of pressure drop caused by thermoelectric generator fitted in exhaust system of the 1.3 JTD engine. The pressure drop ranges between 15 and 35 hPa for mass flows of exhaust gases between 0.03 to 0.05 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$. The pressure drop does not seem to be very high in comparison to those occurring in other elements e.g. muffler, catalytic converter or DPF filter. It was calculated that power losses caused by the flow resistance of air with temperature of 19 °C ranges from 6 to 20 W (Fig. 9). However, for hot exhaust gases (200 °C – 250 °C) the power losses increase to about 70–230 W. Therefore, in case of conditions with high power losses (high mass flow and high temperature) the feasibility of using a thermoelectric genera-

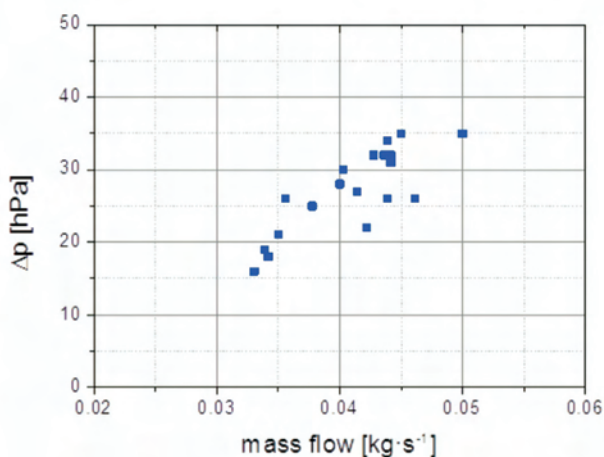


Fig. 7. The dependence of pressure drop on mass flow of exhaust gasses caused by TEG generator mounted in exhaust system of the 1.3 JTD engine. The experimental data are gathered for exhaust gases at T_{imp} ranging from 200 °C to 250 °C at various engine rates (2125 to 3700 rpm) and load torques (12 to 126 N·m)

Rys. 7. Zależność spadku ciśnienia od masowego natężenia przepływu gazów wylotowych dla generatora TEG zaimplementowanego w układzie wylotowym silnika 1,3 JTD. Dane doświadczalne zestawiono dla gazów wylotowych o T_{imp} w granicach od 200 °C do 250 °C różnej prędkości obrotowej wału korbowego silnika (2125–3700 obr/min) i różnych momentach obrotowych (12–126 N·m)

Warunkami brzegowymi były: prędkość na wlocie (prędkość $21,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) oraz ciśnienie na wylocie (nadciśnienie 1000 Pa + ciśnienie atmosferyczne 101325 Pa). Do określenia przepływu turbulentnego użyto dwóch parametrów: intensywności turbulencji (4 %) oraz średnicy hydraulicznej (0,048 m).

W rozwiązaniu użyto sprzężonej metody ciśnienie-prędkość wraz z algorytmem SIMPLE. Z powodu problemów ze zbieżnością podczas iteracji niektóre domyślne wartości współczynników relaksacyjnych (URF) zostały zmienione: pęd URF na 0,2 oraz ciśnienie URF na 0,9. Podczas pierwszych kilku iteracji stosowano procedurę dyskredytacji drugiego rzędu, następnie gdy wartości wariancji reszkowej zaczęły oscylować zmniejszono sposób dyskredytacji do pierwszego rzędu. Założono, że zbieżność została osiągnięta, gdy wszystkie wariancje resztowe wszystkich parametrów spadły poniżej wartości 10^{-5} .

Kolejnym etapem badań była analiza niezależności wyników od wykonanej siatki. W tym celu wykonywano adaptację siatki na podstawie gradientu prędkości, aż do momentu, w którym wartość spadku ciśnienia na wymienniku ciepła generatora TEG się ustabilizowała.

6. Wyniki badań

Wyniki przeprowadzonych prac podzielono na dwie części: wyniki analizy oporów przepływu oraz wyniki wydajności modułów generatora TEG. Zaprezentowano także koncepcje dodatkowych ulepszeń generatora.

Badanie oporów przepływu

Na rysunku 7 przedstawiono wyniki eksperymentalne spadku ciśnienia spowodowanego przez generator termoelektryczny zainstalowany w układzie wylotowym silnika 1,3 JTD. Spadek ciśnienia mieści się w zakresie 15–35 hPa dla masowego natężenia przepływu gazów wylotowych w granicach od 0,03 do 0,05 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Spadek ciśnienia nie jest wysoki w porównaniu ze spadkami występującymi w innych elementach układu wylotowego, np. tłumik, reaktor katalityczny albo filtr cząstek stałych. Stwierdzono, że straty mocy spowodowane przez opór przepływu powietrza w temperaturze 19 °C mieszczą się w granicach 6–20 W (rys. 9). Jednakże, dla gazów wylotowych o temperaturze 200–250 °C straty mocy zwiększają się do ok. 70–230 W. W związku z tym, w przypadku warunków tworzących duże straty mocy (wysokie natężenie przepływu oraz wysoka temperatura) słuszność użycia generatora termoelektrycznego staje się wątpliwa. Z tego względu przeprowadzono dalsze badania określające przyczyny powstawania strat ciśnienia.

Analizę rozpoczęto od numerycznej symulacji przepływu gazów wylotowych w wymienniku ciepła. Na rysunku przedstawiono obliczoną mapę wektorów prędkości gazu w wymienniku ciepła TEG.

Na podstawie powyższych zależności stwierdzono, że w miejscu, w którym przewód wlotowy zaczyna się rozszerzać następuje separacja strugi gazu od ścianki dyfuzora. Separacja przepływu powoduje straty energii, które zmniejszają sprawność dyfuzora. W kolejnych elementach, tj. komora

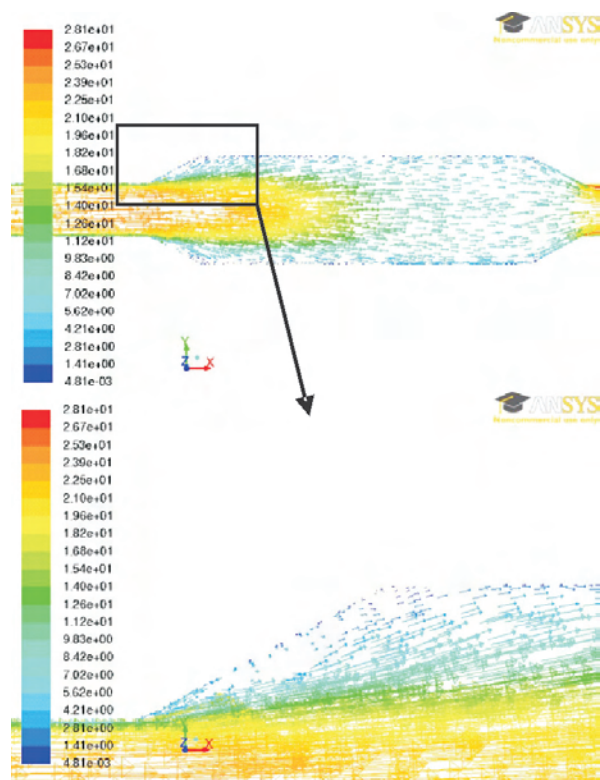


Fig. 8. Velocity vectors of gases in the heat exchanger of TEG

Rys. 8. Wektory prędkości gazów w wymienniku ciepła generatora TEG

tor becomes questionable. For this reason further analyses of reasons of pressure losses were performed.

The investigation began from numerical simulation of the fluid flow in the heat exchange chamber. Figure 8 shows the calculated map of velocity vectors in the TEG heat exchanger.

It reveals that flow starts separating from the solid wall where the inlet pipe begins to diverge. Flow separation causes energy losses which further decrease the performance of the diffuser. However, in the next parts, i.e. heat exchange chamber and convergent cone, the gases flow separation is not observed. Clearly, on the basis of these numerical simulations, it can be concluded that the diffuser part of the heat exchanger is the main reason behind the power losses.

In order to estimate the contribution of each part of the HX on the total pressure drop theoretical calculations with the use of classical, analytical models were performed [5].

The analytical calculations confirmed the results of numerical simulations. Figure 9 shows that the diffuser's contribution in the total pressure drop Δp is the most significant; pressure losses caused by the convergent cone and the heat exchange chamber can be neglected.

High flow resistance of the diffuser can be explained by its large flare angle of $\alpha = 57^\circ$. However, calculations have shown that pressure drop can be reduced by 2/3 if the flare angle is lowered to $\alpha = 5^\circ$ (see Fig. 10).

The evaluation of the correctness of the proposed model of flow resistances in the heat exchanger has been performed by the comparison of the theoretical results with the experi-

wymiany ciepła oraz konfuzor, nie zaobserwowano separacji gazu. Na podstawie symulacji numerycznych stwierdzono, że dyfuzor jest główną przyczyną strat mocy w wymienniku ciepła.

W celu określenia wpływu poszczególnych elementów wymiennika ciepła na całkowity spadek ciśnienia wykonano teoretyczne obliczenia z wykorzystaniem typowych, analitycznych modeli [5].

Wykonane obliczenia potwierdziły wyniki symulacji numerycznych. Na podstawie zależności przedstawionych na rysunku 9 stwierdzono, że udział dyfuzora w całkowitym spadku ciśnienia jest największy; straty ciśnienia związane z oporami w komorze wymiany ciepła oraz konfuzorem mogą zostać pominięte.

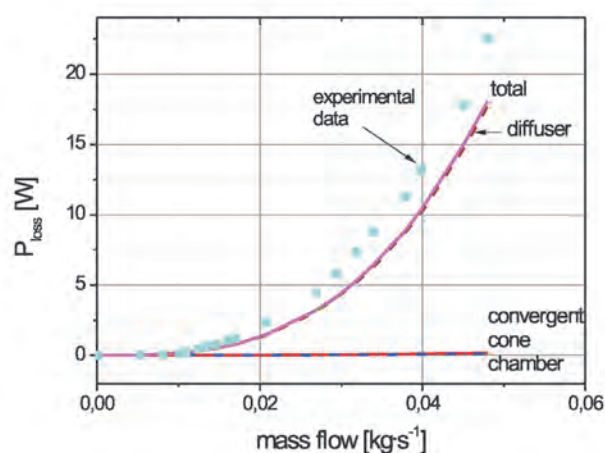


Fig. 9. Theoretical (solid lines) contribution of the main elements of the heat exchanger on total power losses caused by flow resistance of gases. The experimental data (dots) were gathered for air flowing at temperature of $T_{imp} = 19^\circ\text{C}$

Rys. 9. Teoretyczny (linia ciągła) udział głównych elementów wymiennika ciepła w całkowitej stracie mocy spowodowanej oporami przepływu gazów wylotowych. Dane eksperymentalne (kropki) zostały zebrane podczas przepływu powietrza o temperaturze $T_{imp} = 19^\circ\text{C}$

Spadek ciśnienia na dyfuzorze spowodowany był dużym kątem rozwarcia $\alpha = 57^\circ$. Jednakże, obliczenia wykazały, że spadek ten może być zmniejszony o 2/3, jeśli kąt rozwarcia zmniejszy się do wartości $\alpha = 5^\circ$ (rys. 10).

Ocenę poprawność proponowanego modelu oporów przepływu w wymienniku ciepła przeprowadzono przez porównanie wyników teoretycznych z wynikami empirycznymi. Na rysunku 9 przedstawiono wyniki eksperymentu oraz obliczeń za wykonanych pomocą klasycznych metod analitycznych. Zaobserwowano, że model teoretyczny dobrze opisuje dane eksperymentalne. Małe niedoszacowanie całkowitego oporu można wytłumaczyć założonymi uproszczeniami dokonanymi w modelu.

Ponadto obliczenia wykazały, że w przypadku silników o zapłonie iskrowym, o mocy porównywalnej z mocą silnika 1,3 JTD, starty mocy związane z oporami przepływu mogą być znacznie mniejsze. Natężenie przepływu gazów wylotowych z silnika ZI jest 3-krotnie niższe niż w silnikach ZS.

mental data. Figure 9 presents the results of the experiment and calculations using classical, analytical method. It can be observed that the theoretical model matches the experimental data quite well. Small underestimation of the total resistance can be explained by the assumed simplifications made in the model.

Furthermore, our rough calculations show that in case of spark ignition SI engines with power comparable to 1.3 JTD the power losses assigned to pressure drop can be much smaller. The gas flow in a SI engine is about 3-times lower than that in the corresponding CI engine. It implicates about 10-times lower flow resistance losses. These conclusions are consistent with our previous results [3].

The great advantage of the spark ignition engine is a consequence of its typically higher temperatures as well as lower flow rates of exhaust gases. However, maximum temperatures in the exhaust system of the SI engine exceed operating temperatures of applied BiTe – based thermoelectric modules. It is necessary to apply other materials with a higher temperature range of up to 400 °C in order to receive higher performance parameters.

TEG and TE modules performance

The Figure 11 shows experimental results of dependence of the TEG power P_{TEG} and efficiency η_{TOT} on the mass flow of the exhaust gases.

The total generator's efficiency η_{TOT} fits in the range from 1.1 % to 1.9 % and decreases significantly with the increase of the gas flow. We have found that the power of the generator in the examined engine work parameters range depends on the gas flow value only slightly. The main factor limiting the total efficiency of the TEG is the efficiency of the applied commercial thermoelectric modules. Our measurements showed that their maximum efficiency reaches about 3 % for optimal load conditions (Fig. 13, $T_c = 25$ °C, $T_h = 200$ °C, $R_{load} = R_{int}$ according to Norton-Thevenin theorem). By using above results it can be estimated that efficiency of the heat exchanger ranges from about 50 to 70 %.

The TEG generator produces the maximum electrical

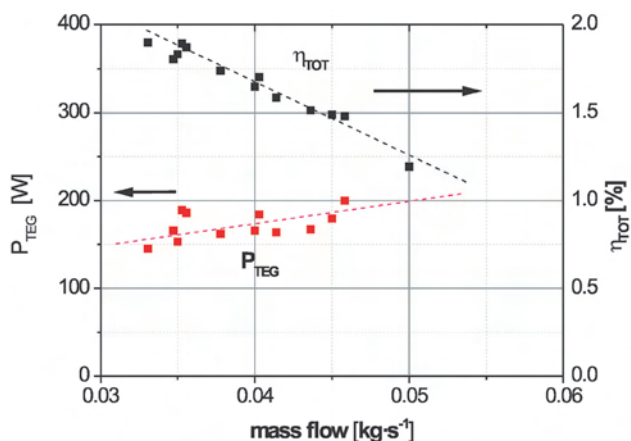


Fig. 11. Dependence of TEG power P_{TEG} and total efficiency η_{TOT} on mass flow of exhaust gases for the 1.3 JTD engine ($T_{inp} = 235\text{--}290$ °C)

Rys. 11. Zależność mocy generatora PTEG oraz całkowitej sprawności η_{TOT} od masowego natężenia przepływu gazów wylotowych silnika 1.3 JTD ($T_{inp} = 235\text{--}290$ °C)

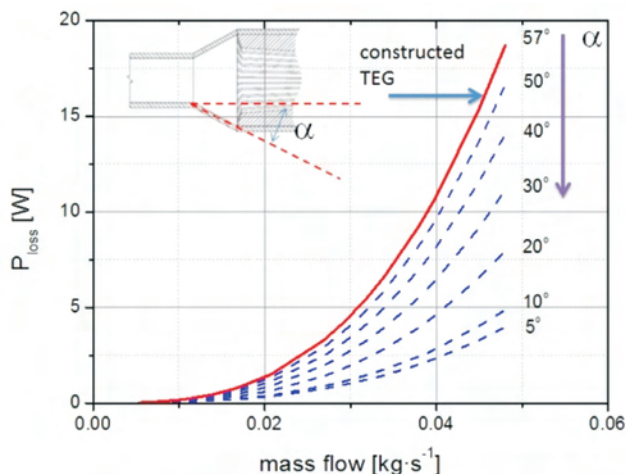


Fig. 10. Calculated dependence of power losses on the diffuser flare angle

Rys. 10. Wyliczona zależność strat ciśnienia od kąta rozwarcia dyfuzora

To implikuje 10-krotnie niższe opory przepływu. Wnioski te są zgodne z naszymi wcześniejszymi wynikami [3].

Zaletą użycia silnika o zapłonie iskrowym jest wysoka temperatura oraz niższe natężenie przepływu gazów wylotowych w porównaniu z silnikiem o zapłonie samoczynnym. Jednak maksymalna temperatura w układzie wylotowym silnika ZI przekracza zakres temperatury zastosowanych modułów termoelektrycznych. W celu uzyskania dużej sprawności generatora TEG należy zastosować materiały TE, które posiadają wyższy zakres temperatur – do 400 °C.

Sprawność generatora TEG oraz modułów TE

Na rysunku 11 przedstawiono wyniki badań empirycznych zależności mocy TEG P_{TEG} oraz jego sprawności η_{TOT} od masowego natężenia przepływu gazów wylotowych.

Całkowita sprawność η_{TOT} generatora mieści się w zakresie 1,1–1,9 % i zmniejsza się wraz ze wzrostem natężenia przepływu gazów wylotowych. Stwierdzono, że moc elektryczna generatora, w badanym zakresie parametrów pracy silnika, tylko nieznacznie zależy od natężenia przepływu gazów. Głównym czynnikiem wpływającym na całkowitą sprawność generatora TEG jest sprawność zastosowanych komercyjnych modułów termoelektrycznych. Pomiar wykazały, że ich maksymalna sprawność wynosi ok. 3 % dla optymalnych warunków pracy (rys. 13, $T_c = 25$ °C, $T_h = 200$ °C, $R_{load} = R_{int}$ dla warunków Nortona Thevenina). Na podstawie otrzymanych wyników badań stwierdzono, że sprawność wymiennika ciepła zawiera się w granicach 50–70 %.

Generator TEG generuje maksymalną moc elektryczną $P_{TEG} \cong 200$ W dla temperatury gazów na wlocie $T_{inp} = 290$ °C (rys. 13) oraz natężenia przepływu gazów wylotowych 165 kg/h. Optymalne warunki pracy osiągnęte są dla mocy silnika P_e 20–30 kW.

Sprawność modułów termoelektrycznych

Na podstawie przeprowadzonych analiz stwierdzono, że parametry użytych modułów TE są kluczowe zarówno dla wydajności, jak i maksymalnej mocy TEG. W urządzeniu

power $P_{\text{TEG}} \cong 200$ W at the inlet gases temperature T_{inp} of about 290 °C (Fig. 12) and the gas flow of approximately 165 kg/h. The optimal working conditions are achieved for engine powers P_e in the range from 20 kW up to 30 kW.

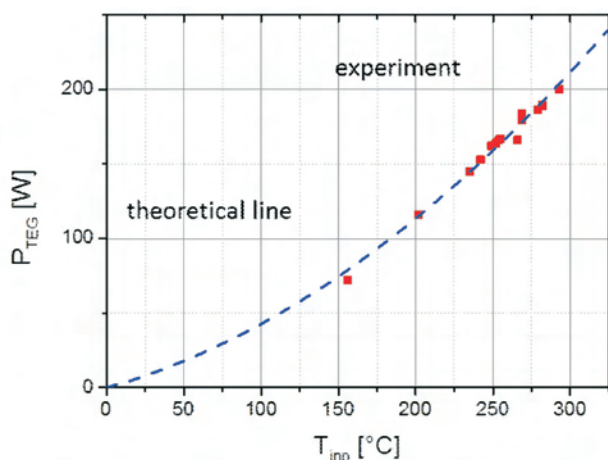


Fig. 12. Power P_{TEG} of the TEG vs. temperature T_{inp} of gases on input (points – experimental results; dotted line – theoretical model)

Rys. 12. Moc generatora TEG P_{TEG} w funkcji temperatury T_{inp} gazów wylotowych na wejściu generatora (punkty – wyniki eksperymentu; linia przerywana – model teoretyczny)

Efficiency of thermoelectric modules

Our analyses show that parameters of used TE modules are crucial both for efficiency and maximum power of the TEG. In our device commercial 7W Bi-Te modules for power generation were applied. According to datasheets of the producer these modules can operate in the temperature range from 20 to 175 °C with the maximum efficiency of about 4 %. However our tests revealed that their efficiency is slightly lower and reaches maximum value of about 3 % (Fig. 13). According to the equation (1) increasing the hot side temperature TH should lead to the increase of TE modules' overall efficiency.

Investigations of temperature distribution in the exhausts system of the Diesel engine have shown that in place just behind the aftertreatment system temperatures of exhaust gases from 300 to 500 °C are available. However because

do konwersji energii zastosowano komercyjne moduły Bi-Te o mocy 7 W. Zgodnie z danymi dostarczonymi przez producenta, moduły te mogą pracować w temperaturach z zakresu 20–175 °C, z maksymalną sprawnością wynoszącą ok. 4 %. Jednak przeprowadzone badania wykazały, że ich sprawność jest niższa i wynosi maksymalnie 3 % (rys. 13). Zgodnie z równaniem (1) wzrost temperatury po gorącej stronie TH powinien prowadzić do wzrostu całkowitej sprawności modułów TE.

Badania rozkładu temperatur w układzie wylotowym silnika ZS wykazały, że w miejscu tuż za reaktorem katalitycznym temperatury gazów wylotowych zmieniają się w

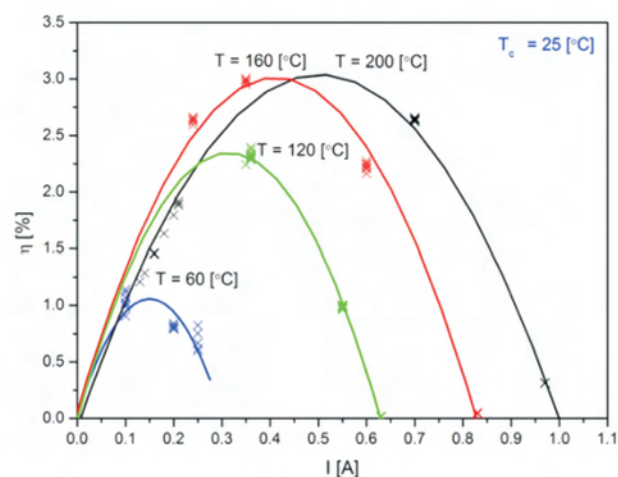


Fig. 13. Current-efficiency characteristics for the commercial module applied in TEG generator. ($T_c = 25$ °C; $T_H = 60$ –200 °C, points – experimental results; solid line – theoretical model)

Rys. 13. Charakterystyki prąd-sprawność komercyjnego modułu zastosowanego w generatorze ($T_c = 25$ °C, $T_H = 60$ –200 °C; punkty – wyniki eksperymentalne; linia ciągła – model teoretyczny)

zakresie 300–500 °C. Jednak z powodu ograniczeń temperaturowych materiałów termoelektrycznych zastosowanie komercyjnych modułów było niemożliwe.

Ostatnio w Laboratorium Badań Termoelektrycznych AGH opracowano prototypowe segmentowe moduły TE, które spełniają te warunki temperaturowe [6]. Nasze pierwsze

moduły segmentowe posiadają maksymalną sprawność $\eta = 9$ % (rys. 14–15), która jest dwa razy wyższa od najlepszych komercyjnych modułów Bi-Te, oraz posiadają 5-krotnie wyższą gęstość mocy. Przewidywane jest, że zastosowanie tych modułów w generatorze TEG umożliwiłoby wzrost jego mocy elektrycznej do 1 kW.

7. Wnioski

Prototypowy generator termoelektryczny TEG do konwersji energii odpadowej generuje maksymalną moc 200 W dla gazów wylotowych o temperaturze na wlocie T_{inp} równej

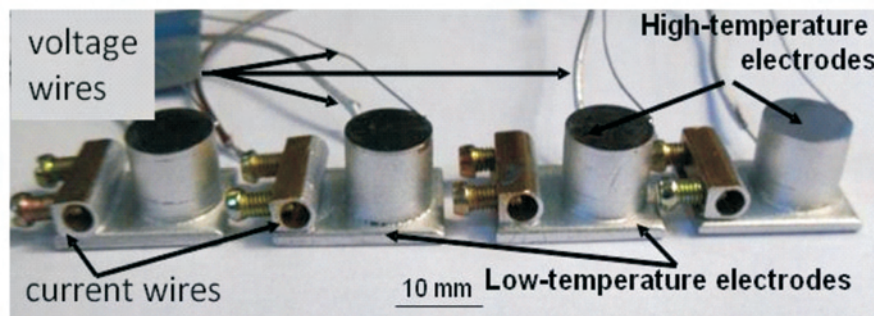


Fig. 14 Segmented $\text{Bi}_2\text{Te}_3/\text{CoSb}_3$ elements developed at the AGH University of Science and Technology

Rys. 14. Segmentowe elementy termoelektryczne $\text{Bi}_2\text{Te}_3/\text{CoSb}_3$ opracowane w AGH

of temperature limits of the thermoelectric materials the application of the commercial modules is not possible.

However, recently we have developed prototypical segmented TE modules meeting these temperature conditions [6]. Our first segmented modules have the maximum efficiency of about $\eta = 9\%$ (Fig. 15), twice as high as of the best commercial BiTe modules and 5-times higher power density. We predict that application of these modules in our generator would allow an increase of its electrical power to about 1 kW.

7. Conclusions

The prototypical thermoelectric generator for waste heat recovery generates maximum power of 200 W at the inlet gases temperature T_{in} of about 290 °C and the gas flow of approximately 165 kg/h. The optimal working conditions are achieved for engine powers P_e in the range from 20 kW up to 30 kW. The pressure drop of exhaust gases caused by the heat exchanger of TEG ranges between 15 and 35 hPa for mass flows between 0.03 to 0.05 kg·s⁻¹. The pressure drop is neglectable in comparison to that of other elements of engines' exhaust systems e.g. muffler, catalytic converter or DPF filter. The total generator's efficiency η_{TOT} fits in the range from 1.1 % to 1.9 %. According to our predictions, the power of the TEG generator can be increased up to 1 kW by application of new segmented thermoelectric elements developed at AGH University of Science and Technology. Such generator could have parameters sufficient for substitution of the car alternator. It could allow for the increase of about 5% of the overall efficiency of the powertrain, and a corresponding reduction of CO₂ emission.

Acknowledgements/Podziękowania

The research was partially funded by the National Science Centre (Narodowe Centrum Nauki) – research project (contract No. UMO-2011/01/B/ST8/07241 and 2627/B/T02/2011/40).

Badania sfinansowano ze środków Narodowego Centrum Nauki – projekt badawczy (umowa nr UMO-2011/01/B/ST8/07241 oraz umowa nr 2627/B/T02/2011/40).

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

TEG	Thermoelectric generator/generator termoelektryczny
JTD	uniJet Turbo Diesel
TE	thermoelectric/termoelektryczny
HX	heat exchanger/wymiennik ciepła
η_{gmax}	maximal efficiency of thermoelectric generator /maksymalna wydajność generatora termoelektrycznego
η_c	Carnot efficiency/sprawność Carnota
ZT	thermoelectric efficiency coefficient /współczynnik efektywności termoelektrycznej
T_c	temperature of the thermoelectric module cold side/temperatura zimnej strony modułu termoelektrycznego
T_H	temperature of the thermoelectric module hot side/temperatura ciepłej strony modułu termoelektrycznego
α_s	Seebeck coefficient/współczynnik Seebecka
σ	electrical conductivity/przewodnictwo elektryczne właściwe
λ	thermal conductivity coefficient/współczynnik przewodzenia ciepła

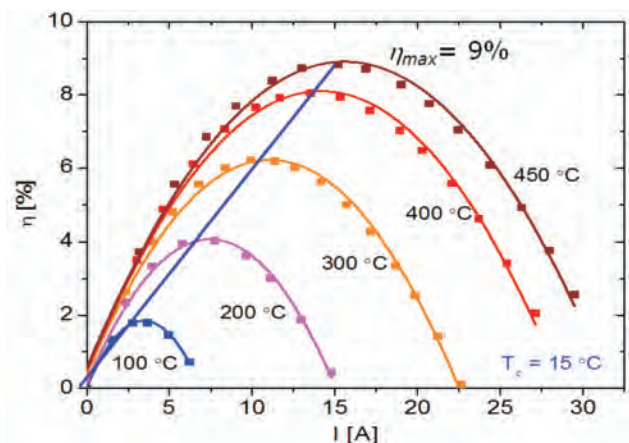


Fig. 15. Current-efficiency characteristics for the segmented element developed at the AGH University of Science and Technology ($T_c = 15\text{ }^\circ\text{C}$; $T_H = 100\text{--}450\text{ }^\circ\text{C}$, points – experimental results; solid line – theoretical model)

Rys. 15. Charakterystyki prąd-sprawność modułu segmentowego opracowanego na AGH ($T_c = 15\text{ }^\circ\text{C}$, $T_H = 100\text{--}450\text{ }^\circ\text{C}$; punkty – wyniki eksperymentu; linia ciągła – model teoretyczny)

290 °C oraz natężeniu przepływu 165 kg/h. Optymalne warunki pracy osiągnięto dla mocy silnika P_e w zakresie 20–30 kW. Spadek ciśnienia gazów wylotowych spowodowany wymiennikiem ciepła TEG zawiera się w granicach 15–35 hPa dla masowego natężenia przepływu pomiędzy 0,03–0,05 kg·s⁻¹. Spadek ciśnienia jest pomijalnie mały w porównaniu z innymi elementami układu wylotowego silnika, takimi jak: tłumik, reaktor katalityczny czy filtr cząstek stałych. Całkowita sprawność generatora η_{TOT} mieści się w zakresie od 1,1–1,9 %. Zgodnie z przewidywaniami, moc generatora TEG może zostać zwiększona do 1 kW dzięki zastosowaniu nowych segmentowych modułów termoelektrycznych opracowanych w Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Taki generator posiadałby parametry wystarczające do zastąpienia alternatora w samochodzie. Pozwoliły to na 5 % wzrost całkowitej sprawności układu napędowego, i odpowiednie zmniejszenie emisji CO₂.

V_{vol}	average volumetric flow rate/średnie objętościowe natężenie przepływu
p_1	absolute pressure on the TEG inlet/ciśnienie absolutne na wlocie do TEG
p_2	absolute pressure on the TEG outlet/ciśnienie absolutne na wylocie z TEG
Δp	pressure drop caused by the TEG heat exchanger/gaz skroplony
P_{loss}	power loss/strata mocy
T_{in}	gas temperature at the TEG inlet/temperatura gazu na wlocie do TEG
α	flare angle of the diffusor/kąt rozwarcia dyfuzora
P_{TEG}	power produced by TEG/moc uzyskana z TEG
η_{TOT}	TEG efficiency/wydajność TEG
P_e	engine power/moc silnika
η_{max}	maximal, real efficiency of the thermoelectric module/maksymalna rzeczywista wydajność modułu termoelektrycznego

Bibliography/Literatura

- [1] Vazaquez J., Zanz-Bobi M. A., Palacios R., Arenas A.: State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles. Proc. of 7th European Workshop on Thermoelectrics, Pamplona, Spain, 2002.
- [2] Birkholz U., et al.: Conversion of waste exhaust heat in automobile using FeSi₂ thermoelements. Proc. 7th International Conference on Thermoelectric Energy Conversion, Arlington, USA, pp.124-128, 1988.
- [3] Wojciechowski K.T., Schmidt M., Zybała R., Merksiz J., Fuć P., Lijewski P.: Comparison of waste heat recovery from the exhaust of a spark ignition and a diesel engine. Journal of Electronic Materials, Volume 39, Issue 9, pp.2034, 2010.
- [4] Bass, J., Elsner, N. B. and Leavitt, A.: Performance of the 1 kW thermoelectric generator for diesel engines. Proc. 13th Int. Conf. Thermoelectrics B, Mathiprakisam, edn., AIP Conf. Proc., New York, No. 295, 1995.
- [5] Wojciechowski K. T., Zybała R., Tomankiewicz J., Fuć P., Lijewski P., Wojciechowski J., Merksiz J.: Influence of back pressure on net efficiency of TEG generator mounted in the exhaust system of a diesel engine. Thermoelectrics Goes Automotive II (Thermoelectrics III), expert verlag, Germany, pp. 177-188, 2013.
- [6] Wojciechowski K. T., Zybała R., Leszczynski J., Nieroda P., Schmidt M., Gajerski R., Aleksandrowa S.: Performance characterization of high-efficiency segmented Bi₂Te₃/CoSb₃ uncouples for thermoelectric generators. AIP Conf. Proc. Series 1449, Melville, New York, pp. 467-470, 2012.

Wojciechowski Krzysztof T., DSc, DEng. – associate professor, Faculty of Materials Science and Ceramics at AGH University of Science and Technology.

Dr hab. inż. prof. AGH Krzysztof T. Wojciechowski – Wydział Inżynierii Materiałowej i Ceramiki AGH.

e-mail: gcwojcie@cyf-kr.edu.pl



Prof. Merksiz Jerzy, DSc, DEng. – professor, Institute of Combustion Engines and Transport at Poznan University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz – profesor w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jerzy.merksiz@put.poznan.pl



Tomankiewicz Joanna, MSc, Eng. – student in the Faculty of Materials Science and Ceramics at AGH University of Science and Technology.

Mgr inż. Joanna Tomankiewicz – studentka na Wydziale Inżynierii Materiałowej i Ceramiki AGH.

e-mail: j.tomankiewicz@gmail.com



Fuć Paweł, DEng. – doctor, Institute of Combustion Engines and Transport at Poznan University of Technology.

Dr inż. Paweł Fuć – adiunkt w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: pawel.fuc@put.poznan.pl



Zybała Rafał, MEng. – PhD student in the Faculty of Materials Science and Ceramics at AGH University of Science and Technology.

Mgr inż. Rafał Zybała – doktorant na Wydziale Inżynierii Materiałowej i Ceramiki AGH.

e-mail: zybala@agh.edu.pl



Lijewski Piotr, DEng. – doctor, Institute of Combustion Engines and Transport at Poznan University of Technology.

Dr inż. Piotr Lijewski – adiunkt w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: piotr.lijewski@put.poznan.pl



Leszczynski Juliusz, DEng. – doctor in the Faculty of Materials Science and Ceramics at AGH University of Science and Technology.

Dr inż. Juliusz Leszczynski – asystent na Wydziale Inżynierii Materiałowej i Ceramiki AGH.

e-mail: jleszczy@poczta.onet.pl



Nieroda Paweł, MEng. – PhD student in the Faculty of Materials Science and Ceramics at AGH University of Science and Technology.

Mgr inż. Paweł Nieroda – doktorant na Wydziale Inżynierii Materiałowej i Ceramiki AGH.

e-mail: pnieroda@agh.edu.pl



Volume contraction in the process of combustion of various fuels in combustion engines

The paper discusses the issues related to the change of volume of the reagents during the process of combustion. The formulas that were necessary to make the calculations were derived for liquid and gaseous fuels. Based on the formulas, theoretical calculations of the change of the kilo-mole number for various fuels depending on the mixture composition were performed. The results of the calculations were presented in the tables. Further, the influence of volume contraction on the parameters of the combustion process was analyzed. In the conclusions, a comparison of the influence of the previously described phenomena on the individual fuels was performed in relation to their chemical composition and the composition of the mixture.

Keywords: *internal combustion engine, combustion, contraction, engine fuels*

Kontrakcja w procesie spalania różnych paliw w silniku spalinowym

W artykule poruszono zagadnienia związane ze zjawiskiem zmiany objętości reagentów podczas procesu spalania. Wyprowadzono konieczne do obliczeń wzory dla paliw ciekłych i gazowych, na podstawie których przeprowadzono teoretyczne obliczenia zmiany liczby kilomoli dla różnych paliw w zależności o składu mieszanki palnej. Wyniki obliczeń zostały przedstawione w tabelach. Następnie przeanalizowano wpływ zjawiska kontrakcji na parametry procesu spalania. We wnioskach dokonano porównania wpływu opisanych wcześniej zjawisk na poszczególne paliwa w zależności od ich składu chemicznego oraz składu mieszanki palnej.

Słowa kluczowe: *silnik spalinowy, spalanie, kontrakcja, paliwa silnikowe*

1. Introduction

Thermodynamics of combustion processes is a very extensive field of knowledge. One of the issues it covers is volume contraction – a change in the volume of the reagents during combustion. We distinguish chemical and physical contraction. The sum of the two constitutes total contraction. The chemical contraction is a change in the kilo-mole number of the gaseous products against the gaseous substrates. Physical contraction results from the reduction of the temperature of the exhaust gases until water vapor contained in the combustion products is condensed. The parameters that characterize the process of fuel combustion in an engine confine the contraction phenomenon to the chemical one.

Chemical reactions of combustion are accompanied by energy effects (release of a certain amount of heat) whose quality is defined by the resultant temperature. Temperature has a vital influence on the velocity of the chemical reaction.

Analyzing the course of the combustion process on an indicator tracing of an engine (Fig. 1) we can determine the crankshaft angle at which the change of the kilo-mole number of the reagents is initiated. Point 2 corresponds to this moment at which a parting of the compression line and the combustion line is visible [5].

2. The calculation of the kilo-mole number of the reagents

Since there is a variety of fuels used for the powering of combustion engines, the analysis of the combustion process

1. Wstęp

Termodynamika procesów spalania stanowi bardzo obszerną dziedzinę wiedzy. Jednym z zagadnień, o jakim traktuje jest zjawisko kontrakcji, a więc zmiany objętości reagentów podczas spalania. Rozróżnia się kontrakcję chemiczną i fizyczną, których suma stanowi kontrakcję całkowitą. Kontrakcja chemiczna wynika ze zmiany liczby kilomoli produktów gazowych w stosunku do substratów gazowych. Natomiast kontrakcja fizyczna zachodzi na skutek zmniejszenia temperatury spalin, aż do wykroplenia pary wodnej zawartej w produktach spalania. Parametry charakteryzujące proces spalania paliwa w silnikach spalinowych powodują, iż w komorze spalania może zachodzić jedynie kontrakcja chemiczna.

Reakcjom chemicznym spalania towarzyszy efekt energetyczny w postaci wywiązywania się określonej ilości ciepła, o jakości którego decyduje temperatura. Temperatura ma zasadniczy wpływ na szybkość zachodzenia reakcji.

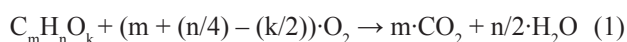
Rozpatrując przebieg procesu spalania na wykresie indykatorowym silnika (rys. 1) można wyznaczyć kąt obrotu wału korbowego, kiedy rozpoczyna się zjawisko zmiany liczby kilomoli reagentów. Odpowiada mu punkt 2, w którym następuje rozdzielenia linii sprężania od linii spalania [5].

2. Obliczenia zmiany liczby kilomoli reagentów

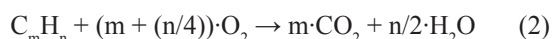
Ponieważ do zasilania silników spalinowych stosuje się różne paliwa, analiza procesu spalania oraz zjawiska kontrakcji zostały przeprowadzone zarówno dla paliw ciekłych jak i gazowych [1, 2, 3, 4, 5, 6].

and volume contraction have been performed for both liquid and gaseous fuels [1–6].

The stoichiometric equation of the combustion of the liquid fuel composed of carbon, hydrogen and oxygen, assuming that the combustion is full and complete, can have the following general notation:



For hydrocarbon gaseous fuels under the conditions of full and complete combustion the stoichiometric equation takes a general form:



In order to determine the change of the volume of the reagents during the combustion we need to define the substrates and products of the reaction using equations.

The number of kmoles of the combustible mixture when the engine is fueled with a liquid fuel:

$$M_c = \lambda \cdot L_t \text{ [kmol/kg of fuel]} \quad (3)$$

The equation has a simplification of not including the share of fuel in the mixture, as it is negligibly small compared to air.

The number of kmoles of the combustible mixture when the engine is fueled with gaseous fuel:

$$M_g = 1 + \lambda \cdot L_t \text{ [kmol/kmol of fuel]} \quad (4)$$

The number of kmoles of humid exhaust gas during a full and complete combustion of liquid fuel:

$$M_{spc} = H/4 + O/32 + \lambda \cdot L_t \text{ [kmol/kg of fuel]} \quad (5)$$

The number of kmoles of humid exhaust gas during a full and complete combustion of gaseous fuel:

$$M_{spg} = n/4 \cdot C_m H_n + \lambda \cdot L_t \text{ [kmol/kmol of fuel]} \quad (6)$$

In general, the change in the number of kmoles can be written:

$$\Delta M = M_{sp} - M \quad (7)$$

hence, for the combustion of liquid fuel it takes a form:

$$\Delta M_c = H/4 + O/32 \text{ [kmol/kg of fuel]} \quad (8)$$

and for the combustion of gaseous fuel:

$$\Delta M_g = n/4 \cdot C_m H_n - 1 \text{ [kmol/kmol of fuel]} \quad (9)$$

The consequence of the analysis of combustion as a full and complete process (theoretically for stoichiometric and lean mixtures) is that the excess air coefficient does not influence the calculations of the change in the kmole

Równanie stechiometryczne spalania paliwa ciekłego, w którego skład wchodzi węgiel, wodór i tlen, przy założeniu, iż spalanie jest zupełne i całkowite można zapisać w ogólnej postaci za pomocą równania (1).

Natomiast dla węglowodorowych paliw gazowych przy założeniu spalania zupełnego i całkowitego równanie stechiometryczne przyjmuje ogólną postać – równanie (2).

W celu określenia zmiany objętości reagentów podczas spalania należy za pomocą równań zdefiniować biorące udział w reakcjach substraty i produkty spalania.

Liczba kilomoli mieszanki palnej przy zasilaniu silnika paliwem ciekłym dana jest w postaci równania (3).

We wzorze (3) poczyniono uroszczenie nie uwzględniając udziału paliwa w mieszance, gdyż jest on pomijalnie mały w porównaniu do powietrza.

Liczba kilomoli mieszanki palnej przy zasilaniu silnika paliwem gazowym dana jest w postaci równania (4).

Liczba kilomoli spalin wilgotnych przy spalaniu zupełnym i całkowitym paliwa ciekłego – równanie (5).

Liczba kilomoli spalin wilgotnych przy spalaniu zupełnym i całkowitym paliwa gazowego określa równanie (6).

Ogólnie zmianę liczby kilomoli można zapisać w postaci równania (7).

W związku, z czym dla procesu spalania paliwa ciekłego przyjmuje postać (8).

A dla procesu spalania paliwa gazowego postać (9).

Rozpatrywanie spalania, jako procesu zupełnego i całkowitego, a więc teoretycznie dla mieszanek stechiometrycznej i ubogich powoduje, iż współczynnik nadmiaru powietrza nie wpływa na obliczenia zmiany liczby kilomoli, a jedynie udziały składników palnych w paliwie. Jednak w przypadku spalania niezupełnego skład mieszanki również oddziałuje na efekt zjawiska kontrakcji chemicznej. W silnikach spalinowych spalanie niezupełne nie jest tylko wynikiem niedomiaru powietrza w mieszance palnej ($\lambda < 1$), ale także efektem niedoskonałego wymieszania paliwa z powietrzem oraz zbyt krótkiego czasu na przeprowadzenie reakcji chemicznych.

Proces spalania niezupełnego paliwa ciekłego można przedstawić za pomocą równania (10).

Proces spalania niezupełnego paliwa gazowego przedstawiono za pomocą równania (11).

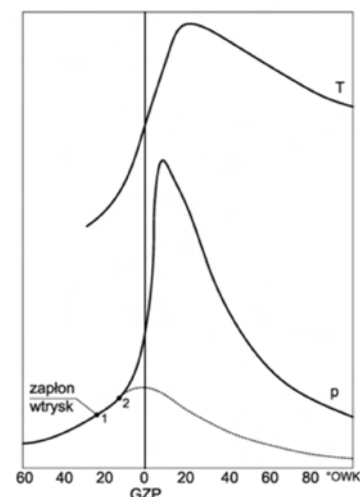


Fig. 1. The course of the pressure and temperature change in the combustion chamber as a function of crankshaft angle

Rys. 1. Przebieg zmian ciśnienia i temperatury w komorze spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego

number but only the shares of the combustible components in the fuel. However, in the case of incomplete combustion the fuel composition also influences the effect of chemical contraction. In combustion engines incomplete combustion is not exclusively a result of air deficiency in the combustible mixture ($\lambda < 1$) but also the effect of an imperfect mixing of the fuel with air and an insufficient time for the chemical reaction.

The process of incomplete combustion of liquid fuel:

$$\Delta M_c = C/12 + H/2 - 0.21 \cdot \lambda \cdot L_t \quad [\text{kmol/kg of fuel}] \quad (10)$$

The process of incomplete combustion of gaseous fuel:

$$\Delta M_g = m \cdot C_m H_n + n/2 \cdot C_m H_n - 0.21 \cdot \lambda \cdot L_t - 1 \quad [\text{kmol/kmol of fuel}] \quad (11)$$

In order to enable a comparison of the change of the volume of the reagents for liquid and gaseous fuels a relative coefficient of contraction is applied that constitutes the quotient of the kmoles of the combustion products and substrates.

$$\beta_t = M_{sp} / M \quad (12)$$

Theoretical coefficient of contraction during a complete combustion of liquid fuel:

$$\beta_{tc} = 1 + (H/4 + O/32) / (\lambda \cdot L_t) \quad (13)$$

Theoretical coefficient of contraction during a complete combustion of gaseous fuel:

$$\beta_{tg} = (n/4 \cdot C_m H_n + \lambda \cdot L_t) / (1 + \lambda \cdot L_t) \quad (14)$$

Theoretical coefficient of contraction during an incomplete combustion of liquid fuel:

$$\beta_{tc} = (C/12 + H/2 + 0.79 \cdot \lambda \cdot L_t) / (\lambda \cdot L_t) \quad (15)$$

Theoretical coefficient of contraction during an incomplete combustion of gaseous fuel:

$$\beta_{tg} = (m \cdot C_m H_n + n/4 \cdot C_m H_n + 0.79 \cdot \lambda \cdot L_t) / (1 + \lambda \cdot L_t) \quad (16)$$

Under actual conditions in the combustion chamber a part of the exhaust gas remains after the previous work cycle, which should be allowed for in the formula for the coefficient of contraction. In modern engines, exhaust gas recirculation is frequently applied that can also be allowed for in the calculations by the charge contamination coefficient (γ).

$$\beta = (M_{sp} + M_r) / (M + M_r) = (\beta_t + \gamma) / (1 + \gamma) \quad (17)$$

Based on the derived formulas the authors performed calculations of theoretical change of number of the reagents taking part in the combustion process (ΔM) and then theoretical contraction coefficient (β_t) and contraction coefficient (β)

Aby możliwe było porównanie zjawiska zmiany objętości reagentów dla paliw ciekłych i gazowych stosuje się względny współczynnik kontrakcji stanowiący iloraz liczby kilomoli produktów spalania i substratów – równanie (12).

Teoretyczny współczynnik kontrakcji przy spalaniu zupełnym paliwa ciekłego wyraża równanie (13).

Teoretyczny współczynnik kontrakcji przy spalaniu zupełnym paliwa gazowego przedstawiono za pomocą równania (14).

Teoretyczny współczynnik kontrakcji przy spalaniu niezupełnym paliwa ciekłego wyraża równanie (15).

Teoretyczny współczynnik kontrakcji przy spalaniu niezupełnym paliwa gazowego określa równanie (16).

W rzeczywistych warunkach w komorze spalania pozostaje reszta spalin, która nie zdąży opuścić cylindra po poprzednim cyklu pracy, co należy uwzględnić we wzorze na współczynnik kontrakcji. Obecnie również często stosuje się recyrkulację spalin, którą również można uwzględnić w obliczeniach za pomocą współczynnika zanieczyszczenia ładunku (γ) określonego w równaniu (17).

Na podstawie wyprowadzonych wzorów przeprowadzono obliczenia teoretyczne zmiany liczby reagentów biorących udział w procesie spalania (ΔM), a następnie teoretycznego współczynnika kontrakcji (β_t) oraz współczynnika kontrakcji (β) uwzględniającego współczynnik zanieczyszczenia ładunku, przy czym przyjęto jego stałą wartość $\gamma = 0,05$. Obliczenia zostały wykonane dla paliw ciekłych i gazowych.

Tabela 1 zawiera wyniki dla konwencjonalnych paliw ciekłych, a więc benzyny i oleju napędowego oraz dla alternatywnych paliw ciekłych w postaci alkoholu metylowego i etylowego, mieszaniny benzyny z alkoholem etylowym (E85 i E5), a także mieszaniny oleju napędowego z paliwami pochodzenia roślinnego (B5, B30) i czystego paliwa roślinnego B100 przy założeniu, że mieszanka jest stechiometryczna.

Table 1. Mass shares of the fuel components, change of kmole number and the coefficients of contraction for the liquid fuels

Tabela 1. Udziały masowe składników paliw, zmiana liczby kilomoli oraz współczynniki kontrakcji dla paliw ciekłych

Liquid fuels/ paliwa ciekłe	Share C/ udział C	Share H/ udział H	Share O/ udział O	ΔM [kmol/ kg pal]	β_t for $\lambda = 1$	β for $\lambda = 1$
Gasoline/ benzyna	0.85	0.15	0	0.0375	1.0193	1.0184
Diesel fuel/ olej napędowy	0.86	0.14	0	0.035	1.0178	1.0169
Methanol/ alkohol metylowy	0.375	0.125	0.5	0.0469	1.0105	1.0100
Ethanol/alko- hol etylowy	0.522	0.13	0.348	0.0435	1.0135	1.0129
E85	0.571	0.133	0.296	0.0426	1.0145	1.0138
E5	0.834	0.149	0.017	0.0378	1.0191	1.0182
B5	0.856	0.139	0.005	0.0349	1.0176	1.0168
B30	0.833	0.134	0.032	0.0346	1.0168	1.0160
B100	0.770	0.122	0.108	0.0338	1.0147	1.0140

allowing for the coefficient of charge contamination (whose value was assumed as constant of $\gamma = 0.05$). The calculations were made for liquid and gaseous fuels.

Table 1 contains the results for conventional liquid fuels i.e. gasoline and diesel fuel and alternative liquid fuels such as methanol and ethanol, a mixture of gasoline and ethanol (E85 and E5) as well as a mixture of diesel fuel with vegetable fuels (B5, B30) and pure vegetable fuel B100 assuming a stoichiometric mixture.

Table 2 presents the results for gaseous fuels adequate to those contained in Table 1 (a mixture of propane and butane, methane and hydrogen were included).

The results of the calculations of the theoretical coefficient of contraction (β_v) at different mixture composition have been shown in Table 3 and for gaseous fuels in Table 4.

Table 3. Theoretical coefficient of contraction depending on the excess air coefficient for liquid fuels

Tabela 3. Teoretyczny współczynnik kontrakcji w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza dla paliw ciekłych

Liquid fuels/paliwa ciekłe	β_v for $\lambda = 0.8$	β_v for $\lambda = 1$	β_v for $\lambda = 1.2$	β_v for $\lambda = 1.4$	β_v for $\lambda = 1.6$
Gasoline/benzyna	0.3043	1.0193	1.0161	1.0138	1.0121
Diesel fuel/olej napędowy	0.2938	1.0178	1.0148	1.0127	1.0111
Methanol/alkohol metylowy	0.0655	1.0105	1.0087	1.0075	1.0065
Ethanol/alkohol etylowy	0.1183	1.0135	1.0112	1.0096	1.0084
E85	0.1408	1.0145	1.0121	1.0104	1.0091
E5	0.2929	1.0191	1.0159	1.0137	1.0119
B5	0.2896	1.0176	1.0147	1.0126	1.0110
B30	0.2695	1.0168	1.0140	1.0120	1.0105
B100	0.2169	1.0147	1.0122	1.0105	1.0092

3. The influence of volume contraction on the combustion process

The process of combustion in a combustion engine lasts for several degrees of the crankshaft angle, during which the amount of oxidized fuel changes continuously, hence the coefficient of change of the kmole number. That is why, when analyzing the process of combustion we introduce a current coefficient of change of the kmole number that allows for the share of the burned fuel (x).

$$\beta_x = M_x/M_1 = 1 + (\beta - 1) \cdot x = 1 + (\beta_1 - 1)/(1 + \gamma) \cdot x \quad (18)$$

Hence, treating the working medium as an ideal gas, thus using the equation of state of ideal gases to calculate the temperature of the working medium current coefficient of change of the kmole number is introduced in the formula.

$$T = (p \cdot V)/(\beta_x \cdot M_1 \cdot R) \quad (19)$$

Assuming that the combustion process is an isochoric one the phenomenon of chemical contraction influences

Table 2. Molar fractions of the fuel components, change in the kmole number and coefficients of contraction for gaseous fuels

Tabela 2. Udziały molowe składników paliw, zmiana liczby kilomoli oraz współczynniki kontrakcji dla paliw gazowych

Gaseous fuels/paliwa gazowe	Share C/udział C	Share H/udział H	ΔM [kmol/kmol pal]	β_1 for $\lambda = 1$	β for $\lambda = 1$
Propane-butane/propan-butan (50%/50%)	3.5	9	1.25	1.0440	1.0419
Methane/metan	1	4	0	1	1
Hydrogen/wodór	0	2	-0.5	0.8521	0.8592

Table 4. Theoretical coefficient of contraction depending on the excess air coefficient for gaseous fuels

Tabela 4. Teoretyczny współczynnik kontrakcji w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza dla paliw gazowych

Gaseous fuels/paliwa gazowe	β_1 for $\lambda = 0.8$	β_1 for $\lambda = 1.0$	β_1 for $\lambda = 1.2$	β_1 for $\lambda = 1.4$	β_1 for $\lambda = 1.6$
propane-butane/propan-butan (50%/50%)	1.1048	1.0440	1.0369	1.0318	1.0279
Methane/metan	1.0464	1.0	1.0	1.0	1.0
Hydrogen/wodór	0.8623	0.8521	0.8704	0.8846	0.8960

W tabeli 2 przedstawiono adekwatne do zawartych w tabeli 1 wyniki dla paliw gazowych, przy czym uwzględniono mieszaninę propanu z butanem, metan i wodór.

Wyniki obliczeń teoretycznego współczynnika kontrakcji (β_1) przy różnym składzie mieszanki palnej umieszczono dla paliw ciekłych w tabeli 3, a dla paliw gazowych w tabeli 4.

3. Wpływ zjawiska kontrakcji na proces spalania

Proces spalania w silniku spalinowym trwa kilkadziesiąt stopni obrotu wału korbowego, podczas którego ilość utlenionego paliwa ulega ciągłej zmianie, a zatem również współczynnik zmiany liczby kilomoli. Dlatego analizując szczegółowo proces spalania wprowadza się bieżący współczynnik zmiany liczby kilomoli, uwzględniający udział spalonego paliwa (x) – równanie (18).

Stąd traktując czynnik roboczy jako gaz doskonały i w związku z tym wykorzystując równanie stanu gazów doskonałych do obliczenia temperatury czynnika, wprowadza się do wzoru bieżący współczynnik zmiany liczby kilomoli – (19).

Przy założeniu, iż proces spalania przebiega izochorycznie, zjawisko kontrakcji chemicznej ma wpływ na przyrost ciśnienia w komorze spalania. A mianowicie, jeżeli nie następuje zmiana liczby kilomoli w wyniku spalania ($\beta_x = 1$) to przyrost ciśnienia jest proporcjonalny tylko do przyrostu temperatury w cylindrze. Natomiast w przypadku zmiany liczby kilomoli reagentów ($\beta_x > 1$) przyrost ciśnienia jest proporcjonalny do przyrostu iloczynu temperatury i liczby kilomoli, co skutkuje większą wartością przyrostu ciśnienia – równanie (20).

the pressure increment in the combustion chamber. If the change of the kmole number does not take place as a result of combustion ($\beta_x = 1$) the pressure increment is proportional only to the temperature increment in the cylinder. If the kmole number of the reagents changes ($\beta_x > 1$) the pressure increment is proportional to the increment of the product of the temperature and the kmole number, which results in a greater value of the pressure increment.

$$(\Delta p)_v = \beta_x \cdot M_1 \cdot R/V \cdot \Delta T \quad (20)$$

For example: assuming, for the stoichiometric mixture of gasoline and air, that the calculations are made for 1 kmole of the working medium:

$$M_1/V = 1/\Phi = 1/22.4 \text{ kmol/(Nm}^3\text{)}$$

and the change in the temperature is $\Delta T=2000$ [K], then, not including the changes in the kmole number during the combustion ($\beta_x = 1$) the theoretical value of the pressure change will be:

$$(\Delta p)_v = 742.321 \text{ kPa.}$$

If we include the change of the kmole number ($\beta_x = 1.0184$) the theoretical value of the pressure change will be:

$$(\Delta p)_v = 755.980 \text{ kPa.}$$

Analyzing the combustion process according to the principles of thermodynamics, taking into account the chemical reactions, we practically discuss isochoric-isothermal and isobaric-isothermal reactions [6]. That is why the thermal effect of the isochoric-isothermal reaction (according to the first law of thermodynamics) equals the increment of the internal energy of the reagents:

$$Q_{v,T} = U_{sp} - U = \sum v \cdot \bar{U} \quad (21)$$

Hence, the thermal effect of the isobaric-isothermal reaction equals the increment of the enthalpy of the reagents.

$$Q_{p,T} = U_{sp} - U + p(V_{sp} - V) = \sum v \cdot (\bar{U} + p\bar{V}) \quad (22)$$

From the equations describing the thermal effect of the reaction it results that with an increase in the kmole number of the reagents ($\sum v > 0$) the thermal effect of the isobaric-isothermal reaction is greater than the thermal effect of the isochoric-isothermal reaction ($Q_{p,T} > Q_{v,T}$). If the kmole number of the reagents does not change ($\sum v = 0$) then the thermal effects of both reactions are equal ($Q_{p,T} = Q_{v,T}$) and when the kmole number is reduced ($\sum v < 0$) the thermal effect of the isobaric-isothermal reaction is lesser than the thermal effect of the isochoric-isothermal reaction ($Q_{p,T} < Q_{v,T}$).

In theoretical considerations of combustion engine cycles isochoric course of combustion is assumed in spark ignition

Przykładowo dla zasilania mieszaną stechiometryczną benzyny z powietrzem, przy założeniu, że obliczenia wykonywane są dla 1 kilomola czynnika roboczego, więc:

$$M_1/V = 1/\Phi = 1/22.4 \text{ kmol/(Nm}^3\text{)}$$

A zmiana temperatury będzie równa $\Delta T = 2000$ K.

To nie uwzględniając zmiany liczby kilomoli podczas spalania ($\beta_x = 1$), teoretyczna wartość zmiany ciśnienia wyniesie:

$$(\Delta p)_v = 742,321 \text{ kPa.}$$

Natomiast, jeżeli uwzględni się zmianę liczby kilomoli ($\beta_x = 1,0184$) teoretyczna wartość zmiany ciśnienia wyniesie:

$$(\Delta p)_v = 755,980 \text{ kPa.}$$

Analizując proces spalania według zasad termodynamiki z uwzględnieniem reakcji chemicznych rozpatruje się w zasadzie reakcje izochoryczno-izotermiczne i reakcje izobaryczno-izotermiczne [6]. Dlatego efekt cieplny reakcji izochoryczno-izotermicznej, zgodnie z pierwszą zasadą termodynamiki jest równy przyrostowi energii wewnętrznej reagentów, określony przez równanie (22).

A zatem efekt cieplny reakcji izobaryczno-izotermicznej jest równy przyrostowi entalpii reagentów – równanie (23).

Z równań opisujących efekt cieplny reakcji wynika, że przy zwiększeniu liczby kilomoli reagentów ($\sum v > 0$) efekt cieplny reakcji izobaryczno-izotermicznej jest większy od efektu cieplnego reakcji izochoryczno-izotermicznej ($Q_{p,T} > Q_{v,T}$). Jeżeli liczba kilomoli reagentów nie ulegnie zmianie ($\sum v = 0$) to efekty cieplne obu reakcji są sobie równe ($Q_{p,T} = Q_{v,T}$). A w przypadku zmniejszenia liczby kilomoli ($\sum v < 0$) efekt cieplny reakcji izobaryczno-izotermicznej jest mniejszy od efektu cieplnego reakcji izochoryczno-izotermicznej ($Q_{p,T} < Q_{v,T}$).

Przy teoretycznym rozpatrywaniu obiegów silników spalinowych zakłada się izochoryczny przebieg spalania w silnikach o zapłonie iskrowym oraz częściowo izochoryczny, a częściowo izobaryczny przebieg procesu spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym. Zastosowanie konwencjonalnych paliw, w postaci benzyny i oleju napędowego (dla $\lambda \geq 1$) powoduje wzrost liczby kilomoli reagentów w komorze spalania, a zatem efekt cieplny reakcji izobaryczno-izotermicznej jest większy od efektu cieplnego reakcji izochoryczno-izotermicznej. Sugerowałoby to, że zmiana objętości reagentów ma większy wpływ na efekt energetyczny procesu spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym.

Ponieważ jednak w rzeczywistości proces spalania w obu typach silników jest bliższy obiegowi teoretycznemu silnika o zapłonie samoczynnym oddziaływanie zjawiska kontrakcji na efekt cieplny poszczególnych reakcji w rozważaniach teoretycznych należy ograniczyć do rodzaju paliwa.

I tak dla rozpatrywanych paliw ciekłych przy mieszanach stechiometrycznej (rys. 2) i ubogich następuje zwiększenie liczby kilomoli składników gazowych w związku, z czym efekt cieplny reakcji izobaryczno-izotermicznej

engine and partly isochoric and partly isobaric in diesel engines. The application of conventional fuels – gasoline and diesel fuel (for $\lambda \geq 1$) results in an increase in the kmole number of the reagents in the combustion chamber, hence the thermal effect of the isobaric-isothermal reaction is greater than the thermal effect of the isochoric-isothermal reaction. This would suggest that the change in the volume of the reagents has a greater influence on the energetic effect of the combustion process in diesel engines.

Since, in reality, the combustion process in both engine types is closer to the theoretical cycle of a diesel engine, the influence of the phenomenon of contraction on the thermal effect of the individual reactions in theoretical considerations needs to be confined to type of fuel.

For the liquid fuels under analysis with stoichiometric and lean mixtures (Fig. 2) an increase in the kmole number of the gaseous components takes place resulting in the thermal effect of the isobaric-isothermal is greater than the thermal effect of the isochoric-isothermal reaction. With rich mixtures the kmole number is reduced, hence the thermal effect of the isochoric-isothermal will prevail.

When analyzing gaseous fuels such convergence of the result of volume contraction on the energetic effect of combustion is no longer possible. A mixture of propane and butane shows an increase in the volume of the reagents in the whole range of the excess air coefficient. Methane is characterized by a lack of change in the kmole number forming a stoichiometric and lean mixtures with air, hence the thermal effect of both reactions is the same while in the rich mixture the number of kmoles increases, which results in a prevalence of the isobaric-isothermal reaction (in terms of the thermal effect of combustion). The combustion of hydrogen, irrespective of the mixture composition results in a reduction of the volume of the combustion products against the substrates i.e. the thermal effect will mainly result from the isochoric-isothermal reaction. Such varied course of the change in the volume of the reagents for the combustion of gaseous fuels is a result of different chemical composition

4. Conclusions

Combustion engines are a fundamental source of propulsion for vehicles whose application is extremely wide and their number results in a significant influence on the quality of air. That is why efforts are made to reduce the exhaust emissions to the atmosphere, which also entails ensuring the greatest possible efficiency of use of the energy contained in the fuel. Since fossil fuels are on the verge of depletion, alternative fuels are sought after and that also includes vegetable fuels.

jest większy od efektu cieplnego reakcji izochoryczno-izotermicznej. Przy mieszankach bogatych natomiast liczba kilomoli reagentów ulega zmniejszeniu, więc efekt cieplny reakcji izochoryczno-izotermicznej będzie przeważający.

Analizując paliwa gazowe nie można już wykazać takiej zgodności rezultatów zjawiska kontrakcji na efekt energetyczny procesu spalania. Mieszanina propanu z butanem wykazuje wzrost objętości reagentów w całym zakresie współczynnika nadmiaru powietrza. Metan charakteryzuje się brakiem zmiany liczby kilomoli tworząc z powietrzem mieszanki stechiometryczną i ubogą, a więc efekt cieplny obu reakcji jest taki sam, natomiast przy mieszance bogatej następuje wzrost liczby kilomoli, co skutkuje przewagą reakcji izobaryczno-izotermicznej na efekt cieplny spalania. Spalanie wodoru, bez względu na skład mieszanki powoduje zmniejszenie objętości produktów spalania w stosunku do substratów, czyli efekt cieplny będzie głównie wynikał z reakcji izochoryczno-izotermicznej. Tak różny przebieg

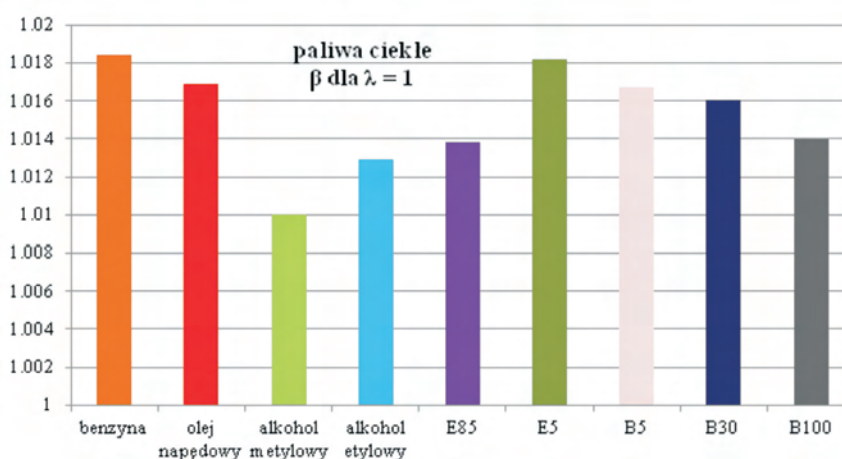


Fig. 2. The coefficient of change of the kmole number for liquid fuels at a stoichiometric mixture composition

Rys. 2. Współczynnik zmiany liczby kilomoli dla paliw ciekłych przy stechiometrycznym składzie mieszanki palnej

zmiany objętości reagentów w przypadku spalania paliw gazowych wynika ze znacznego zróżnicowania ich składu chemicznego.

4. Wnioski

Silniki spalinowe stanowią podstawowe źródło napędu pojazdów, których zastosowanie jest bardzo szerokie, a liczebność powoduje znaczący wpływ na jakość powietrza. Dlatego podejmuje się wszelkie starania, aby ograniczyć emisję szkodliwych składników spalin do atmosfery, co również wiąże się z koniecznością jak największej sprawności wykorzystania energii zawartej w paliwie. A ponieważ powszechnie stosowane paliwa kopalne wyczerpują się, szuka się alternatywnych paliw, także pochodzenia roślinnego.

Spalanie paliwa w komorze spalania przeprowadza się przy składzie mieszanki stechiometrycznym lub ubogim, a przeważająca część użytkowanych pojazdów posiada silniki zasilane paliwami ciekłymi. Z punktu widzenia zjawiska

The combustion of fuels in a combustion chamber is realized with a stoichiometric or lean mixture composition and the majority of the vehicles in use are fitted with engine fueled with liquid fuels. From the point of view of chemical contraction this is advantageous as its influence on the energetic effect of the processes of combustion in these conditions is the greatest, which allows an obtainment of greater values of pressure and temperature, thus a greater thermal effect of the reaction. Analyzing the coefficient of change of the kmole number for the individual liquid fuels (Fig. 2) we can observe that in the case of fossil fuels the effect of contraction is the greatest.

The influence of the gaseous fuel on volume contraction varies widely, which results from the chemical composition of the individual fuels. A mixture of propane and butane is higher order gaseous hydrocarbons of the carbon and hydrogen share in the molecules close to that of liquid fuels, thus the change in the kmole number is similar to liquid fuels. Methane, a simple hydrocarbon has no contraction at all with stoichiometric and lean mixtures. Pure hydrogen, used as fuel that does not contain carbon has negative contraction.

kontrakcji chemicznej jest to korzystne, gdyż jej wpływ na efekt energetyczny przemian zachodzących podczas procesu spalania w tych warunkach jest największy, co pozwala uzyskać większe wartości ciśnienia i temperatury, a zatem większy efekt cieplny reakcji. Jednocześnie analizując współczynnik zmiany liczby kilomoli dla poszczególnych paliw ciekłych (rys. 2) można stwierdzić, iż w przypadku paliw kopalnych oddziaływanie kontrakcji jest największe.

Wpływ paliwa gazowego na zjawisko kontrakcji jest znacznie zróżnicowany, co wynika ze składu chemicznego poszczególnych paliw. Mieszanina propanu z butanem to węglowodory gazowe wyższych rzędów, o udziałach węgla i wodoru w cząsteczkach zbliżonych do udziałów tych pierwiastków w paliwach ciekłych, w związku, z czym zmiana liczby kilomoli przebiega podobnie jak dla paliw ciekłych. Metan, będący prostym węglowodorem wykazuje zerową kontrakcję przy mieszankach stechiometrycznej i ubogich. Natomiast czysty wodór stosowany jako paliwo, które nie zawiera w swym składzie węgla wykazuje ujemną kontrakcję.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

M_c	molar mass of the liquid fuel air mixture/masa molowa mieszanki powietrza z paliwem ciekłym	T	temperature/temperatura
M_g	molar mass of the gaseous fuel – air mixture/masa molowa mieszanki powietrza z paliwem gazowym	R	universal gas constant/universalna stała gazowa
M_{spc}	molar mass of the exhaust gas during combustion of liquid fuel/masa molowa spalin przy spalaniu paliwa ciekłego	$Q_{p,T}$	heat of the isobaric-isothermal reaction/ciepło reakcji izobaryczno-izotermicznej
M_{spg}	molar mass of the exhaust gas during combustion of gaseous fuel/masa molowa spalin przy spalaniu paliwa gazowego	$Q_{v,T}$	heat of the isochoric-isothermal reaction/ciepło reakcji izochoryczno-izotermicznej
M_x	current molar mass of the working medium/bieżąca masa molowa czynnika roboczego	U	internal energy/energia wewnętrzna
M_1	molar mass of the working medium before combustion/masa molowa czynnika roboczego przed spalaniem	λ	excess air coefficient/współczynnik nadmiaru powietrza
ΔM	change in the kmole number of the reagents/zmiana liczby kilomoli reagentów	β_1	theoretical coefficient of contraction/teoretyczny współczynnik kontrakcji
L_1	theoretical air demand for combustion/teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania	β	coefficient of contraction/współczynnik kontrakcji
p	pressure/ciśnienie	β_x	current coefficient of contraction/bieżący współczynnik kontrakcji
V	volume/objętość	γ	coefficient of charge contamination/współczynnik zanieczyszczenia ładunku
		x	share of the burned fuel/udział spalonego paliwa
		Σv	sum of the kmoles of the reagents/suma kilomoli reagentów

Bibliography/Literatura

- [1] Dowkontt J.: Teoria silników cieplnych. WkiŁ, Warszawa 1973.
- [2] Kowalewicz A.: Podstawy procesów spalania. WNT, Warszawa 2000.
- [3] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. WkiŁ, Warszawa 1983.
- [4] Szewczyk W., Wojciechowski J.: Wykłady z termodynamiki z przykładami zadań. Wydawnictwa AGH, Kraków 2007.
- [5] Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. WKiŁ, Warszawa 1972.
- [6] Wiśniewski S.: Termodynamika techniczna. WNT, Warszawa 1980.

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

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

e-mail: worsztyn@agh.edu.pl



Analysis of impact of EGR valve construction on the exhaust gas flow parameters in the engine

In this paper an analysis of the EGR valve design impact, in particular the outlet diameter, on the gas flow parameters in diesel engine (Z 1505) exhaust gas recirculation system of Zetor tractor was made. For this purpose the experimental and simulation studies of gas flow through the valve were carried out. The simulations using Fluent were made. Also distribution of the pressure and velocity vectors in the area of the valve outflow was presented. Analysis of the phenomena occurring in the exhaust area of the EGR valve was made. Also influence of the outlet diameter on the flow characteristics of the EGR valve was determined.

Keywords: EGR valve, exhaust gas recirculation, exhaust gas flow modeling

Analiza wpływu konstrukcji zaworu EGR na parametry przepływu spalin w silniku

W artykule dokonano analizy wpływu konstrukcji zaworu EGR, a w szczególności średnicy otworu wylotowego na parametry przepływu spalin w układzie recyrkulacji spalin silnika o zapłonie samoczynnym typu Z 1505 ciągnika rolniczego marki Zetor. W tym celu przeprowadzono badania eksperymentalne i symulacyjne przepływu gazów przez zawór. Badania symulacyjne zrealizowano użyciu programu Fluent oraz przedstawiono rozkład wektorów prędkości i ciśnienia w obszarze wypływu gazu z zaworu. Przeanalizowano zjawiska turbulencji zachodzące w obszarze wylotowym zaworu. Określono również wpływ średnicy wylotowej na charakterystykę przepływową zaworu EGR.

Słowa kluczowe: zawór EGR, recyrkulacja spalin, modelowanie przepływu spalin

1. Modeling of gas flow through the EGR valve

In this article analysis of the flow of gases through the exhaust gas recirculation valve (EGR) was made. The valve was the component of the exhaust gas recirculation diesel engine Z1505, its structure is shown schematically in Fig. 1.

Role of the exhaust gas recirculation valve is to control flow quantity of gas supplied to the engine intake manifold. Because the costs involved in testing of valves in a laboratory environment are high and measurements are time-consuming therefore, to simulate a physical phenomena and processes in the valve numerical computational techniques are often used. The use of advanced computational programs allows the modeling and analysis of gas flows including the distribution of the velocity and pressure vectors.

One of such programs is FLUENT. Calculations performed with FLUENT package are based on the finite volume method [1, 2].

Simulation studies examined the usefulness of design a new type of EGR valve (Fig. 1) to control the amount of recirculated exhaust gas.

For simulation research a faithful representation of the actual geometry of element is very important [4]. For this purpose GAMBIT program was used

1. Modelowanie przepływu gazu przez zawór EGR

W artykule dokonano analizy przepływu gazów przez zawór recyrkulacji spalin (EGR) o konstrukcji przedstawionej schematycznie na rys. 1, wchodzącego w skład układu recyrkulacji spalin silnika o zapłonie samoczynnym typu Z 1505.

Zadaniem zaworu recyrkulacji spalin jest kontrolowanie przepływu ilości spalin dostarczanych do kolektora doloto-

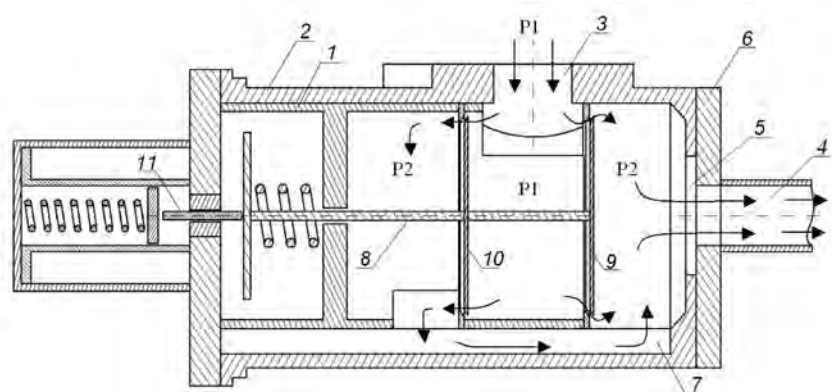


Fig. 1. Sketch of the most important construction elements of the EGR valve. 1 – valve housing, 2 – valve body, 3 – gas inlet, 4 – gas outlet 5 – outlet end of the housing, 6 – flange with an outlet hole and exhaust pipe, 7 – bypass channel, 8 – valve stem 9 – valve head, 10 – valve head, 11 – pusher

Rys. 1. Szkic najważniejszych elementów konstrukcyjnych zaworu EGR: 1 – korpus zaworu, 2 – obudowa zaworu, 3 – wlot gazu, 4 – wylot gazu, 5 – wylotowy otwór w korpusie, 6 – kołnierz z otworem i rurą wylotową, 7 – kanał bypass, 8 – trzon zaworu, 9 – grzybek zaworu, 10 – grzybek zaworu, 11 – popychacz

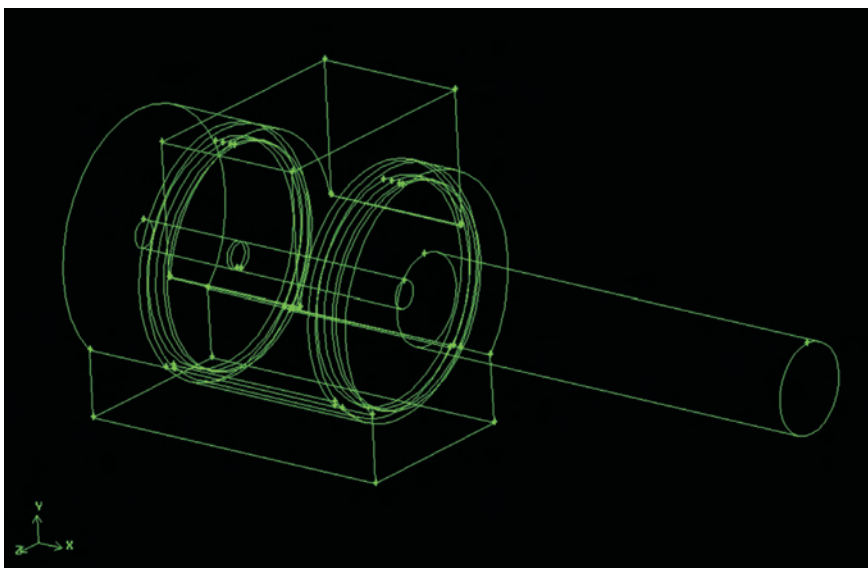


Fig. 2. EGR valve geometry mapped in the Gambit

Rys. 2. Geometria zaworu EGR odwzorowana w programie Gambit

(Fig. 2) and then digitizing the calculation area with use of tetrahedral mesh (Tetrahedral/Hybrid) was made (Fig. 3). The generated mesh was intentionally additionally concentrated in valve heads area, because at this place the largest changes in speed, gas pressure and flow turbulence caused by stenosis were expected.

Increased number of grid nodes was aimed at increasing the accuracy of the calculation and more precise representation of phenomena occurring in these areas of the valve.

The input data for the simulation was determined from the results of experimental studies.

Gas flow through the EGR valve for different positions of valve heads and constant differential pressure $\Delta P = 10$ kPa was simulated. Experimental studies [3] proved that the effective range of flow control by the EGR valve is

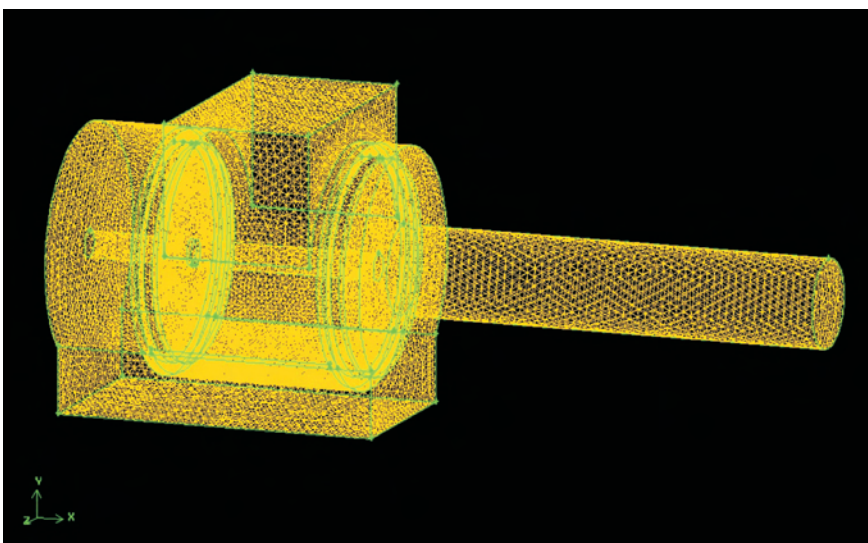


Fig. 3. Discretization of calculation area in Gambit

Rys. 3. Dyskretyzacja obszaru obliczeniowego w programie Gambit

wego silnika. Ponieważ nakłady finansowe związane badaniem takich zaworów w warunkach laboratoryjnych są wysokie a pomiary czasochłonne, to do symulowania przebiegu zjawisk i procesów fizycznych przez zawór często wykorzystuje się numeryczne techniki obliczeniowe. Dzięki zastosowaniu zaawansowanych programów obliczeniowych można modelować i analizować m.in. przepływy gazów w tym rozkład jego wektorów prędkości i ciśnienia. Jednym z takich programów jest FLUENT. Obliczenia wykonywane za pomocą pakietu FLUENT bazują na metodzie skończonych objętości [1, 2]. W badaniach symulacyjne sprawdzono przydatność konstrukcji nowego typu zaworu EGR (rys. 1) do kontroli ilości recyrkulowanych spalin.

Podstawową w tego typu badaniach symulacyjnych jest wierne odwzorowanie rzeczywistej geometrii elementu [4]. Do tego celu wykorzystano program GAMBIT (rys. 2) a następnie, dokonano dyskretyzacji obszaru obliczeniowego (rys. 3) przy zastosowaniu siatki tetraedrycznej (Tetrahedral/Hybrid) dla zaworu EGR. Wygenerowana siatka została dodatkowo, celowo zagęszczona w obszarze grzybków zaworowych. Ponieważ, w tym miejscu spodziewano się największych zmian prędkości i ciśnienia gazu, a także wywołanych zwężeniem turbulencji przepływu. Większa ilość węzłów siatki miała na celu zwiększenie dokładności obliczeniowej, a co za tym idzie większej precyzji odwzorowania zjawisk zachodzących w tych obszarach zaworu.

Dane wejściowe do symulacji określono na podstawie przeprowadzonych wyników badań eksperymentalnych. Zasymulowano przepływ strumienia powietrza przez zawór EGR dla różnych wysunięć grzybków zaworowych, przy stałej różnicy ciśnień $\Delta P = 10$ kPa.

Z badań eksperymentalnych [3] wynika, że skuteczny zakres sterowania przepływem przez badany zawór EGR istnieje dla zakresu wysunięć od $h = 0,1$ do $h = 1,2$ mm pomimo, że możliwe jest wysunięcie grzybka zaworu do $h = 5$ mm. Symulacje przepływu przeprowadzono dla trójwymiarowego modelu zaworu EGR, dla wysunięć grzybków zaworowych $h = 0,1$ mm, $h = 0,6$ mm oraz $h = 1$ mm.

2. Zmiany prędkości gazu przepływającego przez zawór EGR

W trakcie badań symulacyjnych dokonano porównania różnych parametrów

for position range of $h = 0.1$ and $h = 1.2$ mm, although it is possible to eject the valve head to the $h = 5$ mm. Flow simulations for three-dimensional model of the EGR valve for the valve heads positions $h = 0.1$ mm, $h = 0.6$ mm and $h = 1$ mm were performed.

2. Changes in the velocity of the gas flowing through the EGR valve

In simulation research various parameters of the gas flow through EGR valve, including velocity and pressure, was examined. In Fig. 4 the gas velocity vectors for the subsequent openings of the valve were presented.

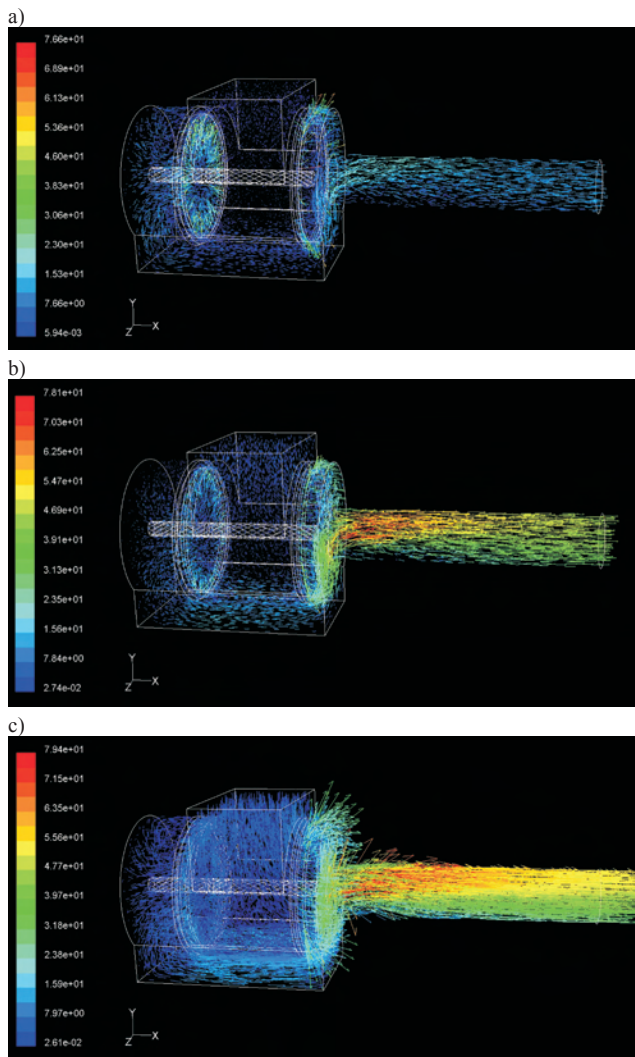


Fig. 4. Vectors of the gas flow velocity in the EGR valve for the following positions of valve head a) $h = 0.1$ mm, b) $h = 0.6$ mm, c) $h = 1$ mm

Rys. 4. Wektory prędkości przepływu gazu przez zawór EGR dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych a) $h = 0,1$ mm, b) $h = 0,6$ mm, c) $h = 1$ mm

For better illustration of velocity vectors, the valve was cut by a vertical plane and the results were shown in Fig. 5.

With the opening of the valve increase of velocity of gas flow was observed, which was shown on the following figures. Characteristic disproportion in gas flow velocity in the valve seat area can be seen. With the opening of the valve

przepływu gazu przez zawór EGR m.in. prędkości i ciśnienia. Na rysunku 4 zostały przedstawione wektory prędkości gazu dla kolejnych wartości wysunięcia grzybków zaworowych.

Dla lepszego zobrazowania wektorów prędkości przedstawiono je na rysunku 5 w przekroju zaworu płaszczyzną pionową.

Wraz ze zwiększeniem stopnia otwarcia grzybka zaworu zaobserwowano zwiększanie się prędkości przepływu, co przedstawiają kolejne rysunki. Zauważalna jest charakterystyczna dysproporcja w prędkości przepływu gazu w obszarze gniazd zaworowych. Wraz z wysuwaniem się grzybków zaworowych zwiększa się prędkość gazu po stronie wylotu zaworu EGR. Ponieważ średnica grzybka zaworowego różni się wyraźnie od średnicy otworu wylotowego z zaworu, zaobserwowano oddziaływanie tzw. kryzy, które objawia się wzrostem prędkości gazu w miejscu zmniejszenia się średnicy, a także ograniczeniem przepływu. Zjawisko ograniczonego przepływu zostało zaobserwowane w badaniach ekspe-

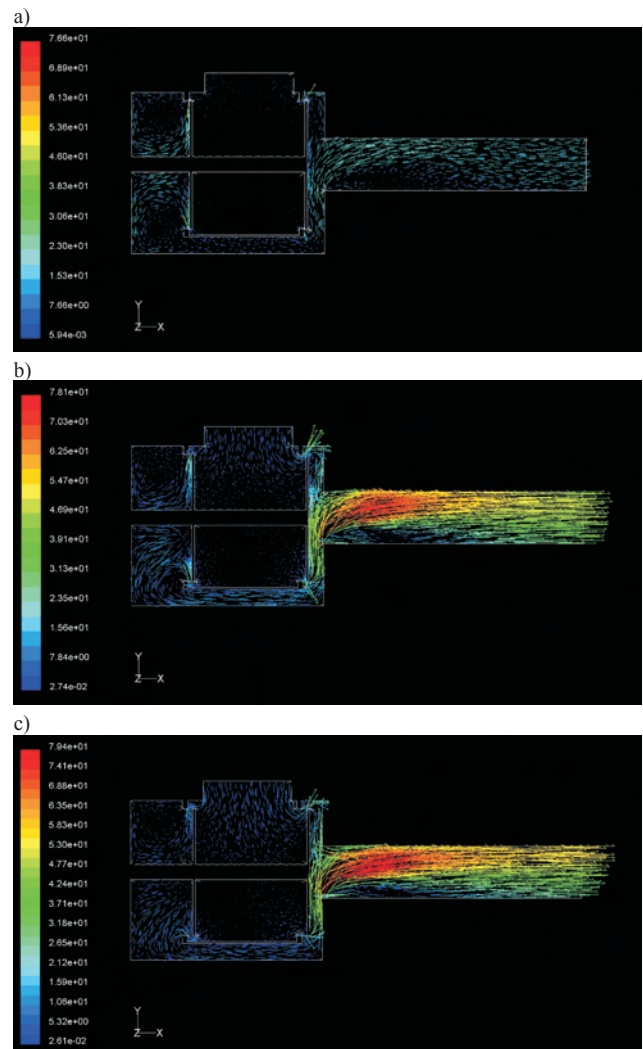


Fig. 5. Vectors of the gas flow velocity in the EGR valve, in longitudinal cross section, for the following positions of valve heads a) $h = 0.1$ mm, b) $h = 0.6$ mm, c) $h = 1$ mm

Rys. 5. Wektory prędkości przepływu gazu przez zawór EGR, w przekroju płaszczyzną pionową, dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych a) $h = 0,1$ mm, b) $h = 0,6$ mm, c) $h = 1$ mm

the velocity of the gas on the outlet side of the EGR valve increases. Because diameter of the valve head is significantly different from the diameter of the valve outlet, the orifice effect was observed. It reveals by an increase of gas velocity and also flow limitation at the area of narrowing of the flow cross section. Limited flow phenomenon has been observed in experimental studies, which showed that the valve opening in the range from $h = 1.2$ and $h = 5$ mm had no effect.

3. Changes of pressure in the exhaust gas recirculation valve

In the next stage of research changes in pressure in the EGR valve was analyzed. On Fig. 6 distribution of gas pressure for the subsequent stages of valve opening is presented. It was observed, that for small value of opening of the valve $h = 0.1$ mm (Fig. 6a), the use of a solution with two heads is justified by the fact that the pressure difference is small, so the forces acting on the heads are balanced, which means that the force required to move them is relatively small. With

rymentalnych, w których wysunięcie grzybka zaworu w zakresie od $h = 1,2$ do $h = 5$ mm nie przynosi efektu.

3. Zmiany ciśnienia w zaworze recyrkulacji spalin

Dla analizowanego zakresu otwarcia grzybka zaworowego w kolejnym etapie badań symulacyjnych przeanalizowano zmiany ciśnienia w zaworze EGR. Na rysunku 6 przedstawiony został rozkład ciśnienia w zaworze dla kolejnych wysunięć grzybków. Zaobserwowano, że dla małych wysunięć zaworu $h = 0,1$ mm (rys. 6a), zastosowanie rozwiązania konstrukcyjnego z dwoma grzybkami jest uzasadnione tym, że różnica ciśnień jest niewielka, a tym samym siły działające na grzybki równoważą się, co oznacza że siła potrzebna do ich przesunięcia jest stosunkowo niewielka. Wraz ze zwiększaniem się wysunięcia zaworu zwiększa się różnica ciśnień. W tym przypadku również, analizowana tzw. kryza, przedstawiająca miejsce zwężenia przekroju, spowodowana

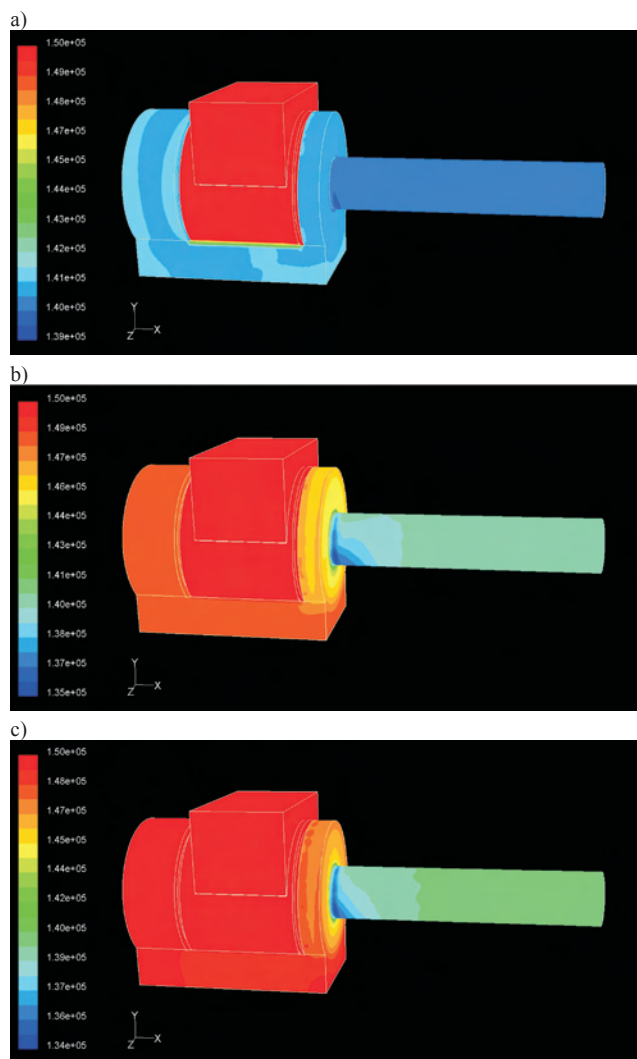


Fig. 6. Pressure of gas for the following positions of valve heads a) $h = 0.1$ mm, b) $h = 0.6$ mm, c) $h = 1$ mm

Rys. 6. Ciśnienie gazu przy kolejnych wysunięciach grzybków zaworowych a) $h = 0,1$ mm, b) $h = 0,6$ mm, c) $h = 1$ mm

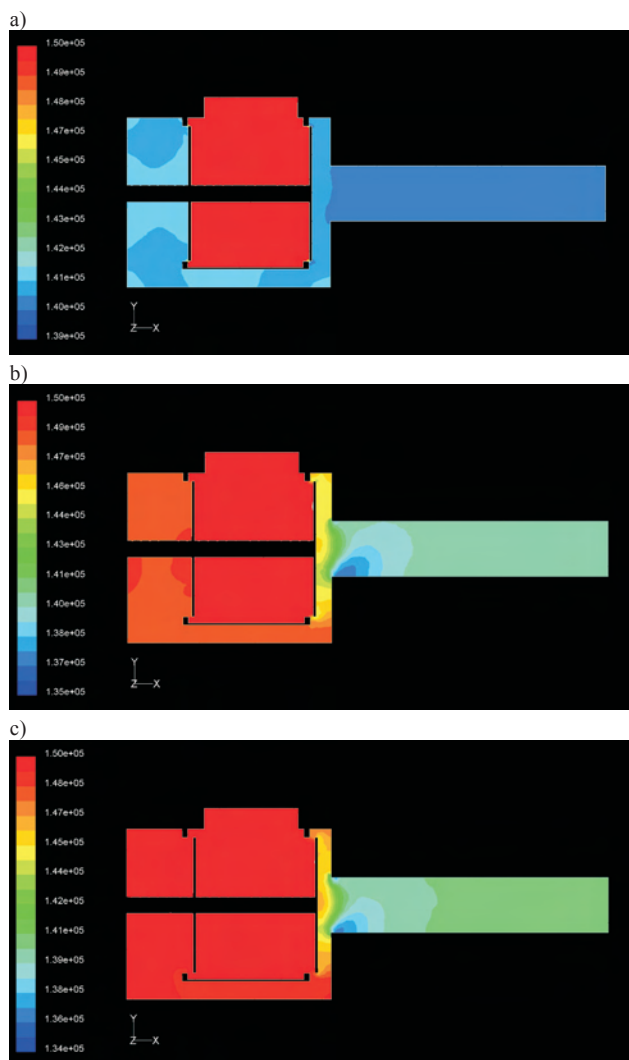


Fig. 7. Pressure of gas in the EGR valve, in longitudinal cross section, for the following positions of valve heads a) $h = 0.1$ mm, b) $h = 0.6$ mm, c) $h = 1$ mm

Rys. 7. Ciśnienie gazu przez zawór EGR, w przekroju płaszczyzną pionową, dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych a) $h = 0,1$ mm, b) $h = 0,6$ mm, c) $h = 1$ mm

the increase in opening of the valve differential pressure increases. In this case also narrowing of flow cross section (orifice) causes the phenomenon of local pressure drop.

For the analysis of the distribution of pressure in the EGR valve, a similar methodology was used as that shown in the previous paragraph – the valve was cut by the vertical plane. Distribution of pressure for the analyzed valve is shown in Fig. 7. Figures illustrate changes of pressure distribution with increasing valve opening.

Analyzing the distribution of pressure in the valve, it can be seen that gas pressure increases much faster on the side of valve head 10 (Fig. 1) than on the side of the valve head 9. Whereas in the area of valve head 9 and the outlet tube can be seen gradual changes of pressure and differences in the distribution of pressure between the upper and lower part of the valve. It is significance that there is an existing bypass channel 7 (Fig. 1), such that the pressure in lower area of the valve head 9 increases faster than the upper. There is also a low pressure zone in the lower area of the outlet tube directly behind the outlet of the valve flange (element 6, Fig. 1).

4. Turbulence of the gas flow

In the simulation studies an analysis of changes in the turbulence of the gas flow through the exhaust gas recirculation valve was also made. Figure 8 shows the turbulence of the flow for subsequent openings of the valve. It can be seen that the greatest turbulences were in the area of valve head (element 9, Fig. 1) and the outlet of the valve. Turbulence increases with increasing opening of the valve and thus with increasing gas flow.

Figure 9 shows the turbulences of the gas flow in valve after the intersection by the vertical plane for the following openings of valve a) $h = 0.1$ mm, b) $h = 0.6$ mm, c) $h = 1$ mm

There is a significant increase of turbulence in the gas flow around the valve heads and area of the connection of the valve with outlet tube, and then also in the same tube.

These are the areas where there are turbulences caused by the differences in speed of flowing gas resulting from the shape of the valve.

5. Verification of the calculation model

In the paper the verification of calculation model was made. The results of simulation research for the mass flow with those obtained experimentally were compared, for differential pressure $\Delta P = 10$ kPa and $\Delta P = 30$ kPa (Fig. 10).

Comparison of the mass flow obtained by numerical simulations with experimental values showed convergence, and the relative error does not exceed 15 %. On the above figures to each measurement point range ± 15 % of its value was assigned. Because mass flow is represented with 15 % accuracy we can assumed that the phenomena of flow obtained in the simulations are similar to the real one.

zmianą średnicy otworu wylotowego, powoduje zjawisko lokalnego spadku ciśnienia.

Do analizy rozkładu ciśnienia w zaworze EGR, zastosowano podobną metodykę jak w przypadku pokazywanym w poprzednim punkcie wektorów prędkości, gdzie dokonano przecięcia zaworu w płaszczyźnie pionowej. Rozkład ciśnienia dla analizowanego zaworu przedstawiono na rys. 7. Kolejne rysunki obrazują zmiany ciśnienia gazu wraz ze zwiększaniem wysunięcia grzybków zaworu

Analizując rozkład ciśnienia w zaworze zauważyć można, że po stronie grzybka zaworowego 10 (rys. 1) ciśnienie gazu wzrasta znacznie szybciej niż po stronie grzybka zaworowego 9. Natomiast w obszarze grzybka zaworowego 9 oraz rurki wylotowej można zauważyć następujące stopniowo zmiany ciśnienia i pojawiające się różnice w rozkładzie ciśnień pomiędzy górną i dolną częścią zaworu. Nie bez znaczenia jest tu istniejący kanał bypass 7 (rys. 1), dzięki któremu ciśnienie w dolnym obszarze grzybka zaworowego 9 zwiększa swoją wartość szybciej niż w obszarze górnym. Widoczna jest także strefa niskiego ciśnienia w dolnej strefie rurki wylotowej, bezpośrednio za otworem wylotowym w kołnierzu zaworu (element 6, rys. 1).

4. Turbulencje przepływu

W badaniach symulacyjnych dokonano również analizy zmian turbulencji przepływu gazu przez zawór recyrkulacji spalin. Na rysunku 8 przedstawiono turbulencje przepływu dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych. Można zaobserwować, że największe turbulencje występują w obszarze grzybka zaworowego (element 9, rys.1) oraz wylotu z zaworu. Turbulencje zwiększają się wraz ze wzrostem wysunięcia zaworu, a tym samym wraz ze zwiększonym przepływem gazu.

Rysunek 9 przedstawia turbulencje przepływu gazu po dokonaniu przecięcia zaworu w płaszczyźnie pionowej, dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych a) $h = 0,1$ mm, b) $h = 0,6$ mm, c) $h = 1$ mm, analogicznie jak poprzednio.

Zauważalny jest wyraźny wzrost turbulencji w obszarze przepływu gazu przez grzybki zaworowe oraz w miejscu połączenia zaworu z rurką wylotową, a następnie także w samej rurce. Są to obszary, w których występują zawirowania gazu spowodowane różnicami prędkości przepływającego gazu wynikającymi z ukształtowania zaworu.

5. Weryfikacja modelu obliczeniowego

W pracy dokonano weryfikacji przyjętego modelu obliczeniowego. W tym celu porównano otrzymane wyniki badań symulacyjnych dla przepływu masowego z danymi uzyskanymi eksperymentalnie, dla różnic ciśnień $\Delta P = 10$ kPa oraz $\Delta P = 30$ kPa (rys. 10).

Dokonyjąc porównania wartości przepływu masowego dla przepływów uzyskanych w wyniku symulacji numerycznych z wartościami eksperymentalnymi wykazało zgodność, a błąd względny nie przekraczał 15 %. Na powyższych wykresach każdemu punktowi pomiarowemu przypisano przedział ± 15 % jego wartości. Ponieważ przepływ masowy jest odwzorowany z 15 % dokładnością można założyć, że zjawiska przepływowe uzyskane w symulacjach dają obraz zbliżony do rzeczywistego.

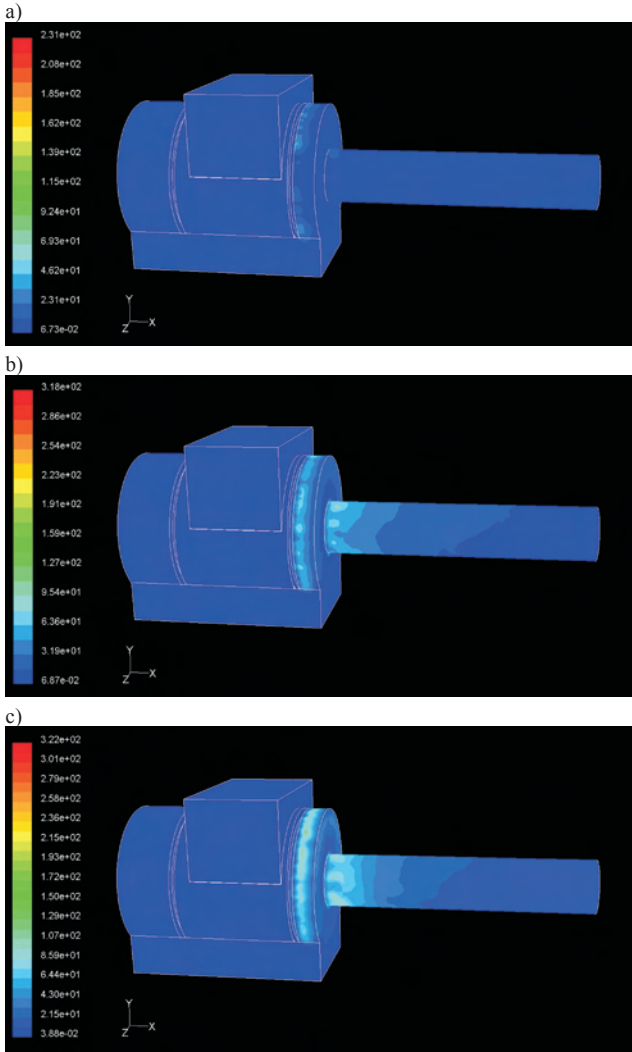


Fig. 8. The turbulence of the gas flow for subsequent openings of valve) h = 0.1 mm, b) h = 0.6 mm, c) h = 1 mm

Rys. 8. Turbulencje przepływu gazu przy kolejnych wysunięciach grzybków zaworowych a) h = 0,1 mm, b) h = 0,6 mm, c) h = 1 mm

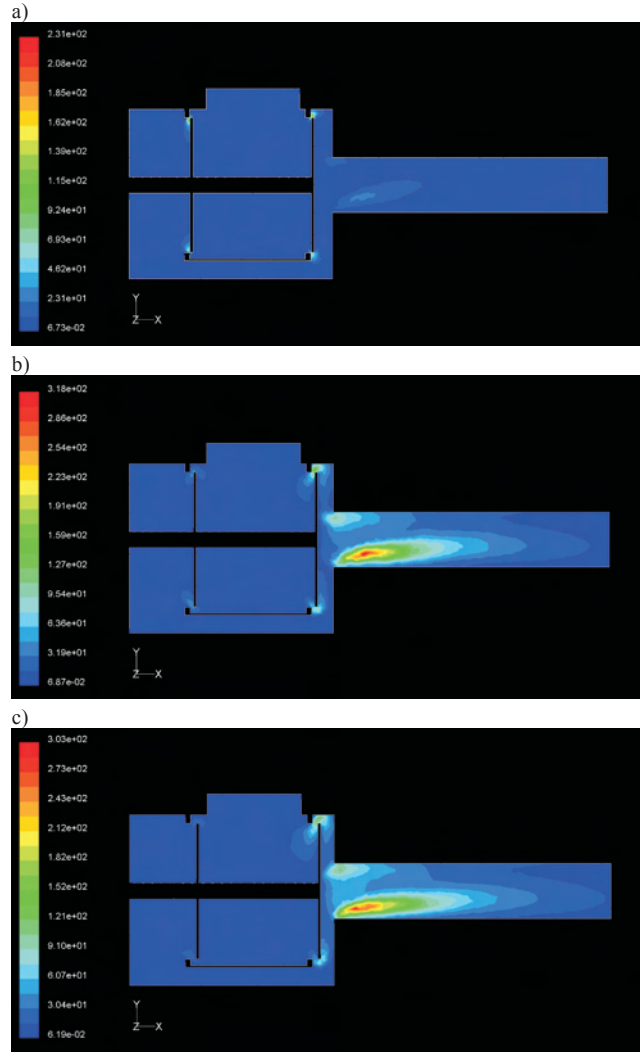


Fig. 9. The turbulence of the gas flow through the EGR valve, in longitudinal cross for the following openings of the valve) h = 0.1 mm, b) h = 0.6 mm, c) h = 1 mm

Rys. 9. Turbulencja przepływu gazu przez zawór EGR, w przekroju płaszczyzną pionową, dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych a) h = 0,1 mm, b) h = 0,6 mm, c) h = 1 mm

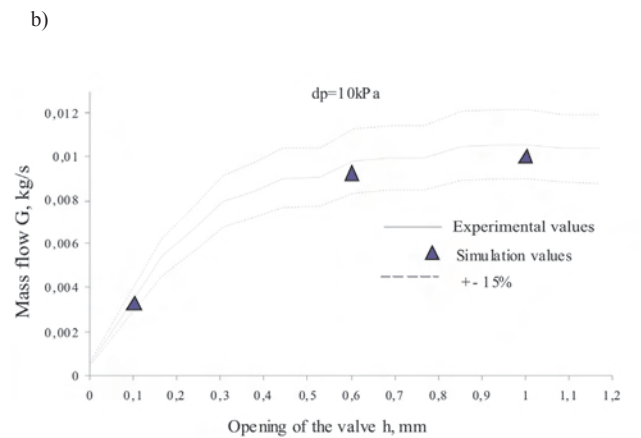
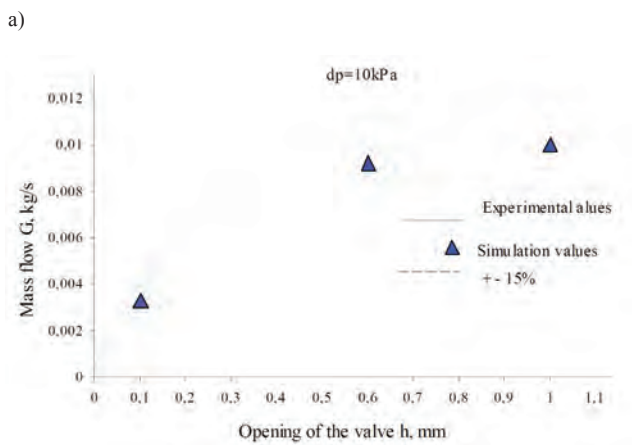


Fig. 10. Comparison of the mass flow resulting from the calculations with the experimental data. For differential pressure a) $\Delta P = 10$ kPa and b) $\Delta P = 30$ kPa

Rys. 10. Porównanie wartości przepływu masowego powietrza przez zawór EGR uzyskanych w wyniku obliczeń numerycznych z danymi eksperymentalnymi. Dla różnic ciśnień a) $\Delta P = 10$ kPa, b) $\Delta P = 30$ kPa

6. Summary

As the summary can be concluded that chosen simulation research model, discretization of calculation area made for subsequent openings of valve (very important for the proper simulation of the process) and the use of tetrahedral mesh proved to be the right solution. Comparison of the mass flows obtained by numerical simulations with experimental values showed convergence.

Analysis of velocity vectors, pressure distribution and flow turbulence for subsequent openings of valve allowed to claim, that for the small openings of the valve construction with two valve heads is appropriate because of the balancing of forces. Thus, the forces required to move the valve stem are small. Narrowing of the diameter of the outlet of the valve so called orifice was observed. This element causes reduction of the gas flow, increase of flow velocity, local pressure drop and also occurrence of turbulence of gas in this area. So it can be assumed that increasing of the diameter of the valve outlet could extend the control range of the EGR valve and also elimination of bypass channel.

6. Podsumowanie

Dokonując podsumowania można stwierdzić, że dobrany ramach badań symulacyjnych model do obliczeń numerycznych, dokonana dyskretyzacja obszaru obliczeniowego dla kolejnych wysunięć zaworu (niezwykle istotna ze względu na prawidłowe symulowanie procesu) oraz zastosowanie siatki tetraedrycznej okazały się trafnym rozwiązaniem, gdyż porównanie wartości przepływów masowych uzyskanych w wyniku symulacji numerycznych z wartościami eksperymentalnymi wykazało zgodność.

Porównanie rozkładu wektorów prędkości, rozkładu ciśnienia jaki i turbulencji przepływu dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych pozwoliło zauważyć, że przy niewielkich wysunięciach konstrukcja zaworu EGR z dwoma grzybkami zaworowymi jest uzasadniona, z powodu równoważenia się sił. Tym samym siły potrzebne do przesunięcia trzonu zaworu, w zakresie małych wysunięć, są niewielkie. Zwrócono uwagę na występujące na wylocie zaworu zwężenie średnicy tzw. kryzy. Element ten powoduje jednocześnie ograniczenie przepływu gazu, zwiększenie prędkości przepływu i lokalny spadek ciśnienia, jak również występowanie turbulencji gazu w tym obszarze.

Zatem można domniemywać, że zwiększenie średnicy wylotowej z zaworu, mogłoby pozwolić na rozszerzenie zakresu sterowania zaworem EGR, a tym samym likwidacji występującego w badanym silniku kanału obejściowego.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

EGR Exhaust Gas Recirculation/*układ recyrkulacji spalin*

Bibliography/Literatura

- [1] Fluid Dynamics Analysis Package. Fluid Dynamics International, Inc. 2007.
- [2] Ferziger J.H., Perić M., Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 1999.
- [3] Bieniek A. (red.): Zasilanie silników wysokoprężnych pojazdów pozadrogowych, Monografia Z. 312, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej 2012.
- [4] Dobrowolski B., Jantos J., Lenc-Brol A., Mamala J.: Research of computer simulated phenomena in an air intake manifold of the spark ignition engine in time of short time supercharging, Combustion Engines, PTNSS-2009-SC-011, Opole 2009.

Jarosław Mamala, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Opole University of Technology.

Dr hab. inż. Jarosław Mamala – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej.

e-mail: j.mamala@po.opole.pl



Agata Lenc-Brol, MEng. – PhD student in the Faculty of Mechanical Engineering at Opole University of Technology.

Mgr inż. Agata Lenc-Brol – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej.

e-mail: a.lenc-brol@po.opole.pl



The effects of blending dimethyl ether with LPG on the engine operation and its efficiency

The paper presents a continuation of a research program related to the activators for gaseous fuels used in modern vehicles. Selected vehicle dynamic parameters obtained by the application of a mixture of LPG and DME for the mass share of 0 to 26 % have been presented. The object of the research was a 1.6 SI engine adapted to a combustion of gaseous fuels. The authors present the results of the energy conversion efficiency in a four cylinder SI 1.6 cm³ engine.

Keywords: *alternative fuels, DME, LPG, fuel blend, SI engine, combustion*

Wpływ udziału DME na przebieg spalania mieszaniny DME-LPG w silniku ZI

Artykuł prezentuje wybrane wyniki badań nad aktywatorami spalania alternatywnych paliw gazowych, wykorzystywanych do napędu pojazdów samochodowych. Określono wpływ udziału DME w mieszaninie DME-LPG na sprawność przetwarzania energii w silniku ZI. Obiektem badań był czterocylindrowy silnik napędzający samochód Opel Astra, wyposażony w dodatkowy układ zasilania, typu PFI. W badaniach wykorzystano mieszaniny DME-LPG o udziale masowym DME od 0 do 26 %. Dla każdej z mieszanin zrealizowano kilka serii pomiarowych, w ustalonych warunkach pracy silnika. Wyjaśniono wpływ udziału DME w mieszaninie na osiągi silnika, a także podstawowe parametry charakteryzujące proces spalania. Stwierdzono, że masowy udział DME nieprzekraczający 11 % wpływa na zwiększenie sprawności przetworzenia energii, przyrost ciśnienia, stopień wypalenia ładunku i ilość wydzielanego ciepła.

Słowa kluczowe: *paliwa alternatywne, DME, LPG, mieszanina paliw, silnik ZI, spalanie*

1. Introduction

An increasing interest in the application of DME as an alternative fuel for vehicle engine propulsion results from multiple production possibilities, including different sources such as natural gas, carbon, biomass as well as black liquor from the pulp mill. Due to a high cetane number of DME the main research programs carried out by different centers concentrate on the application of DME in CI engines. However, taking into consideration the fact that physicochemical properties of DME are similar to LPG, it can be blended with LPG and applied as a fuel for heating devices and gas engine based generators and heat pumps [1, 2]. The ease of LPG and DME blending and using this mixture either as an additive or substitute for pure LPG opens an opportunity of diversification of the fuel sources together with an increasing energy security. Currently approximately 80 % of manufactured DME is added to LPG as a mixture of 20/80 %. [3]. DME applied as an additive allowing an accelerate the start of combustion in many internal combustion engines including CI, CCCI and HCCI [4, 5]. A research on SI engines powered by a blend of DME and n-butane has been carried out by Lee S. that aims at estimating the engine operation characteristics and exhaust gas composition [6, 7]. The results of the research pointed to the significant influence of the lower calorific value of DME on the engine torque and power output as well as on the fuel consumption, thus confirming the conclusions formulated by the authors on the basis of the research carried out in the Transport Department of Silesian University of Technology [8]. Chin G., together

1. Wprowadzenie

Wzrost zainteresowania eterem dimetylowym – DME, jako paliwem alternatywnym do napędu pojazdów samochodowych jest przede wszystkim spowodowany możliwością jego wytwarzania z wielu źródeł, takich jak gaz ziemny, węgiel, biomasa, a także ług czarny, czyli półpłynny, wysokoenergetyczny produkt uboczny w przemyśle celulozowym. Ponieważ DME cechuje wysoka liczba cetanowa większość prowadzonych obecnie prac badawczo-rozwojowych i wdrożeniowych dotyczy jego wykorzystania do zasilania silników ZS. Mając jednak na uwadze fakt, iż własności fizykochemiczne DME są podobne do LPG, jest on również mieszany z LPG i używany, jako paliwo dla urządzeń grzewczych oraz silników gazowych napędzających generatory i pompy ciepła [1, 2]. Łatwość mieszania LPG i DME i wykorzystania tej mieszaniny, jako suplementu lub też zamiast LPG, sprzyja zarówno dywersyfikacji paliw jak i zwiększeniu bezpieczeństwa energetycznego. Obecnie ponad 80 % produkowanego na świecie DME dodaje się do LPG, wytwarzając mieszaninę tych paliw, w proporcji 20/80 % [3].

DME jest wykorzystywane również, jako dodatek przyspieszający rozpalanie wielu paliw zasilających silniki ZS, dwupaliwowe, CCCI oraz HCCI [4, 5]. Badania silnika ZI zasilanego mieszaniną DME i n-butanu przeprowadził Lee S., wyznaczając jego charakterystyki zewnętrzne i określając emisję składników toksycznych spalin [6, 7]. Wyniki tych badań wykazały znaczny wpływ niższej wartości opałowej DME na rozwijany przez silnik moment obrotowy i zużycie paliwa, potwierdzając wnioski sformułowane na podstawie

with his team in 2011 carried out a research on an SI stationary engine used for micro-cogeneration purposes. The engine was fed with LPG and DME mixtures of a DME mass share varying from 5 to 40 % [9]. The obtained results enabled a development of combustion control algorithms, particularly with respect to knock detection.

Delaying the spark ignition timing and variation of the air-fuel ratio enables the engine operation without knocking for blends up to 25 % of DME.

The exhaust gas have a high concentration of DME and formaldehyde as well as of NMHCs (non-methane hydrocarbons) that can, however, be easily reduced by a conventional exhaust aftertreatment system.

Among many factors that spurred the authors on to start the research on the application of di-methyl ether as a fuel for SI engines the most important was a significant feature of DME – the ability of influencing the shortening of the onset time of the combustion of the air-fuel mixture (combustion process activator). High burning speed of DME speeds up the onset of the combustion of the LPG–DME mixture similarly as hydrogen added to natural gas (Fig. 1). This paper presents the test stand results carried out on an Opel Astra vehicle whose engine was fueled with LPG and DME blends of the mass ratios varying from 5 to 26 %.

2. Properties of the tested fuel

Selected chemical and physical properties, of gaseous fuels have been listed in Table 1. Fuels featuring low boiling temperature are Methane and Hydrogen, while the boiling temperature of the DME does not vary much when related to hydrocarbons that constitute the crude oil based gases. High Cetane number of DME enables its application in CI engines. The density of DME as well as of crude oil based gases is similar both in the gaseous and liquid phases, while its low pressure allows storing it in the liquid phase in ambient temperatures. A theoretical air demand for DME is the lowest among all the gaseous fuels, which results from the

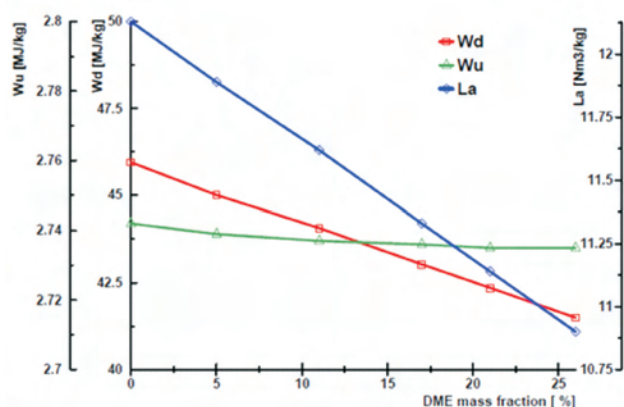


Fig. 2. Mass heating value as a function of DME mass ratio, Wu – Mass heating value of a stoichiometric mixture, Wd – Mass heating value of fuel, La – stoichiometric air to fuel ratio

Rys. 2. Wartość opałowa mieszaniny w zależności od udziału DME, Wu – wartość opałowa mieszaniny stechiometrycznej; Wd – wartość opałowa paliwa; La – zapotrzebowanie powietrza dla stechiometrycznej mieszaniny paliw

badan symulacyjnych, przeprowadzonych na Wydziale Transportu Pol. Śl. [8]. Chin G., wraz ze swoim zespołem przeprowadził w roku 2011 badania stacjonarnego silnika ZI, przeznaczonego dla systemu mikrokogeneracji, zasilając go mieszaninami LPG i DME, o udziale masowym DME w zakresie od 5 do 40 % [9]. Uzyskane wyniki umożliwiły opracowanie algorytmów sterowania procesem spalania,

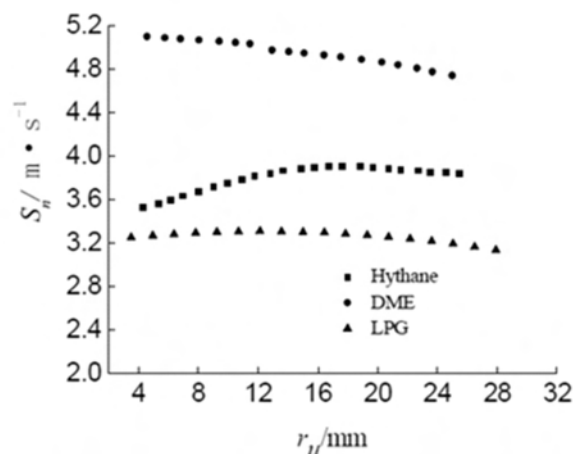


Fig. 1. Flame speed versus radius for Hythane®, DME and LPG [11]

Rys. 1. Szybkość spalania gazu ziemnego wzbogaconego wodorem, DME i LPG w zależności od promienia rozprzestrzeniającego się płomienia [11]

przede wszystkim w zakresie kontroli spalania detonacyjnego oraz wykazały, że:

- opóźnienie zapłonu i zmiana współczynnika nadmiaru powietrza zapewnia pracę silnika bez spalania stukowego, gdy jest on zasilany mieszaninami zawierającymi do 25 % DME,
- w spalinach silnika występuje duża koncentracja DME i formaldehydu, a także węglowodorów NMHC, które są redukowane poprzez wykorzystanie standardowego układu oczyszczania spalin.

Wśród wielu czynników, które skłoniły autorów niniejszego opracowania do podjęcia prac nad wykorzystaniem eteru dwumetylowego do zasilania silników ZI należy wyróżnić jego bardzo istotną cechę, wpływającą na skrócenie czasu rozpalania mieszaniny powietrzno-gazowej, dlatego paliwo to można umownie nazwać aktywatorem procesu spalania. Duża prędkość spalania DME przyspiesza inicjację spalania mieszaniny LPG i DME, podobnie jak wodór w mieszaninie z gazem ziemnym (rys. 1). W niniejszym opracowaniu zaprezentowano wyniki badań stanowiskowych przeprowadzonych przy wykorzystaniu samochodu Opel Astra, którego silnik zasilano mieszaninami LPG i DME o udziale masowym DME w zakresie od 5 do 26 %.

2. Charakterystyka paliwa wykorzystanego w badaniach

Wybrane właściwości fizyko-chemiczne paliw gazowych scharakteryzowano w tabeli 1. Paliwami o niskiej tempe-

oxygen content in the fuel. As a result, the calorific value of the air-fuel mixture, in the case of DME-LPG blend remains constant even with the increasing mass share of DME (Fig. 2).

Mixtures used in the research program were prepared on a special stand. They were blended in an appropriate sequence and stored in a tank positioned on an electronic scale (Fig. 3). For the purpose of the presented research 5 different mixtures were prepared of the composition as follows (mass shares):

- 5 % DME, 95 % LPG,
- 11 % DME, 89 % LPG,
- 17 % DME, 83 % LPG,
- 21 % DME, 79 % LPG,
- 26 % DME, 74 % LPG.

The research also provided a test for a propane-butane fuel blend respectively (40/60). The prepared fuels were loaded at 500 kPa to a properly configured feed system operating as an additional equipment of the tested vehicle. Through an injection rail, the system delivered vaporized gas mixtures directly to the intake manifold ducts. The electronic injection system was set up to form a stoichiometric mixture, while the fuel excess coefficient was calculated according to the following formula:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{LPG} \cdot AFR_{LPG_{stoich.}} + \dot{m}_{DME} \cdot AFR_{DME_{stoich.}}} \quad (1)$$

Similar ignition temperatures and combustion speeds guarantee good combustibility of the prepared mixtures while providing comparable energy conversion efficiency in the tested engine.

Table 1. Characteristic of the selected alternative fuels [14]
Tabela 1. Właściwości wybranych paliw alternatywnych [14]

Specification	DME	n-Butane	Propane	Methane	Hydrogen
Chemical structure	CH ₃ OCH ₃	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₈	CH ₄	H ₂
Molecular weight, g/mol	46,07	58,12	44,09	16,4	2,02
Liquid density, kg/m ³	661	578	500	415	71
Boiling point, °C	-24,9	-0,5	-42	-162	-252,9
Octane number	-	92	105	130	130
Cetane number	55-60	19	5	-	-
Mass heating value, MJ/kg	28,8	45,72	46,50	50,20	121,0
Stoichiometric A/F, kg/kg	9,0	15,46	15,88	17,2	34,3
Ignition temperature, °C	350	405	470	540-650	400
Burning velocity, cm/s	50	41	45,0	50-33-8	inn. 271
Wobbe index, MJ/m ³	52	91	81	54	48
c/h/o	32/13/55	83/17/0	82/18/0	75/25/0	0/100/0

3. Measurement set-up

The tested object was an Opel Astra fitted with a 1600 cm³ engine, adapted to alternative fuel propulsion. The main features characterizing the engine installed in the tested vehicle have been listed in Table 2. The engine performance has been estimated on the basis of acquired dynamic

raturze wrzenia są metan i wodór, natomiast temperatura wrzenia DME nie odbiega znacznie od wartości temperatury dla węglowodorów zawartych w mieszaninie gazów ropopochodnych. Wysoka liczba cetanowa DME zapewnia jego wykorzystanie do zasilania silników ZS. Gęstość DME i gazów ropopochodnych jest podobna zarówno w fazie skroplonej jak i lotnej, a niewielkie ciśnienie pozwala na jego magazynowanie w fazie skroplonej w temperaturze otoczenia. Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza dla DME jest najniższe spośród wszystkich paliw gazowych, co wynika z zawartego w nim tlenu. W konsekwencji wartość opałowa dostarczanej do silnika mieszanki powietrza i DME wraz z LPG jest stała, pomimo wzrastającego udziału masowego DME (rys. 2).

Do badań przygotowano mieszanki wytworzone na specjalnym stanowisku, mieszając LPG, o zawartości 40 % propanu i 60% butanu z DME, w ściśle określonej kolejności i magazynując je następnie w zbiorniku umieszczonym na wadze tensometrycznej (rys. 3). Wykorzystano mieszanki o następujących udziałach masowych:

- 5 % DME, 95 % LPG,
- 11 % DME, 89 % LPG,
- 17 % DME, 83 % LPG,
- 21 % DME, 79 % LPG,
- 26 % DME, 74 % LPG.

Tak przygotowane mieszanki, wprowadzano pod ciśnieniem 500 kPa, do odpowiednio skonfigurowanego dodatkowego układu zasilania. Układ ten dostarczał odparowaną mieszaninę gazów do kanałów dolotowych badanego silnika, poprzez magistralę wtryskową. System sterowania dawką wtryskiwanej mieszanki zapewniał uzyskanie mieszanki stechiometrycznej, przy czym współczynnik nadmiaru powietrza obliczano z zależności (1).

Zbliżone wartości temperatury zapłonu i szybkości spalania zapewniają dobre własności palne wytworzonych mieszanek i porównywalną sprawność przetwarzania energii w badanym silniku.

3. Obiekt badań i stanowisko badawcze

Obiektem prowadzonych badań był samochód OPEL Astra napędzany silnikiem ZI o pojemności 1600 cm³, przy-

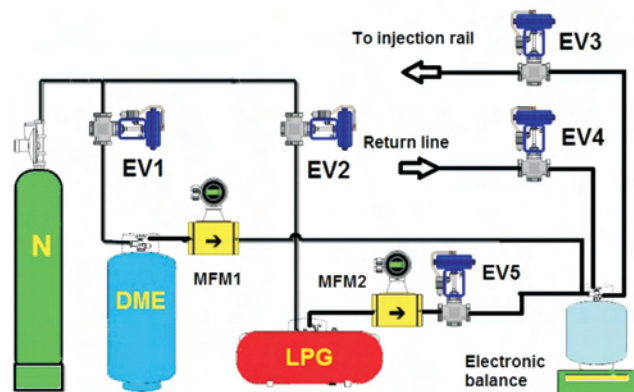


Fig. 3. LPG and DME blends preparation stand (EV – electrovalve, MFM mass flow meter)

Rys. 3. Układ przygotowania mieszanki LPG i DME

characteristics defining the power on the wheels as a function of vehicle speed.

The characteristics of the prepared fuels were acquired on a BOSCH FLA 203 chassis dynamometer for different DME content. A simplified test stand diagram have been presented in Fig. 4.

The test stand has been equipped with various transducers and sensors allowing an identification of the engine operating conditions. The basic measurement and control systems allowed a continuous acquisition of the engine operating conditions through the recording of:

- In-cylinder pressures, crankshaft angle with TDC identification,
- Power on the wheels, manifold pressure, intake air temperature,
- Exhaust gas temperature,
- Fuel mass flow to the engine.

The in-cylinder pressure was measured with the piezoelectric pressure transducer (type 6121) coupled with the 5011 charge amplifier – both KISTLER type. The measurement of the crankshaft angle and its speed was realized with the help of a crankshaft position sensor (type 2613B by KISTLER).

Additional measurements included the recording of

Table 2. Engine specifications

Tabela 2. Charakterystyka obiektu badań

Cylinder number and layout	4 R
Maximum power	55 kW @ 5200 rpm
Maximum torque	128 N·m @ 2800 rpm
Displacement	1598 ccm
Bore x stroke	79.0 x 81.5 mm
Compression ratio	9.6

the manifold pressure. The fuel mass flow to the fuel feed system of the tested engine was recorded with the use of an electronic scale.

All parameters were acquired and visualized with the use of a data acquisition card (type NI PCI-6143) and were further processed with the help of a script debugged in the LabView 7.1 environment.

The research has been developed according to the pre-defined program covering:

- The estimation of power on the wheels of the tested vehicle as a function of the vehicle speed for all of the tested DME-LPG blends,
- The estimation of the in-cylinder pressure as a function of the crankshaft angle,
- The identification of specific fuel consumption.

The research covering the engine indication and specific fuel consumption were carried at idle and for WOT at the engine speeds of 1500, 2000, 2500 and 3500 1/min for each of the prepared blends.

During the tests no modifications in the engine control were done. The ignition timing was set up for the operation on

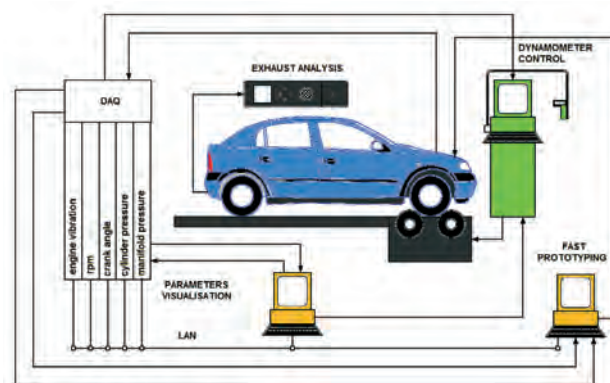


Fig. 4. Diagram of the test stand [12]

Rys. 4. Schemat stanowiska badawczego [12]

stosowanym do zasilania alternatywnego paliwem gazowym. Zasadnicze parametry charakteryzujące silnik badanego samochodu przedstawia tabela 2.

Osiągi samochodu określono analizując jego charakterystyki dynamiczne, wyrażające zależność mocy rozwijanej na kołach od prędkości samochodu. Charakterystyki te uzyskano za pomocą hamowni podwoziowej firmy Bosch typu FLA 203, dla przygotowanych wcześniej mieszanin, o różnym udziale masowym DME. Uproszczony schemat stanowiska przedstawiono na rysunku 4.

Stanowisko badawcze wyposażono również w przetworniki i czujniki zapewniające identyfikację stanu pracy silnika. Podstawowe układy kontrolno-pomiarowe, zapewniały ciągłą rejestrację stanu pracy silnika, poprzez pomiar:

- ciśnienia w cylindrach silnika,
- kąta obrotu wału korbowego wraz z określeniem GMP tłoka,
- mocy rozwijanej na kołach badanego samochodu,
- podciśnienia panującego w kolektorze dolotowym,
- temperatury powietrza dolotowego i spalin,
- strumienia masy paliwa gazowego dostarczanego do silnika.

Ciśnienie wewnątrz cylindra mierzono wykorzystując piezoelektryczny czujnik ciśnienia typu 6121 oraz wzmacniacz ładunku typu 5011 firmy KISTLER. Położenie wału korbowego oraz jego prędkość obrotową określano za pomocą znacznika położenia wału korbowego typu 2613B firmy KISTLER.

Dodatkowo mierzono i rejestrowano sygnał przetwornika ciśnienia absolutnego w kolektorze dolotowym silnika. Strumień masy paliwa gazowego dopływającego do układu zasilania silnika mierzono za pomocą precyzyjnej wagi tensometrycznej.

Wszystkie parametry rejestrowano i wizualizowano za pomocą karty akwizycji danych NI PCI-6143, a następnie przetwarzano za pomocą programu opracowanego w środowisku LabView 7.1.

4. Metodyka badań

Badania przeprowadzono zgodnie z ustalonym programem, który obejmował:

- określenie mocy na kołach badanego samochodu w zależności od jego prędkości przy zasilaniu silnika przygotowanymi mieszaninami DME i LPG,

gasoline, while stoichiometric air fuel ratio was continuously controlled in a closed loop mode by means of the ECU responsible for gas fuel dosage. The EGR valve remained closed.

4. Research methodology

The research has been developed according to the pre-defined program that covered:

- The estimation of power on the wheels of the tested vehicle as a function of the vehicle speed for all of the tested DME-LPG blends,
- The estimation of the in-cylinder pressure as a function of the crankshaft angle,
- The identification of specific fuel consumption.

The research covering the engine indication and specific fuel consumption were carried at idle and for WOT at the engine speeds of 1500, 2000, 2500 and 3500 1/min for each of the prepared blends. During the tests no modifications in the engine control were done. The ignition timing was set up for the operation on gasoline, while stoichiometric air fuel ratio was continuously controlled in a closed loop mode by means of the ECU responsible for gas fuel dosage. The EGR valve remained closed.

5. Results and discussion

Vehicle performance

The engine power and torque results for the operation on various mixtures are listed in Table 3 and their courses as a function of the engine speed are presented in Fig. 5.

Table 3. Power and torque of the tested engine

Tabela 3. Maksymalne wartości mocy i momentu obrotowego badanego silnika

	DME and LPG mass ratio	Max. Power [kW]	Engine rpm _c [min ⁻¹]	Max. Torque [Nm]	Engine rpm _t [min ⁻¹]
1	5% DME, 95% LPG	59,5	4772	140	2720
2	11% DME, 89% LPG	59,6	5001	141	2640
3	17% DME, 83% LPG	59,1	5001	135,2	2899
4	21% DME, 79% LPG	57,4	5210	128,2	3208
5	26% DME, 74% LPG	58,2	5350	125,4	2800
6	100% LPG	59,2	5071	134,8	2670

The DME share in the mixture influences the engine power and torque, however, the maximum differences in the torque can be noticed in the range between 1000 and 3500 rpm. The variations of the course of power remain stable for the speeds from 1000 to 4500 rpm. The maximum engine power output has been recorded for 5001 rpm, for the mixture featuring 11 % DME, while maximum torque equaling 141 N·m has been registered at 2640 rpm. In the case of DME enriched LPG, with the share not exceeding 17 %, a small torque increase has been noticed, together with comparable tested engine power outputs. Increasing the DME share above 17 % results in a drop of both the power and the torque as compared to a propane-butane mixture.

- określenie przebiegu ciśnienia w zależności od kąta obrotu wału korbowego,
- określenie masowego zużycia paliwa.

Badania obejmujące indykowanie silnika i pomiar zużywanego paliwa przeprowadzono na biegu jałowym oraz przy maksymalnym obciążeniu silnika dla prędkości obrotowych 1500, 2000, 2500, 3000 i 3500 1/min, dla każdej z przygotowanych mieszanin.

W czasie badań nastawy regulacyjne silnika nie były korygowane. Kąt wyprzedzenia zapłonu ustalany był przez sterownik zarządzający nim w czasie pracy na benzynie, natomiast stechiometryczny skład każdej mieszanki ustalano i kontrolowano za pomocą sterownika zarządzającego dawką paliwa gazowego. Zawór EGR w czasie badań był zamknięty.

5. Analiza wyników badań

Osiągi samochodu

Wyniki pomiarów mocy i momentu obrotowego rozwijanego przez silnik samochodu, który zasilano mieszaninami o różnym udziale masowym DME zestawiono w tabeli 3, a przebieg zmian mocy i momentu obrotowego w zależności od prędkości obrotowej silnika przedstawiono na rysunku 5.

Udział DME w mieszaninie wpływa na zmianę mocy i momentu silnika, przy czym największe różnice w przebiegu momentu występują w zakresie prędkości obrotowych silnika od 1000 do 3500 1/min. Przebieg zmian mocy osiąganego przez silnik jest natomiast równomierny w zakresie prędkości obrotowych od 1000 do 4500 obr/min. Najwyższą wartość mocy maksymalnej, równą 59,6 kW uzyskano przy $n = 5001$ obr/min, dla mieszanki zawierającej 11 % DME, najwyższą wartość momentu obrotowego równą 141 N·m przy $n = 2640$ obr/min. W przypadku LPG wzbogaconego udziałem DME nieprzekraczającym 17 %, zaobserwowano nieznaczny wzrost wartości momentu obrotowego i porównywalne wartości mocy rozwijanej przez silnik badanego samochodu. Wzrost udziału DME powyżej 17 % powoduje obniżenie mocy i momentu obrotowego w porównaniu z mieszaniną propanu i butanu.

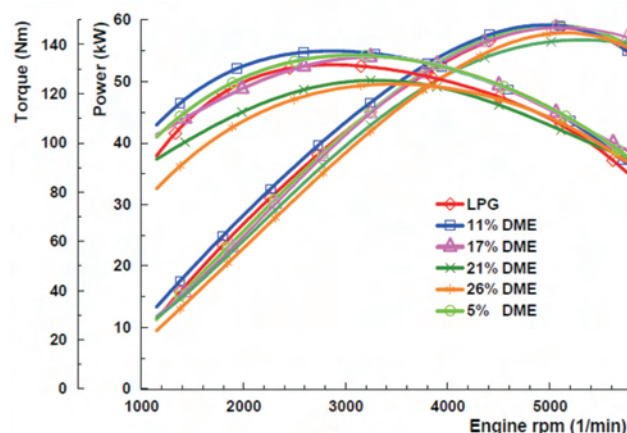


Fig. 5. Performance characteristics of the engine powered by all of the prepared fuels

Rys. 5. Charakterystyki zewnętrzne badanego silnika w zależności od rodzaju zastosowanego paliwa

Transformations inside engine cylinder

On the basis of the data stored during the dyno-tests, a numerical analysis has been carried out with the application of a mathematical model permitting the observations of thermodynamic processes in the cylinder of the tested engine. The model completes additional calculations on the basis of the registered indicated pressure courses solving the energy balance equations for a closed combustion chamber [13].

The diagrams presented below show the influence of the DME share in the mixture on the courses of basic indexes describing the combustion process in the tested engine.

The averaged pressure courses for the subsequent 200 operation cycles of the engine for full load at 3000 rpm have been presented in Fig. 6, while the IMEP for all the mixtures have been presented in Fig. 7. The DME-LPG blends insignificantly increased the peak and the mean pressure values despite the fact that the engine speed and ignition timing remained unchanged. The stability of the combustion process, described by COV_{IMEP} does not exceed 2.5 % for the mixtures with the DME shares up to 17 % while for higher amounts of DME it reaches 4 %.

Figure 6 presents the cylinder pressure in the case of blends with different DME fractions. In the case of the LPG-DME blend stoichiometric mixture combustion, an early growing in-cylinder pressure and a higher value of the peak pressure have been observed but only in the case of mixtures that did not exceed 17 % of the DME share. With the increase of the DME fraction above 17 % the cylinder pressure curve rise retarded and the peak pressure crankshaft angle was delayed leading to a decrease of the peak cylinder pressure along with the increasing DME fraction in the blends. Although the flame propagation speed rises with the increase of the DME fraction in the blends, the retardation in the optimum ignition timing with the increase of the DME fraction still delays the rise of the cylinder pressure. In addition, the constant heating value of the blend with an increase of the DME fraction without the correction of the

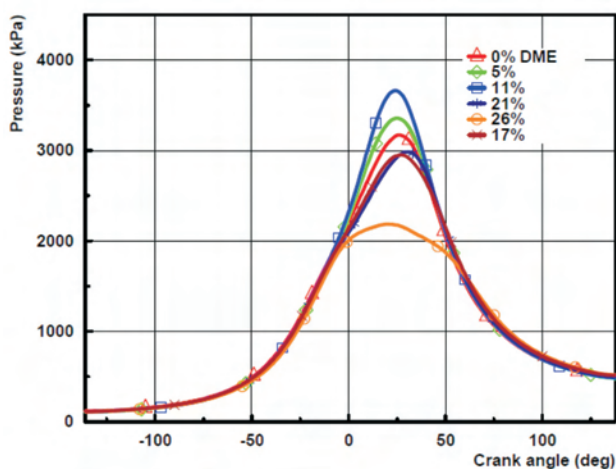


Fig. 6. Mean cylinder pressure as a function of crankshaft angle for all tested fuels, $n = 3000$ rpm, WOT

Rys. 6. Usrednione przebiegi zmian cisnienia dla badanych mieszanin, przy prędkości 3000 1/min i pełnym obciążeniu silnika

Przemiany zachodzące w cylindrze

Na podstawie wyników pomiarów zarejestrowanych podczas testów na hamowni podwoziowej przeprowadzono obliczenia symulacyjne z wykorzystaniem modelu matematycznego analizującego przemiany termodynamiczne zachodzące w cylindrze silnika. Wykorzystywany model dokonuje obliczeń uzupełniających w oparciu o zarejestrowany przebieg zmian ciśnienia indykowanego rozwiązując układ równań bilansu energii w zamkniętej komorze spalania [13].

Prezentowane poniżej wykresy przedstawiają wpływ udziału DME w paliwie na przebiegi podstawowych wielkości opisujących proces spalania w badanym silniku.

Usrednione przebiegi ciśnienia dla 200 kolejnych cykli roboczych silnika, przy pełnym obciążeniu silnika i prędkości 3000 obr/min przedstawiono na rysunku 6, natomiast wartości średniego ciśnienia indykowanego (IMEP) uzyskanego dla wszystkich mieszanin na rysunku 7. Mieszanki DME i LPG zwiększyły nieznacznie wartości ciśnień maksymalnych i średnich pomimo tego, że prędkość obrotowa silnika, jego obciążenie i kąt wyprzedzenia zapłonu pozostawały niezmiennie.

Stabilność spalania, którą określono za pomocą COV_{IMEP} nie przekracza 2,5 % dla mieszanin zawierających do 17 % DME i 4 % dla mieszanin o udziale przekraczającym 17 %.

Spalanie mieszanek stechiometrycznych zapewnia wcześniejsze uzyskanie maksymalnej wartości ciśnienia, ale tylko dla mieszanin, w których udział DME nie przekracza 17 %. Udziały masowe DME przekraczające 17 % zwiększają wartości kąta obrotu wału korbowego, przy których występują maksymalne wartości ciśnień oraz przyczyniają się do zmniejszenia ich wartości. Pomimo faktu, iż prędkość rozprzestrzeniania się płomienia zwiększa się wraz ze wzrostem udziału DME w mieszaninie przyrost ciśnienia wewnątrz cylindra wydłuża się w czasie dla mieszanin zawierających ponad 17 % DME. Ponadto, stała wartość opałowa mieszanki pomimo wzrastającego udziału DME nie zapewnia utrzymania wartości ciśnienia maksymalnego na zbliżonym poziomie.

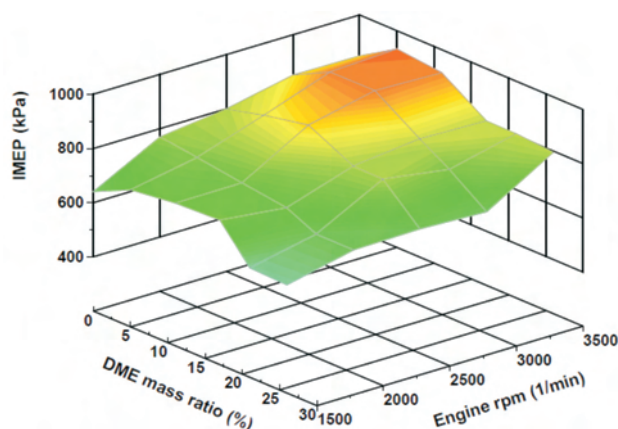


Fig. 7. The influence of the DME fraction and engine rpm on the IMEP
Rys. 7. Wpływ udziału DME i prędkości obrotowej silnika na IMEP przy pełnym obciążeniu silnika

ignition angle lowers the peak value of the cylinder pressure. Lower ignition energy and temperature of DME is also the main reason for reaching of the maximum pressure values that are close to TDC. The DME mass share in the mixture, however, has a significant influence on the crankshaft angle at which the pressure reaches its maximum value. For the mixtures featuring 5 and 11 % DME content the maximum pressure was obtained faster than in the case of the LPG fuel feed. The influence of the DME content on the pressure increase rate $dp/d\alpha$ has been presented in Fig. 8.

Higher pressure increase rates were obtained for mixtures featuring 5 and 11 % of the DME content and were higher when compared to the results obtained for LPG. An increasing share of DME caused a lowering of the pressure increase rates.

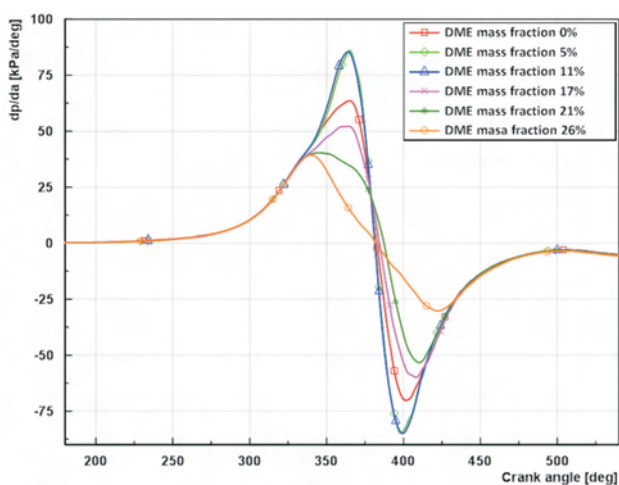


Fig. 8. Course of $dp/d\alpha$ for all blends, $n = 3000$ 1/min, WOT

Rys. 8. Przyrost ciśnienia w zależności od prędkości obrotowej, udziału DME przy pełnym obciążeniu silnika

Figure 9 shows the maximum mean gas temperature versus the DME fraction. The maximum mean gas temperature increases slightly with the increase of the DME fraction in the blend but only to 11 %. Next, a slight drop in the maximum mean gas temperature is presented when the DME fraction exceeds 11 %. The improvement in the combustion rate tends to increase the gas temperature.

Figure 10 shows the heat release rate of the blends with different DME fractions. Similarly to the cylinder pressure tracings for stoichiometric mixture combustion, the fastest heat release rate and the highest value of the maximum heat release rate were recorded for the blend with the 11 % DME content. A further increase in the DME fraction over 11 % resulted in a decrease of the maximum heat release rate.

On the basis of the charge combustion ratio, presented in Fig. 11 it can be observed that mixtures featuring the DME shares of 5 and 11 % not only initiate the combustion faster but also the dynamics of their combustion is higher than it is in the case of LPG. For those mixtures the combustion duration is also shorter, while the DME share rising over the 11 % retards the onset of combustion and prolongs the very process. This tendency is characteristic of the entire range of engine speeds.

Mniejsza energia i temperatura zapłonu DME stanowią również zasadniczy powód uzyskania maksymalnej wartości ciśnienia bliżej GMP. Ponadto udział masowy DME w mieszaninie ma decydujący wpływ na wartość kąta obrotu wału korbowego, przy którym ciśnienie osiąga wartość maksymalną. Dla mieszanin zawierających 5 i 11 % ciśnienie maksymalne zostało osiągnięte wcześniej niż w przypadku, gdy silnik zasilano wyłącznie LPG. Wpływ zawartości DME na przyrost ciśnienia $dp/d\alpha$ przedstawiono na rysunku 8.

Najwyższe wartości przyrostu ciśnienia uzyskano dla mieszanin zawierających 5 i 11 % DME i były one wyższe od wartości uzyskanej dla LPG. Zwiększający się udział DME zmniejszał jednak wartości przyrostów ciśnienia.

Wpływ udziału DME w mieszaninie na wartości temperatury maksymalnej wewnątrz cylindra przedstawiono

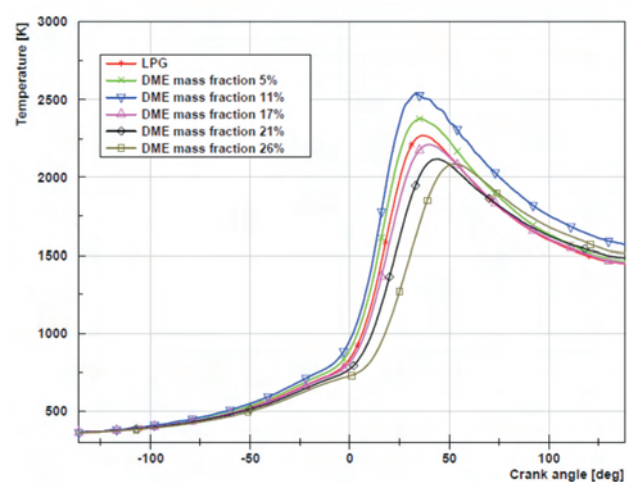


Fig. 9. The courses of in-cylinder temperatures for all blends, @ $n = 3000$ 1/min and WOT

Rys. 9. Temperatury w cylindrze przy pełnym obciążeniu i $n = 3000$ obr/min

na rysunku 9. Średnia wartość temperatury maksymalnej wzrasta nieznacznie wraz ze wzrostem udziału DME do 11 %, dalszy wzrost udziału DME powoduje zmniejszenie wartości uśrednionych temperatur maksymalnych. Ponadto zwiększenie przyrostu temperatury skutkuje jej wyższymi wartościami maksymalnymi.

Przebiegi wywiązywania się ciepła dla badanych mieszanin przedstawiono na rysunku 10. Zmiany te przebiegają podobnie do zmian ciśnienia, tym samym największą wartość współczynnika wywiązywania się ciepła uzyskano dla mieszanki zawierającej 11 % DME. Zwiększanie udziału DME powyżej 11 % zmniejsza szybkość wydzielania ciepła.

Na podstawie analizy zmian stopnia wypalenia masy ładunku (rys. 11), można zauważyć, że mieszanki o udziale 5 i 11 % DME nie tylko szybciej się rozpalają, ale również dynamika ich spalania jest większa niż w przypadku LPG. Dla mieszanin tych krótszy jest również czas spalania. Wzrost udziału DME powyżej 11 % opóźnia rozpalenie mieszanin i wydłuża czas ich spalania. Tendencja ta jest charakterystyczna dla całego zakresu prędkości obrotowych badanego silnika.

Figure 12 presents the course of the overall efficiency estimated on the basis of the power delivered with the fuel and related to the power on the wheels. The overall efficiency values have been averaged for all of the measurement points obtained for defined DME shares in the mixture and for different engine speeds at WOT.

The highest overall efficiency values were obtained for the mixtures featuring the DME share from 5 to 11 %. In this range the DME share allowed obtaining of a higher ef-

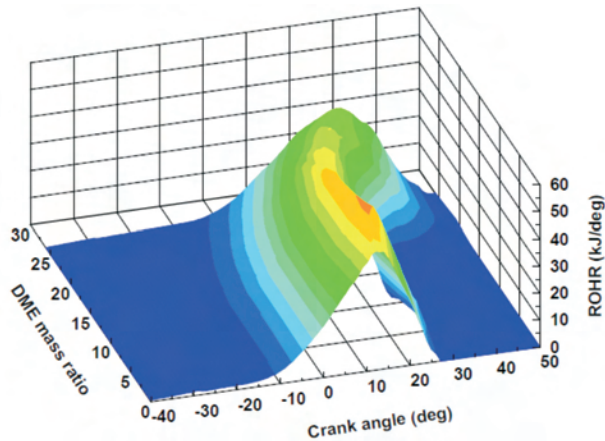


Fig. 10. ROHR as a function of rpm and DME ratio

Rys. 10. Współczynnik wywiązywania się ciepła w funkcji prędkości obrotowej i udziału DME

ficiency than in the case of LPG fueling. The increase in the DME content in the blends over 11 % caused a slight drop in the overall efficiency.

HC emissions of the tested engine have been presented in Fig. 13. Due to the fact that the engine fuel consisted of LPG and DME, the amount of emitted hydrocarbons grew slightly with the increasing share of DME as compared to the emissions recorded for LPG. The increase, excluding the case of 5 % DME mixture, is stable and the maximum emission of hydrocarbons for the blend of 26 % DME does not exceed 220 ppm. The characteristics of the HC emission

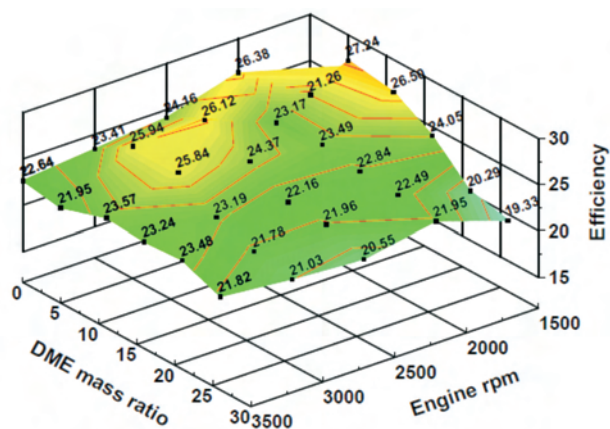


Fig. 12. Engine efficiency, mean values for all measurements points

Rys. 12. Sprawność ogólna, uśredniona dla wszystkich punktów pomiarowych

Na rysunku 12 przedstawiono przebieg zmian sprawności ogólnej, którą wyznaczono na podstawie mocy dostarczonej wraz z paliwem i rozwijanej na kołach badanego pojazdu. Wartości sprawności ogólnej uśredniono dla wszystkich punktów pomiarowych, które zrealizowano przy określonym udziale DME w mieszaninie, przy różnych prędkościach obrotowych i całkowitym otwarciu przepustnicy. Najwyższe wartości sprawności ogólnej uzyskano dla mieszanin zawierających od 5 do 11 % DME. W tym zakresie udział DME

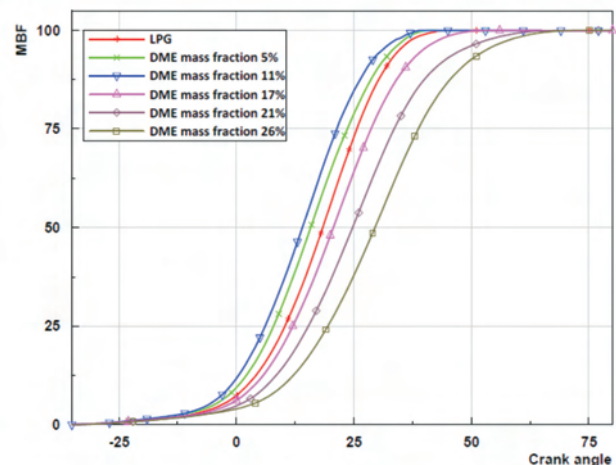


Fig. 11. MBF of all blends, @ engine $n = 2500$ 1/min and WOT

Rys. 11. Stopień wypalenia ładunku dla badanych mieszanin przy pełnym obciążeniu silnika i prędkości $n = 2500$ obr/min

w mieszaninie zapewniał uzyskanie sprawności wyższej niż uzyskiwana podczas zasilania silnika LPG. Wzrost udziału DME w mieszaninie powyżej 11 % spowodował nieznaczne zmniejszenie sprawność ogólną.

Emisję HC w spalinach badanego silnika przedstawiono na rysunku 13. Ponieważ paliwem zasilającym silnik jest mieszanina LPG i DME ilość wyemitowanych węglowodorów zwiększyła się nieznacznie wraz ze wzrostem udziału DME, w porównaniu z emisją dla LPG, Wzrost ten, z wyjątkiem 5 % udziału DME jest równomierny, a największa wartości emisji HC, uzyskana dla 26 % udziału DME nie przekracza 220 ppm. Charakter zmian poziomu emisji

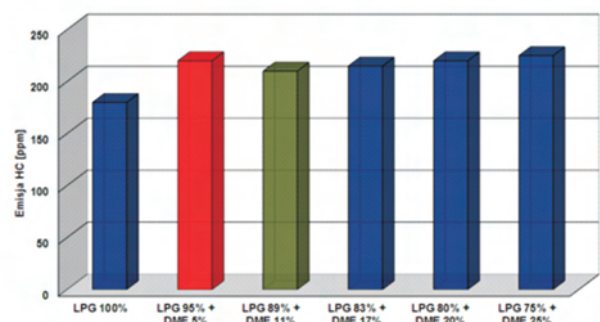


Fig. 13. Total hydrocarbon (THC) emission according to DME content at $n = 2000$ 1/min and WOT

Rys. 13. Emisja HC w zależności od udziału DME w mieszaninie, przy prędkości obrotowej silnika $n = 2000$ obr/min

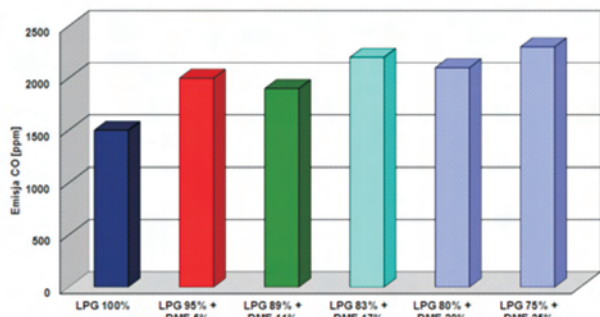


Fig. 14. Carbon monoxide emission according to DME content at engine $n = 2000$ 1/min and WOT

Rys. 14. Emisja CO w zależności od udziału DME w mieszance, przy prędkości obrotowej silnika $n = 2000$ obr/min

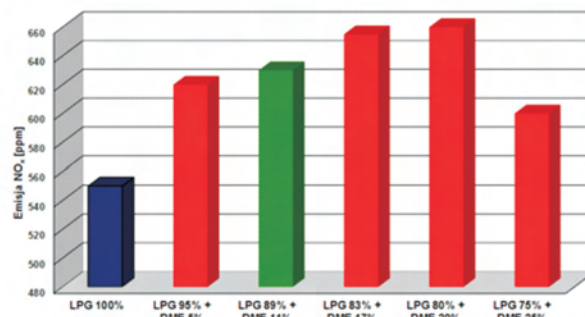


Fig. 15. NO_x emission according to DME content at engine $n = 2000$ 1/min and WOT

Rys. 15. Emisja NO_x w zależności od udziału DME w mieszance, przy prędkości obrotowej silnika $n = 2000$ obr/min

variations is similar to CO whose content in the exhaust gas also increases with the growing DME share in the fuel. The NO_x emission for the engine speed of 2000 rpm has been presented in Fig. 11. It also rises with the increase of DME in the mixture, mainly due to lower energy and lower ignition temperature. These features influence the earlier onset of the combustion process and higher in-cylinder pressure peak values. For the case of 25 % DME share, the NO_x emission suddenly drops, which can be connected with knock combustion (due to the settings of the DAQ system these were not recorded during the tests).

6. Conclusions

The research covered test-stand investigations of the vehicle fitted with an SI engine fueled with the DME-LPG blends. The authors identified the influence of the DME mass share in the mixture on the overall engine performance, efficiency and the combustion process. It has been observed that:

- Increasing the DME mass share over 11 % results in a reduction of both the engine torque and power output (at factory ignition settings).
- The combustion stability, estimated by mean effective pressure co-variation does not exceed 2.5 % for mixtures featuring the maximum DME share of 17 % and 4 % in the case of blends with more than 17 % of DME.
- The engine factory setup allows an application of DME-LPG blends for combustion only if the DME mass share remains below 11 %.

The tests carried out on the 4 cylinder SI engine fueled with various DME-LPG blends also enabled an evaluation of different vehicle dynamic characteristics and parameters describing the combustion process in the vehicle engine.

It has been proved that it is possible to obtain results comparable to LPG fueling without any modifications to the engine control system.

The results also prove that a DME-LPG blend does not merely ensure the same engine power output (as compared to exclusive LPG fueling) but increases it. For the case of the DME share not higher than 11 %, for the engine operating under full load, the energy transformation efficiency increases. It can therefore be assumed that LPG-DME blend

HC odpowiada zmianom emisji CO, którego zawartość w spalinach również zwiększa się wraz ze wzrostem udziału DME w mieszance dostarczanej do silnika. Emisję NO_x przy prędkości obrotowej 2000 1/min przedstawiono na rysunku 15.

Emisja ta wzrasta wraz ze wzrostem udziału DME, a zasadnicze przyczyny tego wzrostu to niższa energia i temperatura zapłonu mieszanki. Te cechy wpływają na wcześniejsze rozpoczęcie procesu spalania i wyższe wartości maksymalnych ciśnień w cylindrze. Jednak przy 26 % udziale DME w mieszance NO_x ulega nagłemu zmniejszeniu, co może być spowodowane spalaniem stukowym, które w wyniku określonych nastaw aparatury pomiarowej nie zostały zarejestrowane podczas badań.

6. Wnioski

Przeprowadzono badania stanowiskowe pojazdu napędzanego silnikiem ZI, zasilając go mieszankami LPG i DME. Określono wpływ udziału masowego DME w mieszance na osiągi pojazdu, silnika, oraz sprawność ogólną i przebieg procesu spalania. Stwierdzono między innymi, że:

- Zwiększenie udziału masowego DME powyżej 11 % powoduje obniżenie rozwijanej przez silnik ZI mocy i momentu obrotowego, przy stałych fabrycznych nastawach regulacyjnych.
- Możliwa jest regulacja przebiegu procesu spalania poprzez zmiany udziału masowego DME w mieszance z LPG w funkcji prędkości obrotowej.
- Stabilność spalania, określona za pomocą kowariancji średniego ciśnienia nie przekracza 2,5 % dla mieszanin zawierających do 17 % DME i 4,0 % dla mieszanin o udziale przekraczającym 17 %.
- Dla fabrycznych nastaw regulacyjnych silnika jest możliwe wykorzystanie mieszanin DME i LPG do napędu pojazdu jedynie w przypadku, gdy udział masowy nie przekracza 11 %.

Przeprowadzone badania czterocylindrowego silnika ZI zasilanego mieszanką LPG i DME o różnym udziale masowym pozwoliły również na określenie charakterystyk dynamicznych samochodu oraz parametrów charakteryzujących proces spalania w napędzającym go silniku. Wykazały, że jest możliwe uzyskanie parametrów porównywalnych z

definitely has application potential in SI engines. Therefore, it seems necessary to continue the research towards the possible estimation of the optimal engine control settings together with defining a proper map of the air-fuel ratio for the LPG-DME blends.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

g_s	Specific fuel consumption/ <i>jednostkowe zużycie paliwa</i>
CNG	Compressed Natural Gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure/ <i>średnie ciśnienie indukowane</i>
λ	Air excess ratio/ <i>współczynnika nadmiaru powietrza</i>
Wu	Mass heating value of stoichiometric mixture/ <i>wartość opałowa mieszanki stechiometrycznej</i>
Wd	Mass heating value of fuel/ <i>wartość opałowa paliwa</i>
La	Stoichiometric air to fuel ratio/ <i>stosunek masowy powietrza do paliwa</i>
ρ	Density of fuel/ <i>gęstość paliwa</i>

zasilaniem wyłącznie LPG, bez jakichkolwiek modyfikacji układu zasilania i sterowania procesem spalania.

Wyniki badań wskazują, że w porównaniu z LPG mieszana LPG i DME pozwala nie tylko na uzyskanie podobnej mocy, ale zapewnia również jej zwiększenie. Dla udziału DME nieprzekraczającego 11 %, dla silnika pracującego w warunkach pełnego obciążenia sprawność przetworzenia energii zwiększa się.

Można więc stwierdzić, że mieszana LPG i DME ma pewien potencjał aplikacyjny w zastosowaniu do silników ZI. Dlatego wydaje się celowym kontynuowanie badań w zakresie ustalenia zarówno optymalnych parametrów regulacyjnych silnika jak i wyznaczenia odpowiedniej wartości współczynnika nadmiaru powietrza mieszanin LPG i DME.

Pw	Wheel power measured/ <i>moc na kołach</i>
T_{ex}	Temperature of exhaust gases at opening exhaust valve / <i>temperatura gazów wylotowych w momencie otwarcia zaworu</i>
MFB	Mass Fraction Burned/ <i>stopień wypalenia ładunku</i>

Bibliography/Literatura

- [1] Nakazono T., Raihan K. A., Nishimura A.: A study of application DME-LPG blended fuel to gas engine for micro cogeneration. JSME, 75/751, 2009, p. 504-506.
- [2] Nakazono T., Raihan K.A., Nishimura A.: A study of application DME-LPG blended fuel to gas engine for micro cogeneration (2nd Report, Engine Control). JSME, 76/763, 2010, p. 397-399.
- [3] AEGPL informacja o mieszaninie DME + LPG.
- [4] Sorenson S.C.: Dimethyl ether in diesel engines: Progress and perspectives. J. Eng. Gas Turbines Power, 2001, 123(3), 652-658.
- [5] Weidou N., Lijan T., Dewei F.: Rational cognition of DME market in China. Proceedings of 3rd Asian DME conference, 2006, p. 21-38.
- [6] Lee S., Oh S., Choi Y.: Performance and emission characteristics of an SI engine operated with DME blended LPG fuel. Fuel 2009; 88(6):1009-1015.
- [7] Lee S., Oh S., Choi Y., Kang K.: Effect of n-Butane and propane on performance and emission characteristics of an SI engine operated with DME-blended LPG fuel. Fuel, 90 (2011). p. 1674-1680.
- [8] Flekiewicz M., Dykier M.: Studium nad wykorzystaniem mieszaniny DME i gazów ropopochodnych do zasilania silników ZI. Silniki Gazowe – Monografia nr 183. Politechnika Częstochowska, 2010, p. 216-230.
- [9] Chin G.T., Chen J.Y., Rap Vi H., Dibble R.W. Development and validation of reduced DME mechanism applicable to various combustion modes in internal combustion engines. Journal of Combustion. Volume 2011, Article ID 630580. p. 1-8.
- [10] Flekiewicz M.: Wykorzystanie DME do napędu pojazdów samochodowych. Czysta Energia nr 114, 2011.
- [11] Wu Xiaomin, Gao Zhongquan, Pi Min, Meng Xiangwen: Investigation of hythane, LPG and DME laminar flame speed by ionization current method in a constant volume bomb. combustion.org.uk
- [12] Fabiś P.: Pomiar ciśnienia indukowanego oraz drgań kadłuba silnika – koncepcja stanowiska badawczego. XXXII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2005.
- [13] Flekiewicz M., Kubica G., Wilk K.: The analysis of heat release process in SI engine fed on natural gas and methane-hydrogen blends. SAITS – FISITA, 12th EAEC European Automotive Congress, Bratislava 2009.
- [14] Campbell M., Wyszynski L.P., Stone R.: Combustion of LPG in a spark-ignition engine. SAE Paper 2004-01-0974.
- [15] Van Mierlo J., Vereecken G., Maggetto G., Farrel V., Meyer S., Hecq W.: Comparison of the environmental damage caused by vehicles with different alternative fuels and drivetrains in a Brussels context. J. Automotive Eng. Proc. IMechE. Part D, vol. 217 no D7, pp. 583-594.
- [16] DME handbook. Japan DME Forum. 2006 and 2012.
- [17] Heywood J.B.: Internal combustion engines fundamentals. McGraw-Hill. New York 1998.
- [18] Rogers D.R.: Engine combustion: pressure measurement and analysis. SAE International 2010.
- [19] Changwei Ji, Chen Liang, Shuofeng Wang: Investigation on combustion and emissions of DME-gasoline mixtures in a spark-ignition engine. Fuel, vol. 90, 2011. p. 1133-1138.

Marek Flekiewicz, DEng. – doctor in the Faculty of Transport at Silesian University of Technology.
Dr inż. Marek Flekiewicz – adiunkt na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej.
e-mail: marek.flekiewicz@polsl.pl



Grzegorz Kubica, DEng. – doctor in the Faculty of Transport at Silesian University of Technology.
Dr inż. Grzegorz Kubica – adiunkt na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej.
e-mail: grzegorz.kubica@polsl.pl



An overview of cold start emissions from direct injection spark-ignition and compression ignition engines of light duty vehicles at low ambient temperatures

Spark-ignition (SI) engines are highly susceptible to excess emissions when started at low ambient temperatures, a phenomenon which has been widely discussed in the literature. Direct injection diesel engines feature a markedly different fuelling and combustion strategy, and as such their emissions behaviour is somewhat different from gasoline engines. The excess emissions of diesel engines at low ambient temperatures should also differ. The aim of this study was to compare excess emissions of gaseous and solid pollutants over a legislative driving cycle (the New European Driving Cycle, NEDC) following cold start at a low ambient temperature for both engine types. This paper examines emissions at low ambient temperatures with a special focus on cold start; emissions are also compared to start-up at a higher ambient temperature (24 °C). The causes of excess emissions and fuel consumption are briefly discussed. A series of tests were performed on European Euro 5 passenger cars on a chassis dynamometer within an advanced climate-controlled test laboratory at BOSMAL Automotive Research and Development Institute, Poland. Emissions data obtained over the Urban Driving Cycle by testing at 24 °C and at -7 °C, are presented for a selection of modern Euro 5 gasoline and diesel vehicles representative of the European passenger car fleet. A full modal emissions analysis was also conducted at 24 °C and at -7 °C over the NEDC. Emissions and fuel consumption were substantially higher at -7 °C than at 24 °C.

Keywords: *spark ignition (SI) and compression ignition (CI) direct injection engine, cold start, low ambient temperature, excess emissions, emissions deterioration*

Emisja związków szkodliwych spalin w czasie rozruchu silnika w niskich temperaturach otoczenia z samochodowych silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym

Celem niniejszej pracy była analiza problemu podwyższonej emisji związków szkodliwych spalin przy eksploatacji samochodów osobowych w niskich temperaturach otoczenia i porównanie emisji gazowych związków szkodliwych spalin i cząstek stałych z samochodów osobowych spełniających wymagania Euro 5 w czasie homologacyjnego testu jeźdnego NEDC, rozpoczynającego się od rozruchu zimnego silnika, wykonywanego w normalnych i niskich temperaturach otoczenia. Przeprowadzono analizę wyników badań, uzyskanych w laboratorium emisji spalin Instytutu Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL, w zakresie emisji związków szkodliwych spalin w testach prowadzonych w temperaturach otoczenia +24 °C i -7 °C, dla nowoczesnych samochodów napędzanych silnikami ZI i ZS, spełniających wymagania Euro 5. Stwierdzono znacznie podwyższony poziom emisji związków szkodliwych i zużycia paliwa w testach wykonywanych w ujemnych temperaturach otoczenia. Przyczyny podwyższonej emisji i zużycia paliwa w czasie rozruchu zimnego silnika i w czasie jego eksploatacji w niskich temperaturach otoczenia zostały przeanalizowane i opisane.

Słowa kluczowe: *silniki samochodowe ZI i ZS, rozruch zimnego silnika, niskie temperatury otoczenia, podwyższona emisja związków szkodliwych*

1. Introduction

Cold start emissions behaviour represents perhaps the greatest single issue for emissions control regarding passenger cars [1–3], and a key theme for the development of affective aftertreatment systems. Before an engine of any type can perform useful work, it must be started. In the case of passenger cars, each journey (or segment of a journey) necessitates a start-up event. For successful start-up, and acceptable drivability immediately thereafter, fuel enrichment (use of a ‘rich’ fuel-air mixture) is necessary, particularly for spark-ignition engines. Additionally, catalyst light-off is delayed at lower ambient temperatures and CO and HC are not oxidized in this system during the period immediately following start-up. The results of this is that start-up events are significant in terms of emissions and fuel consumption,

with a strong dependency on the temperature of the engine and the temperature of the ambient air.

Start-up events are the most fundamental transient events experienced by automotive engines as the numerical values of engine speed and fuel consumption change from zero to non-zero values in a very short space of time, even before any power is transferred to the wheels [3]. Both hot and cold start events can be classified as transient operation of an internal combustion engine [3]. Cold start can be defined as when an engine is started with the temperatures of the oil, coolant and all elements of the engine (T) at the ambient temperature (T_a) [3]. During hot start, the temperature of all these elements will be very close to those observed during fully warmed-up operation (T_w). The term ‘cool start’ can be used to refer to intermediate temperatures (i.e. $T_a < T < T_w$) [3]. Cool and cold starts represent a significant challenge in

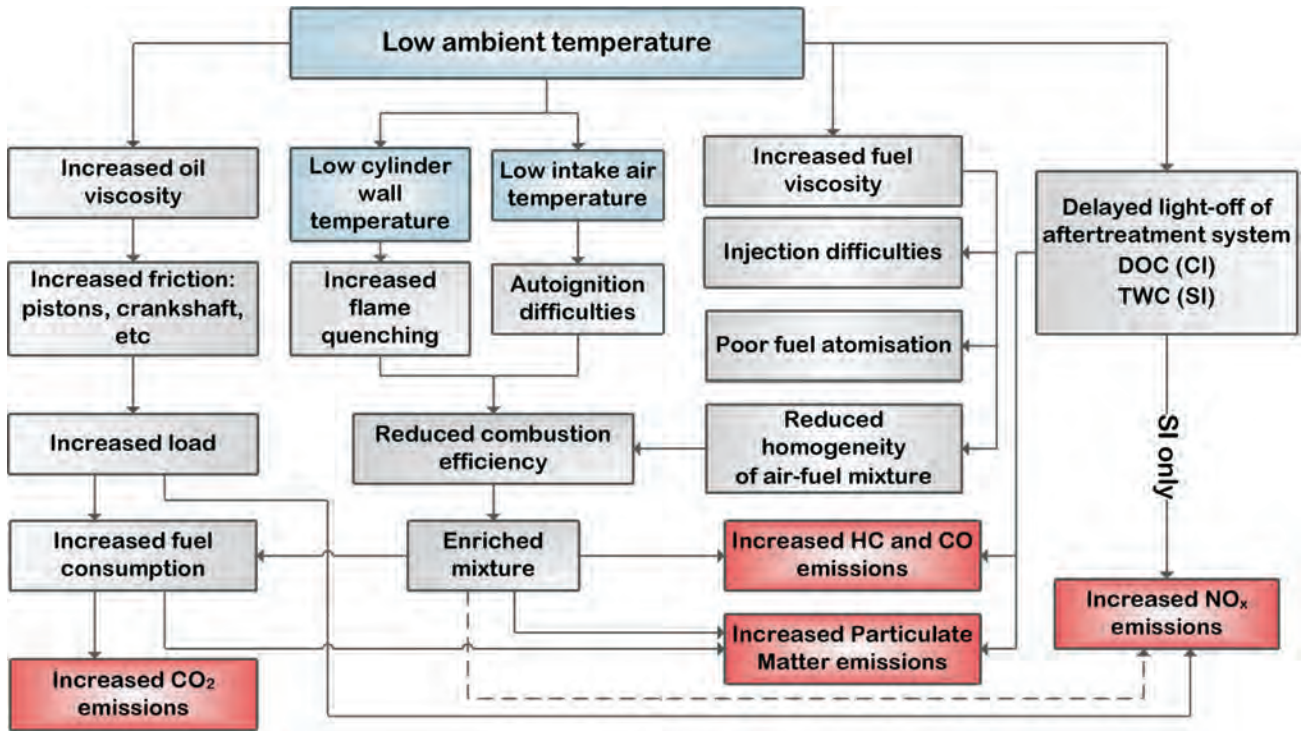


Fig. 1. Cause-and-effect diagram of the fundamental difficulties of cold-start operation at low ambient temperatures for SI and CI engines

terms of forming combustible mixtures while maintaining exhaust emissions and fuel consumption at reasonable levels, and this problem becomes progressively worse with reducing ambient temperatures. Emissions of regulated exhaust gas components, carbon dioxide (CO₂) and fuel consumption (FC) all generally show measurable differences with varying T_a [1–9].

The effect of low and sub-zero ambient temperatures on cold starts of internal combustion engines fitted to passenger cars has been widely reported and discussed in the literature [1–9]. The temperature range used globally for type-approval testing is typically 20 °C to 30 °C, but colder conditions a few degrees above zero cause greater emissions and fuel consumption and this trend continues as ambient temperatures fall below zero degrees Celsius. While the mathematical form of the response is variable [3], low ambient temperature cold starts lead to higher emissions of hydrocarbons (HC), carbon monoxide (CO), and carbon dioxide (CO₂). Fuel consumption is greater and emission of oxides of nitrogen (NO_x) can also be increased. Aftertreatment systems do not function properly during the first 20–100 seconds of engine operation following cold start, having not yet reached light-off, and this prevents effective mitigation of the increased tailpipe emissions of HC, CO and NO_x.

2. Legislative emissions limits and testing of cold ambient emissions

Starting in the early 1990s, interest began to grow in cold start events and the attendant emissions and a number of studies and analyses were published. Various regulatory authorities have mandated emissions limits for testing of

passenger cars at ambient temperatures below the standard 20 °C–30 °C range. These procedures and limits are summarised in Table 1. Low temperature test and emissions limits were introduced for the first time in the USA’s Code of Federal Regulation (CFR) legislation. Following analyses of automotive cold start emissions behaviour in the 1990s, testing at low ambient temperatures was introduced in 1994 in the USA from MY 94 (Tier I) vehicles, with a limit to control CO emissions (10 grams/mile over the FTP 75 test cycle) at low ambient temperatures; the cold CO limit must be met at all altitudes. The state of California developed its own test procedure; all non-diesel vehicles from 96 MY onwards also need to meet a cold CO limit, an additional

Table 1. EU and US/EPA-CARB legislation trends of cold ambient emissions

Legislation	Temp.	Cycle	HC [g/km]	CO [g/km]	NO _x [g/km]
EU/SI vehicles (Euro 5)	-7 °C	UDC	Yes	Yes	No
EU/CI vehicles (Euro 5)	None	None	No	No	No
EU/CI vehicles (Euro 6)	-7 °C	UDC	No	No	Yes?
EU/CI vehicles (Euro 7?)	10 °C? -7 °C?	NEDC? WLTC?	Yes?	Yes?	Yes?
USA/EPA	-6.7 °C	FTP-75	No	Yes	No
California/CARB	10 °C	Unified Cycle	Yes	Yes	Yes
California/CARB	-7 °C	Unified Cycle	No	Yes	No
USA (Future)	-6.7 °C?	?	No?	Yes	Yes?

test performed at 10 °C with limits for HC, CO and NO_x was introduced. Following these changes, in 2000 the European Union firstly adapted the Euro 3 test procedure to synchronise sampling of the exhaust gas with the start of cranking (thereby eliminating the 40 second warm-up period which had existed previously). This change effectively forced manufacturers to mount catalytic aftertreatment systems in the close-coupled configuration (CCC), in order to minimise light-off time and ensure effective mitigation of the HC and CO emissions associated with start-up. Furthermore, the EU introduced a test at -7 °C for all SI vehicles from 2002 onwards. Measurement is performed over the first part of the NEDC cycle – the UDC (780 seconds), with set limits for emission of HC and CO. The Euro 5 regulations introduced additional requirements for SI flex-fuel vehicles, where measurement must be performed on two fuel types: gasoline and E75 (Euro 5b). An planned additional requirement is now in place for type-approval testing of CI vehicles, which requires that the NO_x aftertreatment device reaches “a sufficiently high temperature for efficient operation” within 400 seconds following cold start at -7 °C [10].

3. Analysis of sample test results

All sample results presented here were obtained during the course of work carried out in the Euro 5/6-compliant vehicle emissions testing laboratory at BOSMAL Automotive R&D Institute (Poland) over the years 2010–2013 within a test programme investigating cold start effects at low ambient temperature conditions on the emissions from light duty vehicles fuelled with standard fuels as well as alternative fuels. Further information about this programme can be found in the authors’ papers on those subjects [3–5]. The aforementioned laboratory is housed within a climatic chamber capable of creating stable temperatures within the range -35 °C to +60 °C (see [11,12] and Appendix 1 for a detailed description of this test facility). Vehicles were tested on a chassis dynamometer located within this climatic chamber (Fig. 2).



Fig. 2. Exhaust emissions laboratory at BOSMAL Automotive R&D Institute, showing the chassis dynamometer, windspeed fan and a vehicle, all within the climatic chamber

Over the aforementioned timeframe, many different experiments were performed. In one such experiment, the EU Urban Driving Cycle (UDC) was used to test a pool of MPI test vehicles at -7 °C, according to EU legislative requirements [10]. Using a constant volume sampler, diluted exhaust gas was collected in emissions sampling bags for analysis of HC and CO emissions; CO₂ emissions were also measured. In a further two experiments, an MPI vehicle and a DISI vehicle with approximately equal cylinder displacement and comparable unladen mass were tested over the NEDC at ambient temperatures of -7 °C and +24 °C. For both vehicles, HC, CO, NO_x and CO₂ were also measured. For the DISI vehicle, particulate matter (PM) emissions were quantified using gravimetric and condensation particle counter methods, according to the relevant EU legislation.

The non-dimensional emission factors HC, CO, NO_x, and

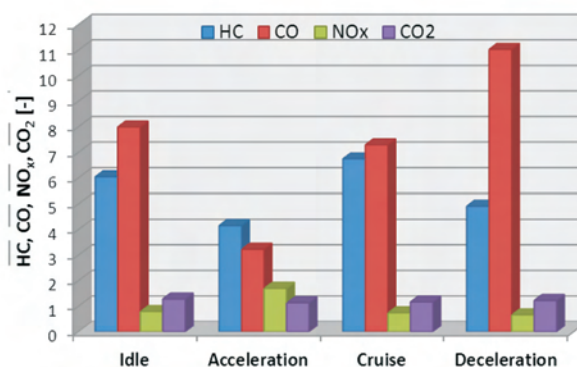


Fig. 3. A modal analysis of excess emissions from a SI LDV tested over the NEDC at -7 °C in comparison to 24 °C

CO₂ are calculated by dividing the modal emission factor from the test conducted at -7 °C by the equivalent emission factor from the test conducted at the same vehicle at 24 °C. Where the value generated was greater than 0 but less than 1, the emissions were found to take lower (but non-zero) values at -7 °C; values greater than 1 indicate increased emissions at the lower test temperature. The SI vehicle showed substantial excess emissions of HC and CO over the NEDC cycle following a cold start at -7 °C (Fig. 3). NO_x emissions were generally lower than at 24 °C, and CO₂ emissions were somewhat higher, reflecting an increased fuelling rate. The ratio of HC to CO was found to be highly variable. CO emissions were notably higher during decelerations, while HC emissions did not show an increase of the same magnitude. HC and CO emissions occurring during fuel cut-off suggests that appreciable quantities of fuel had accumulated on the cylinder surfaces, which were then later released. It was noted that HC was slightly higher during cruise than during idle; the reason for this unexpected result is not clear at this time.

NO_x emissions were reduced during all modes other than acceleration, strongly suggesting lower

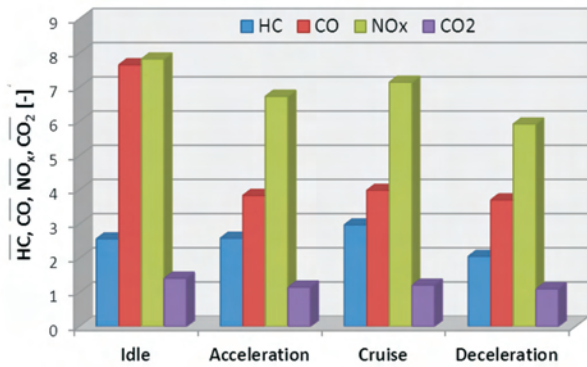


Fig. 4. A modal analysis of excess emissions from a CI LDV tested over the NEDC at -7 °C in comparison to 24 °C

overall engine temperatures. However, where the mixture is extra enriched, to overcome greater friction and accelerate the vehicle, NO_x formation was some 70 per cent higher than at 24 °C. The extra-rich mixture probably gave rise to higher peak temperatures and pressures and starved the catalyst of oxygen, all of which increased NO_x production. The smooth, gradual accelerations of the NEDC may underestimate NO_x; real-world excess emissions could be much greater. Excess CO₂ emissions varied relatively little from mode to mode. The value for idle is partially due to the higher proportion of idling early in the NEDC (when frictional losses are greatest); the value for deceleration may be a result of the fact that the three-way catalyst manages to oxidize some of the excess CO and HC to CO₂.

In marked contrast to the SI vehicle, the diesel passenger car showed large excess NO_x emissions during all modes (Fig. 4). CO was also problematic, and HC were less so (Fig. 4). The massive increase in NO_x is unlikely to be due to temperature increases alone, as experimental data show that CI engine-out temperatures are broadly similar irrespective of whether Ta is 24 °C or -7 °C (see [3] and references therein). The excess NO_x production was probably a result of the antagonism between slightly higher combustion temperatures and poor mixing of the air and fuel. Both these effects can be explained by a single factor, namely the use of a highly enriched mixture. The high value of CO₂ for idle is probably

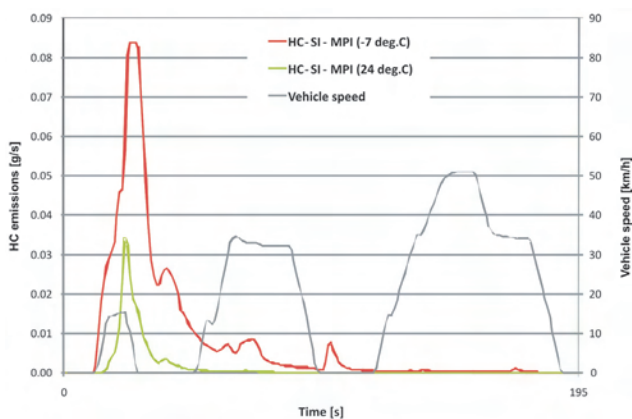


Fig. 5. Second-by-second HC emission results from an SI vehicle, over the first 195 seconds of the UDC, when tested at -7 °C and 24 °C

due to early phases of the cycle where the lubricant showed a high viscosity.

The first segment of the UDC (0–195 seconds) is of considerable interest regarding HC and CO emissions. During this period, the engine firstly undergoes a cold start, then begins to transfer power to the wheels and accelerate, and then TWC light-off typically occurs soon after. Modal emissions results for HC and CO during this period are presented in Figs 4 & 5.

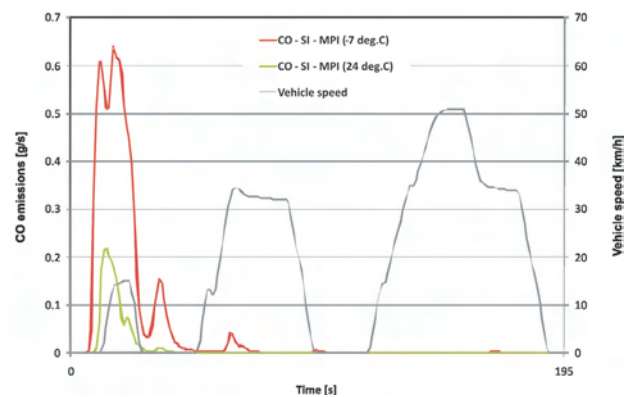


Fig. 6. Second-by-second CO emission results from an SI vehicle, over the first 195 seconds of the UDC, when tested at -7 °C and at 24 °C

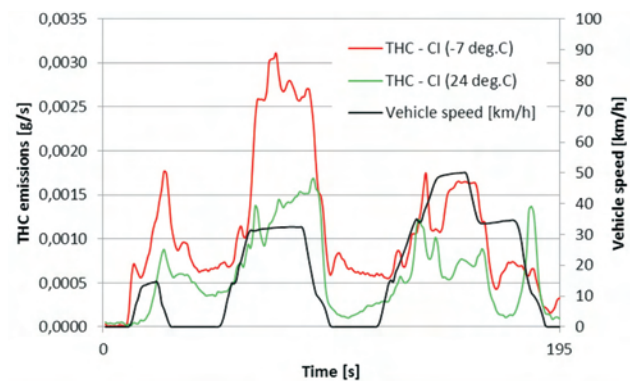


Fig. 7. Second-by-second THC emission results from a CI vehicle, over the first 195 seconds of the UDC, when tested at -7 °C and at 24 °C

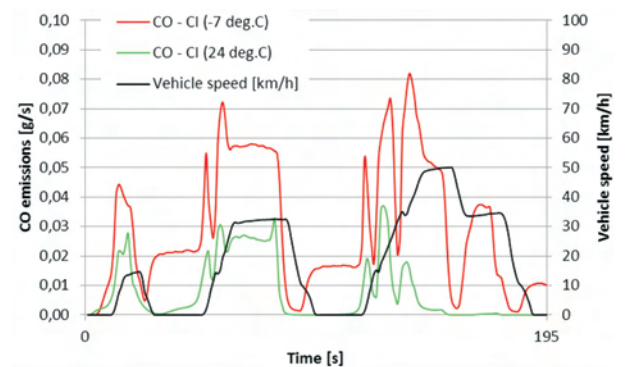


Fig. 8. Second-by-second CO emission results from a CI vehicle, over the first 195 seconds of the UDC, when tested at -7 °C and at 24 °C

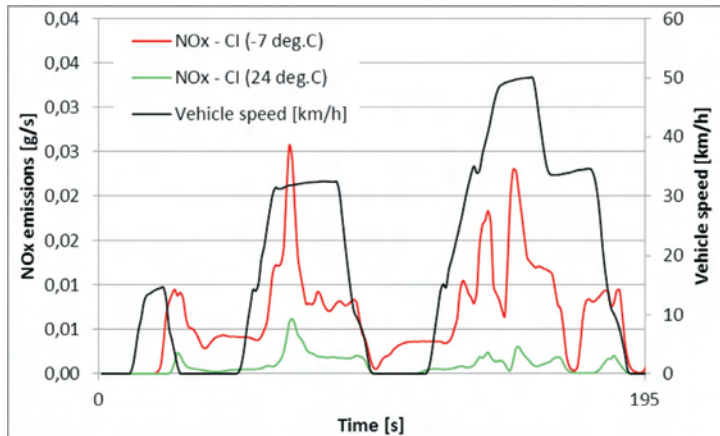


Fig. 9. Second-by-second NO_x emission results from an CI vehicle, over the first 195 seconds of the UDC, when tested at -7 °C and at 24 °C

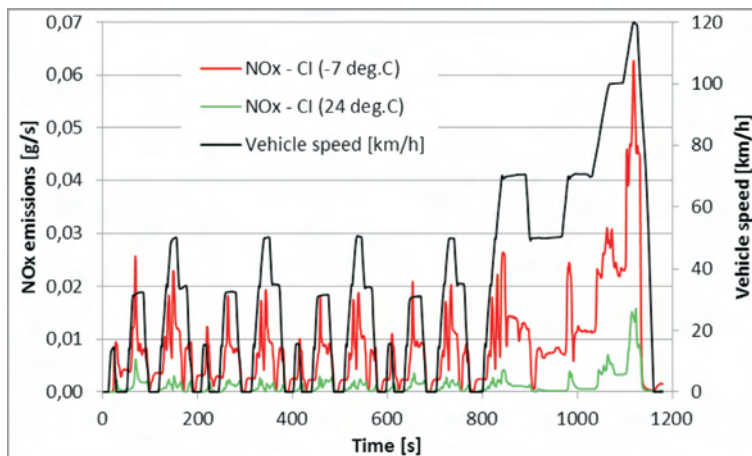


Fig. 10. Second-by-second NO_x emission results from an CI vehicle, over 1180 seconds of the NEDC, when tested at -7 °C and at 24 °C

The SI vehicle's HC and CO emissions traces followed a similar trend at both temperatures, but this trend was greatly magnified at -7 °C. While start-up itself failed to generate substantial emissions, the first ramp, where engine speed rose above idle for the first time, caused a surge in HC and CO emission at both temperatures. Emissions thereafter decreased relatively smoothly, despite further periods of acceleration, because the TWC had reached light-off and could deal with HC and CO reasonably effectively.

In the case of the diesel engines, the trends are similar, but excess emissions in the first segment of the UDC (0–195 seconds) is of considerable interest not only regarding HC and CO but also NO_x emissions (Figs 7–9). The CI vehicle's HC, CO and NO_x emissions traces followed a similar trend at both temperatures, but this trend was greatly magnified at -7 °C. Overall, it is possible to state that emissions occurred at the same points in the cycle, but with the low ambient temperature greatly increasing the concentration of the regulated pollutants in the exhaust gas during these periods of emission. Evidently the increased friction and combustion difficulties conspired to cause deteriorations at precisely the

same points where emission is usually greatest anyway (when the standard ambient temperature is used). A particularly striking example of this was the case of NO_x (Fig. 10), where the small emissions fluctuations observed at 24 °C were also present at -7 °C, but with a massively increased 'amplitude'.

Low ambient temperature emissions from vehicles are of great interest, as this engine type is becoming more and more widespread. Results comparing HC and CO emissions from MPI and DISI vehicle over the UDC at -7 °C are shown in Fig. 11. Interestingly, no significant difference was observed in the case of either of the DISI vehicles tested; both vehicles' values lay within the range covered by results for the MPI vehicles, albeit slightly on the low side regarding HC emissions.

A modal emissions analysis performed over the entire NEDC for a DISI vehicle at both test temperatures enabled deterioration factors to be calculated (Fig. 12). Deteriorations were greatest for HC, CO and PM; the deteriorations for CO₂ and PN were relatively low and were almost identical during the two phases of the cycle. A comparison of these results with results obtained from other vehicles (of different types and ages) is presented in Fig. 13. It is immediately apparent from Fig. 13 that the emissions deterioration over the NEDC varies widely by vehicle type, with particularly interesting results for PM and PN, which require further investigation.

4. Summary and conclusions

This study has presented sample results demonstrating that modern vehicles fulfilling the latest, most stringent European emissions standards still suffer serious deteriorations in their ecological performance at low ambient temperatures. Real-world behaviour (outside the laboratory) may be even worse, particularly for NO_x (see [3] and references therein). High viscosity and friction are the chief primary causes of emissions deterioration; excess fuelling is the chief secondary cause. In light of this, countermeasures such as heating aids and advanced thermal management systems continue to be of interest as options for further improvement of the cold start performance of the CI engine type (see e.g. [3, 8]). Evidence shows that cold start performance has generally improved somewhat in response to the introduction of strict emissions standards [8]. Therefore, the development of the Euro 7 standards (and beyond), alongside the drafting of ever more stringent standards in the USA, will likely exert an impact of cold start emissions behaviour. In the EU, momentum is building towards the introduction of mandatory type-approval testing for light-duty diesel vehicles at low ambient temperature [3, 9]. Research into the areas of CI cold start emissions and CI emissions behaviour under real-world conditions remain important areas worthy of the

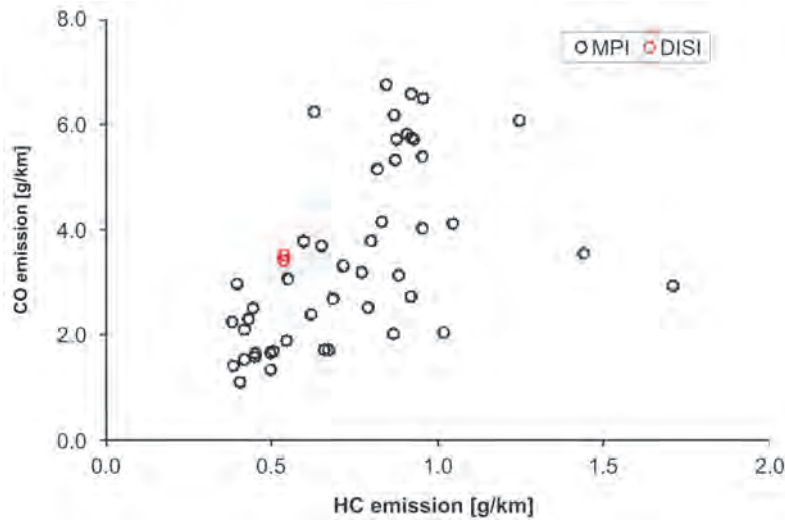


Fig. 11. A scatterplot of HC and CO emissions factors for test vehicles, tested over the UDC at -7°C

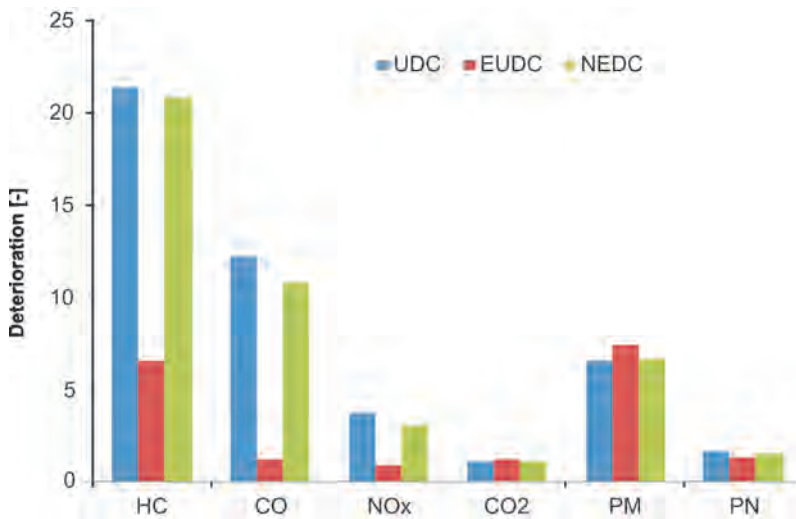


Fig. 12. Deterioration factors for a DISI vehicle tested over the NEDC at 24°C and at -7°C

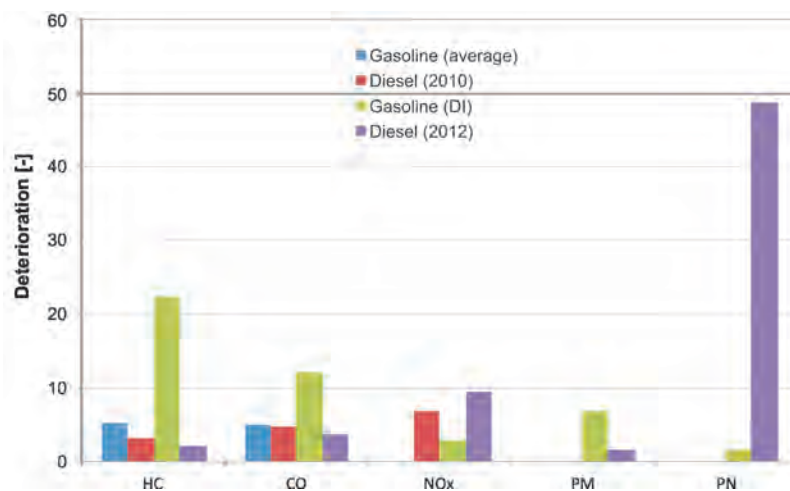


Fig. 13. Emissions deterioration factors over the NEDC for a range of vehicles tested at 23°C to 25°C and at -7°C

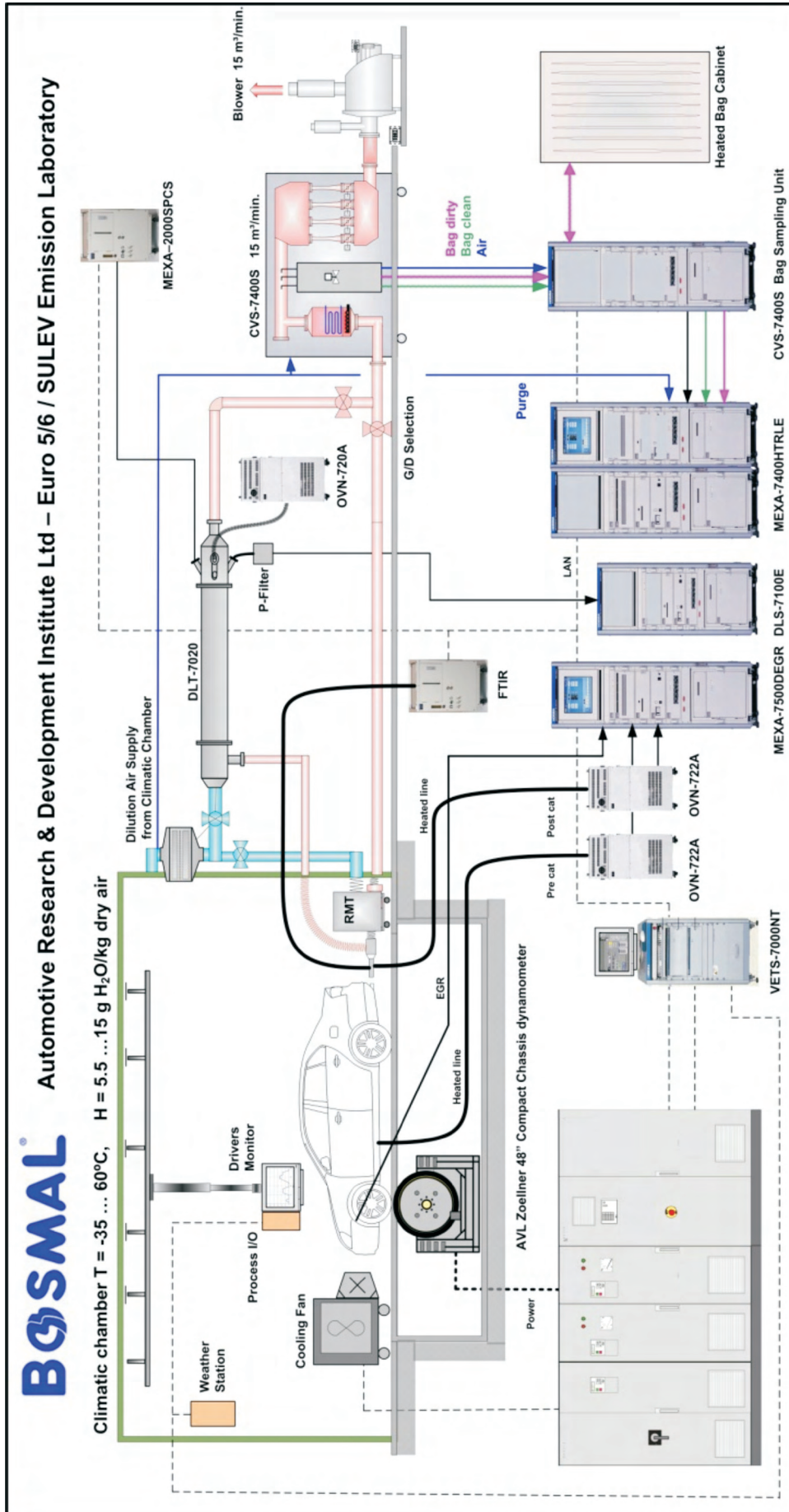
attention of engineers and scientists involved in automotive testing.

Automotive emissions regulations should consider adapting the measuring procedures to better reflect real, in-field operating conditions, a major component of which is operation at low ambient temperatures. A good first step in this direction would be to mandate a UDC cycle at -7°C for all vehicles featuring CI engines, with limits set for emissions of CO, HC+NO_x, PM and PN. For vehicles with DISI engines, limits for PM and PN could be introduced alongside the existing limits. Additionally, CO₂ and FC could also be measured during such as test, and reported alongside results from testing at 20°C to 30°C , in order to provide potential buyers with further information on the cost of ownership of a given vehicle or engine type.

While the fuel consumption penalties (visible in the emissions results; chiefly CO₂) reported here might not appear to be particularly severe, the substantial fuel consumption penalty observed over the UDC (approaching 30 %) would have a considerable impact on fuelling requirements where a vehicle was repeatedly used for short (urban) journeys.

In recent years, consumers have begun to demand more realistic fuel consumption statistics and the ubiquity of the internet enables rapid dissemination of informal fuel consumption data obtained by vehicle users – thus, it is in manufacturers' interests to simultaneously optimize engine operation and minimize fuel consumption at a range of ambient temperatures, including the sub-zero temperatures encountered in many areas of Europe, Asia and the Americas.

While regulated and unregulated emissions are of relatively little direct consequence to a vehicle owner/operator (and not easily measured), fuel consumption (and therefore CO₂ emissions) are of great concern to the user (and very easily measured). For that reason, it is in manufacturers interest to concentrate their efforts towards the improvement and optimisation of cold start performance of vehicle from both the emissions and fuel consumption points of view, to ensure consumer satisfaction and ensure compliance with existing legislation and certain legislative moves which appear likely for the immediate future, such as the introduction of a low ambient temperature cold start test for diesel vehicles in the EU.



Appendix 1. Schematic diagram of BOSMAL's emissions measurement setup in the emissions testing laboratory, as used to measure emissions from the test vehicles at normal and low ambient temperature conditions

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CO	carbon monoxide
CO ₂	carbon dioxide
CI	compression ignition
CVS	constant volume sampler
CARB	California Air Resource Board
ECE	[United Nations] Economic Commission for Europe
EPA	Environmental Protection Agency (USA)
EU	European Union
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
EPA	Environmental Protection Agency
HC	hydrocarbons
LCV	light commercial vehicle
MPI	multi-point injection

NEDC	New European Driving Cycle
NO _x	oxides of nitrogen
PC	passenger car
PM	particle mass
PN	particle number
SI	spark ignition
SUV	sport-utility vehicle
T	conceptual mean temperature of the coolant, oil and all engine elements
TWC	three-way catalyst
T _a	ambient temperature
T _w	temperature of the oil and coolant when the vehicle is fully warmed up
UDC	Urban Driving Cycle
WLTC	World harmonized light duty vehicle test cycle

Bibliography/Literatura

- [1] Bielaczyc P., Merksiz, J.: Exhaust emission from passenger cars during engine cold start and warm-up. SAE Technical Paper 970740, 1997 SAE World Automotive Congress, Detroit, USA, doi:10.4271/970740.
- [2] Bielaczyc P., Merksiz, J., Pielecha, J.: Investigation of exhaust emissions from DI diesel engine during cold and warm start. SAE Technical Paper 2001-01-1260, E: "Progress In Diesel Engine Combustion Processes" SP-1580, 53-60, doi:10.4271/2001-01-1260.
- [3] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J.: The effect of a low ambient temperature on the cold-start emissions and fuel consumption of passenger cars, Journal of Automobile Engineering, 225, 9, 1253-1264, 2011, doi: 10.1177/0954407011406613.
- [4] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J.: Excess emissions and fuel consumption of modern spark ignition passenger cars at low ambient temperatures. SAE Technical Paper 2012-01-1070, 2012, doi: 10.4271/2012-01-1070.
- [5] Bielaczyc P., Woodburn J., Szczotka A.: An investigation into cold start emissions from compression ignition engines using EU legislative emissions test procedures. SAE Int. Journal Fuels Lubr. 6(2):2013, doi: 10.4271/2013-01-1304. 2013 SAE World Congress, Detroit, Mi, USA.
- [6] Weilenmann M., Favez J.-Y., Alvarez R.: Cold-start emissions of modern passenger cars at different low ambient temperatures and their evolution over vehicle legislation categories, 2009, Atmospheric Environment, 43, 2419-2429. doi: 10.1016/j.atmosenv.2009.02.005.
- [7] Dardiotis C., Marotta A., Martini G., Bonnel P., Tutuianu M., Weiss M.: JRC's contribution to the revision of the european type approval procedure for light duty vehicles. Proceedings of the 3rd International Exhaust Emissions Symposium, 24-25 May 2012, Bielsko-Biala, Poland, ISBN 978-83-931383-2-6, Combustion Engines 2(149), 2012.
- [8] Laurikko J.: Cold-start emissions and excess fuel consumption at low ambient temperatures – assessment of EU2, EU3 and EU4 passenger car performances. FISITA paper: F2008-06-049, 2008.
- [9] Dardiotis C., Martini G., Marotta A., Manfredi U.: Extension of low temperature emission test to Euro 6 diesel vehicles, JRC Report EUR 25408 EN, 2012, doi: 10.2788/37684.
- [10] Commission Regulation (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information, Official Journal of the European Union, L199/1, 2008.
- [11] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J.: Development of vehicle exhaust emission testing methods – BOSMAL's new emission testing laboratory, Combustion Engines 1(144), 3-12, 2011.
- [12] Bielaczyc P., Szczotka A., Pajdowski P., Woodburn J.: Development of automotive emissions testing equipment and test methods in response to legislative, technical and commercial requirements. Combustion Engines 1(152), 2013.

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

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

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



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

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

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



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

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

e-mail: joseph.woodburn@bosmal.com.pl



Abstracts of papers available on the attached DVD-ROM

Streszczenia artykułów znajdujących się na płycie DVD

Jan MONIETA

PTNSS-2013-SC-001

THE APPLICATION IN-CYLINDER PRESSURE COURSE IN DIFFERENT DOMAINS FOR DIAGNOSTICS OF MEDIUM SPEED MARINE DIESEL ENGINES IN OPERATION CONDITIONS

In this work has been presented the results of the the application in-cylinder pressure signal analysis of the marine medium-speed engine to diagnostics. In-cylinder pressure signals analysis has been carried out in amplitude, time and frequency domain as well wavelet analysis for their diagnostics to select a rational method.

There have been carried out preliminary and principal investigations using experiment planning. The preliminary research have been done on marine diesel engines Sulzer type drive generators, occurring in engine rooms of bulk carriers and rely on the measurement of pressure signals in each cylinder and analyzing them under different engine loads and verify their correlation with the load.

In principal research has been diagnosis technical state of individual cylinders at constant loading. Useful diagnostic symptoms have been selected. The method was being verified locating failures of engine elements.

Keywords: piston marine diesel engine, course of combustion pressure, diagnostics, useful symptoms

Zastosowanie analizy przebiegu ciśnienia w cylindrach okrętowych silników spalinowych w różnych dziedzinach do diagnostyki w warunkach eksploatacji

W artykule przedstawiono wyniki zastosowania analizy przebiegu ciśnienia w cylindrach okrętowych średnioobrotowych silników tłokowych w dziedzinie czasu, amplitudy, częstotliwości oraz analizy falkowej do ich diagnozowania w celu wyboru racjonalnej metody.

Przeprowadzono wstępne i zasadnicze badania eksperymentalne z wykorzystaniem metod planowania eksperymentu. Wstępne badania zostały przeprowadzone na okrętowych silnikach Sulzer napędu prądnic, występujących w siłowniach masowców i polegały na pomiarze sygnałów ciśnienia w poszczególnych cylindrach i analizie ich przy różnych obciążeniach silnika oraz sprawdzaniu ich korelacji z obciążeniem.

W badaniach zasadniczych oceniano stan techniczny poszczególnych cylindrów przy stałym obciążeniu. Przydatne symptomy diagnostyczne zostały wyselekcjonowane, a metodę zweryfikowano lokalizując uszkodzenia elementów silnika.

Słowa kluczowe: tłokowe silniki okrętowe, przebieg ciśnienia w cylindrach, diagnostyka, przydatne symptomy

Jan MONIETA

PTNSS-2013-SC-002

DIAGNOSTICS OF WORK PROCESS COURSE IN CYLINDERS OF MARINE RECIPRO-CATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES USING VIBRATION SIGNAL

In this paper are presented a research results an applications of an acceleration vibration signals to diagnosis of the work cycle of medium speed compression ignition engines. This paper presents

the research results of the relationship between the course in-cylinder pressure and vibration signal registered at the head of the combustion engine.

The investigations have been carried in operating conditions of the medium-speed marine diesel engines propelled a generator. In preliminary studies have been conditions planned of essential investigations for a variety of mounting vibration acceleration sensor. There examined the influence of the load on the values for the applied diagnostic parameters. Research carried out for the different operating conditions.

In fundamental investigations an influence of the technical state on values of diagnostic parameters was tested as well and failures was localised. Diagnostic symptoms in time, amplitude and frequency domain bounded with the technical state were selected and compared them with other diagnostic symptoms. Detected injectors failures and the primary damage of valves head using the boundary values.

Keywords: marine engines, work process, diagnostics, vibration signals

Diagnozowanie przebiegu procesu roboczego w cylindrach okrętowych silników spalinowych z wykorzystaniem sygnału drganiowego

W artykule przedstawiono metodę wykorzystania diagnostyki sygnału przyspieszeń drgań do oceny obiegu procesu roboczego w tłokowym silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym. W pracy przedstawiono wyniki badań związku między przebiegiem ciśnienia w cylindrze a sygnałem drganiowym rejestrowanym na głowicy silnika spalinowego.

Badania przeprowadzono w warunkach eksploatacji średnioobrotowych okrętowych silników z zapłonem samoczynnym napędzających prądnice. W badaniach wstępnych planowano warunki badań zasadniczych dla różnych mocowań czujnika przyspieszeń drgań. Sprawdzano wpływ obciążenia na wartości wykorzystywanych parametrów diagnostycznych. Badania realizowano w różnych warunkach eksploatacyjnych.

W badaniach zasadniczych sprawdzano wpływ stanu technicznego na wartości parametrów diagnostycznych oraz lokalizowano uszkodzenia. Wyselekcjonowano symptomy diagnostyczne w dziedzinie czasu, amplitudy i częstotliwości związane ze stanem technicznym oraz porównano je z innymi symptomami diagnostycznymi. Wykryto uszkodzenia wtryskiwaczy oraz pierwotne zaworów głowicy za pomocą wartości granicznych.

Słowa kluczowe: silniki okrętowe, proces roboczy, diagnostyka, sygnały drganiowe

Zdzisław CHŁOPEK

PTNSS-2013-SC-004

Tomasz SZCZEPAŃSKI

RESEARCH CONCEPT OF THE COMBUSTION ENGINES PROPERTIES IN DYNAMIC STATES

This work concerns problems associated with the analysis of engine operating states creating a dynamic process. Using the example of the model, regarded as an automatics system, article presents the basic concepts of dynamic processes in combustion

engines. Authors analyzed the current state of knowledge and research conducted on the dynamic states of the combustion engines operation, emphasising that these are the issues rarely taken on and still require a lot of research work. Then an article discusses one of the most important problems encountered but researchers approaching this issue: operator relationships between model inputs and output figures. The authors propose the solution to this problem, as a method of transition from operator relationships to the functional relationships. It is possible to perform by minimizing the time domain of the function representing the arguments of the existing operators to two discrete points in time. Then the values of the function at these points can be replaced with a single point value and its derivative with respect to time. This procedure, although leading to the creation of functional relationships, requires introduction of significant simplifications. The considerations are summarized by the analysis of the justification for such a course of conduct, and especially using the described simplifications. There is a postulate for repeated verification if the method used does not change the nature of relationships governing engine operation in the dynamic states.

Keywords: dynamics, process, model, engine

Koncepcja badań właściwości silników spalinowych w stanach dynamicznych

Praca dotyczy problemów związanych z analizą stanów pracy silnika tworzących proces dynamiczny. Na przykładzie modelu, traktowanego jako układ automatyki, przedstawiono podstawowe pojęcia związane z procesami dynamicznymi w silniku spalinowym. Przeanalizowano istniejący stan wiedzy i prowadzone badania w zakresie dynamicznych stanów pracy silników spalinowych, podkreślając, że są to zagadnienia stosunkowo rzadko podejmowane i wymagają przeprowadzenia jeszcze wielu prac badawczych. Następnie poruszony jest jeden z najważniejszych problemów, z którym spotykają się badacze podchodzący do tego zagadnienia: operatorowe zależności wiążące wielkości wejściowe i wyjściowe modelu. Proponowane jest następnie rozwiązanie tego problemu, jako metoda przejścia od zależności operatorowych do zależności funkcyjnych. Jest to możliwe do wykonania przy minimalizacji dziedziny czasowej funkcji stanowiących argumenty istniejących operatorów do dwóch dyskretnych punktów czasowych. Wówczas wartości funkcji w tych dwóch punktach można zastąpić wartością w jednym punkcie oraz jej pochodną względem czasu. Taki zabieg, jakkolwiek prowadzi do tworzenia zależności funkcyjnej, wymaga wprowadzenia znaczących uproszczeń. Rozważania podsumowane są analizą zasadności takiego toku postępowania, a szczególnie wprowadzenia opisanych uproszczeń. Przedstawiany jest postulat o konieczności każdorazowej weryfikacji, czy zastosowana metoda nie zmieni charakteru zależności rządzących pracą silnika w stanach dynamicznych.

Słowa kluczowe: dynamika, proces, model, silnik

Zdzisław CHŁOPEK
Tomasz SZCZEPAŃSKI

PTNSS-2013-SC-005

CORRELATION STUDIES OF COMBUSTION ENGINES PROPERTIES IN DYNAMIC STATES

The article represents a continuation of considerations on simplifying combustion engine model describing its operation in dynamic states from the form describing operator relationships, to the form describing functional relationships between parameters characterizing the engine operation. Authors mention the method

of this transition which relies on narrowing of the time domain values (representing operator relationship arguments) to one discrete value. Since the justifiability of such a procedure requires verification, this paper proposes a verification method based on the correlation tests of combustion engines characteristics in the dynamic states. The paper defines, for this purpose, the basic concepts, presents several commonly used methods of correlation analysis. Then the authors discuss the necessary condition to fulfil in order for the engine model simplification method was justified and the possibility of verifying this condition by analyzing the correlation function of appropriate combinations of the courses of the engine operating parameters. After that article presents practically occurring correlation functions calculated for the courses of the engine operating parameters in dynamic states and discusses their characteristic properties useful to draw, based on them, conclusions about the engine model.

Keywords: correlation, dynamic, work state

Badania korelacyjne właściwości silników spalinowych w stanach dynamicznych

Artykuł stanowi rozwinięcie rozważań dotyczących uproszczenia modelu silnika spalinowego opisującego jego pracę w stanach dynamicznych od postaci opisującej zależności operatorowe do postaci opisującej zależności funkcyjne pomiędzy wielkościami charakteryzującymi pracę silnika. Wspomniana jest w nim metoda takiego przejścia, polegająca na zawężeniu dziedziny czasowej wielkości (stanowiących argumenty zależności operatorowych) do jednej wartości dyskretnej. Ponieważ zasadność takiego zabiegu wymaga weryfikacji, w referacie proponowana jest metoda weryfikacji oparta na badaniach korelacyjnych właściwości silników spalinowych w stanach dynamicznych. Definiowane są w tym celu podstawowe pojęcia, przedstawianych jest kilka powszechnie stosowanych metod analizy korelacyjnej. Następnie omawiany jest warunek konieczny do spełnienia, aby metoda uproszczenia modelu silnika była uzasadniona oraz możliwość weryfikacji tego warunku za pomocą analizy funkcji korelacji odpowiednich kombinacji przebiegów parametrów pracy silnika. W dalszej części referat przedstawia praktycznie występujące funkcje korelacji obliczane dla przebiegów parametrów pracy silnika w stanach dynamicznych oraz omawia ich cechy charakterystyczne przydatne przy wyciąganiu na ich podstawie wniosków o modelu silnika.

Słowa kluczowe: korelacja, dynamika, stan pracy

Zdzisław CHŁOPEK
Jakub LASOCKI

PTNSS-2013-SC-006

LIFE CYCLE ASSESSMENT OF A CAR WITH COMPRESSION-IGNITION ENGINE DUE TO THE FUEL USED

The paper presents life cycle assessment (LCA) of motor vehicles with compression ignition engines powered with diesel oil, methyl esters of palm, rape, and soybean oils and methyl esters of used vegetable oil. The scope of the analysis included the environmental impact of the processes related to fuel preparation as well as to vehicle manufacturing, operation and disposal when worn out. A balance of the emission of greenhouse gases (GHG) and the consumption of energy obtained from non-renewable sources was compiled. The environmental impact was assessed with the use of the Eco-indicator 99 method. The results obtained have revealed significant differences in environmental loading by specific fuels. In the case of biofuels, a key role is played by the type of the bio-

mass used for the production of fuel, especially by the method of cultivation of the plants to be used as the biomass.

Keywords: life cycle assessment (LCA), compression-ignition engines, vegetable oil esters, biodiesel

Ocena cyklu istnienia samochodu z silnikiem o zapłonie samoczynnym ze względu na stosowane paliwa

W pracy przedstawiono ocenę cyklu istnienia samochodu z silnikiem o zapłonie samoczynnym zasilanym olejem napędowym, estrami metylowymi olejów: palmowego, rzepakowego i sojowego oraz estrami metylowymi zużytego oleju roślinnego. W analizie uwzględniono między innymi oddziaływanie na środowisko procesów związanych z przygotowaniem paliwa, wytwarzaniem samochodu, jego eksploatacją i zagospodarowaniem po zużyciu. Zbilansowano emisję gazów cieplarnianych i zużycie energii ze źródeł nieodnawialnych. Oceny wpływu dokonano metodą Eco-indicator 99. Otrzymane wyniki pozwalają stwierdzić znaczne różnice w obciążeniu środowiska dla poszczególnych paliw. Kluczową rolę w przypadku biopaliw odgrywa rodzaj biomasy wykorzystywanej do wytwarzania paliwa, a w szczególności sposób jej uprawy.

Słowa kluczowe: ocena cyklu istnienia (LCA), silniki o zapłonie samoczynnym, estry olejów roślinnych, biodiesel

Zdzisław CHŁOPEK
Jakub LASOCKI

PTNSS-2013-SC-007

COMPARISON OF THE ENVIRONMENTAL IMPACT OF AN ELECTRIC CAR AND A CAR WITH AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE IN POLISH CONDITIONS USING LIFE CYCLE ASSESSMENT METHOD

The paper presents results of a comparative analysis of the environmental impact of an electric car and cars with spark ignition and compression ignition engines. The investigations were carried out with the use of the life cycle assessment (LCA) method, with the processes related to the manufacturing, operation, and disposal of the vehicles when worn out being taken into account in the analysis. The life cycle assessment was made according to the ReCiPe method, with taking into account ten impact categories. The results obtained have indicated very high susceptibility of the ecological properties of electric cars to the electricity generation technology used. In Polish conditions, where most of the electric energy is obtained from coal and lignite combustion processes, the use of electric cars may result in a higher environmental load than it is in the case of motor vehicles with internal combustion engines.

Keywords: electric vehicles, internal combustion engine vehicles, life cycle assessment (LCA), electric energy

Porównanie oddziaływania na środowisko samochodu z napędem elektrycznym i samochodu z silnikiem spalinowym w warunkach polskich z zastosowaniem metody oceny cyklu istnienia

W pracy przedstawiono wyniki analizy porównawczej oddziaływania na środowisko samochodu elektrycznego i samochodów z silnikami spalinowymi – o zapłonie iskrowym i o zapłonie samoczynnym. Do badań wykorzystano metodę oceny cyklu istnienia (LCA). W analizie uwzględniono procesy związane z wytwarzaniem, eksploatacją, a także zagospodarowaniem pojazdów po zużyciu. Oceny wpływu cyklu istnienia dokonano metodą ReCiPe biorąc pod uwagę dziesięć kategorii wpływu. Uzyskane wyniki ukazują

bardzo dużą wrażliwość właściwości ekologicznych samochodów elektrycznych na technologię wytwarzania energii elektrycznej. W warunkach polskich, w których większość energii elektrycznej pochodzi z procesu spalania węgla kamiennego i węgla brunatnego, użytkowanie samochodów elektrycznych może powodować większe obciążenie środowiska niż użytkowanie samochodów z silnikami spalinowymi.

Słowa kluczowe: samochody elektryczne, samochody z silnikami spalinowymi, ocena cyklu istnienia (LCA), energia elektryczna

Zdzisław CHŁOPEK
Jacek BIEDRZYCKI
Jakub LASOCKI
Piotr WÓJCIK

PTNSS-2013-SC-008

INVESTIGATION OF POLLUTANT EMISSIONS FROM A MOTOR VEHICLE ENGINE IN TESTS SIMULATING REAL VEHICLE USE IN ROAD TRAFFIC CONDITIONS

Vehicle driving tests worked out by the authors and simulating the typical road operation of a motor vehicle have been described. The tests have been developed on the grounds of analyses of vehicle speed processes recorded during empirical tests, which were carried out in road traffic conditions. In the vehicle motion models adopted, the conditions of vehicle operation in congestion, urban, extra-urban, and high-speed traffic were separately considered. Pollutant emission test results obtained from the driving test procedures proposed have been presented.

Keywords: internal combustion engines, pollutant emissions, vehicle driving tests, simulation of motor vehicle motion conditions

Badania emisji zanieczyszczeń z silnika samochodu w testach symulujących rzeczywiste użytkowanie trakcyjne

W pracy przedstawiono opracowane przez autorów testy jezdne symulujące typowe użytkowanie trakcyjne samochodu. Opracowano je na podstawie analiz procesów prędkości samochodu uzyskanych w badaniach empirycznych przeprowadzonych w ruchu drogowym. W przyjętych modelach ruchu wyodrębniono warunki użytkowania samochodu w zatorach ulicznych, w miastach, poza miastami i na trasach szybkiego ruchu. Przedstawiono wyniki badań emisji zanieczyszczeń uzyskane z zastosowaniem zaproponowanych testów jezdnych.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, emisja zanieczyszczeń, testy jezdne, symulacja warunków ruchu samochodów

Anna KIERACIŃSKA
Zdzisław CHŁOPEK
Jacek BIEDRZYCKI
Andrzej JAKUBOWSKI
Jakub LASOCKI
Piotr WÓJCIK

PTNSS-2013-SC-009

EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF OPERATION OF A SYSTEM TO REDUCE PARTICULATE MATTER EMISSION FROM THE MOTOR VEHICLE BRAKING SYSTEM IN THE CONDITIONS OF SPECIAL DRIVING TESTS

Particulate matter is counted among the air pollutants that are particularly harmful to human health. An important source of the emission of this substance is motor traffic. A significant part of the particulate matter emission from the motorization-related sources comes from the tribological pairs existing in motor vehicles,

chiefly from their braking systems. This paper presents results of empirical tests of a system to reduce the emission of particulate matter from the braking system. The tests were carried out on a vehicle chassis dynamometer in the conditions of special driving tests. The effectiveness of operation of the system under tests was found to be good: the particulate matter emission was reduced by about 50 to 75 %.

Keywords: particulate matter emission, braking systems, motor vehicles

Ocena skuteczności układu do ograniczania emisji cząstek stałych z układu hamulcowego samochodu w warunkach specjalnych testów jezdnych

Cząstki stałe należą do zanieczyszczeń powietrza szczególnie szkodliwych dla zdrowia ludzi. Istotnym źródłem ich emisji są pojazdy samochodowe. Znaczna część emisji cząstek stałych ze źródeł motoryzacyjnych pochodzi z par trybologicznych pojazdów, przede wszystkim z układu hamulcowego. W pracy przedstawiono wyniki badań empirycznych urządzenia do ograniczania emisji cząstek stałych z układu hamulcowego. Badania przeprowadzono na stanowisku hamowni podwoziowej w warunkach specjalnych testów jezdnych. Stwierdzono dobrą skuteczność urządzenia – zmniejszenie emisji cząstek stałych o około (50–75) %.

Słowa kluczowe: emisja cząstek stałych, układy hamulcowe

Michał RYŚ

PTNSS-2013-SC-010

DIAGNOSTIC OF TURBINE ENGINE DEFECTS USING VISUAL TESTING

The article contains a brief description of the turbofan engine. The contents included a breakdown of scheduled and unscheduled maintenance, defects description produced during normal operation and a description of the most common defects that can be found by using endoscopes/borescopes, rigid and flexible videoscopes. Described the methods of measurement with a special focus on the new method – 3D phase measurement.

Diagnostyka uszkodzeń turbinowych silników przepływowych z zastosowaniem metod wizualnych

Praca zawiera krótki opis turbinowego silnika dwuprzepływowego. W treści zawarty jest podział przeglądów na planowe i nieplanowe, opis usterek powstałych podczas normalnej eksploatacji silników turbinowych oraz opis najczęściej spotykanych usterek możliwych do wykrycia przy pomocy endoskopów/boroskopów sztywnych, giętkich i wideoskopów. Zobrazowane są metody pomiaru przy pomocy wideoskopów ze szczególnym zwróceniem uwagi na nową metodę – pomiar fazowy 3D. Podsumowane zawiera wyjaśnienie korzyści z użytkowania wideoskopu XLG3 umożliwiającego pomiar nową metodą obrazowania uszkodzeń w 3D.

Słowa kluczowe: turbinowy silnik przepływowy, FADEC, endoskop, wideoskop, przeglądy planowe, przeglądy nieplanowe

Aleksy CWAŁINA

PTNSS-2013-SC-011

Tomasz KNIAZIEWICZ

Jacek RUDNICKI

Marcin ZACHAREWICZ

TECHNICAL EVALUATION OF MARINE AUXILIARY DIESEL ENGINE ON THE BASIS OF PARAMETERS SYNCHRONOUS GENERATOR

The article presents a method for evaluating the technical condition of selected structural elements of the reciprocating internal combustion engine driving a synchronous generator. The results of measurements of the electric generator parameters are the diagnostic information source. On this basis it is possible to determine the instantaneous angular speed marine engine crankshaft which, in turn, is the basis for reasoning about the correctness of the process of fuel combustion in the engine cylinders, and efficiency of the speed controller. By that means one can define the technical condition of the fuel equipment, sealing the piston-rings-cylinder system, and the correctness of the process of the working medium exchange in the engine cylinders.

Keywords: technical diagnostics, marine diesel engines, working spaces, diagnostic information, diagnostic parameters

Ocena stanu technicznego okrętowego tłokowego silnika spalinowego na podstawie badań parametrów elektrycznych prądnicy okrętowej

W artykule przedstawiono metodę oceny stanu technicznego wytypowanych elementów struktury konstrukcyjnej pomocniczego tłokowego silnika spalinowego napędzającego prądnicę synchroniczną. Źródłem informacji diagnostycznej są wyniki pomiarów parametrów elektrycznych prądnicy. Na ich podstawie możliwe jest określenie chwilowych prędkości kątowych wału korbowego silnika okrętowego, co stanowi podstawę do wnioskowania o prawidłowości przebiegu procesu spalania paliwa w cylindrach silnika oraz o sprawności pracy regulatora prędkości obrotowej. Pozwala to na określenie stanu technicznego aparatury paliwowej, szczelności zespołu tłok-pierścienie-cylinder oraz poprawności przebiegu procesu wymiany czynnika roboczego w cylindrach silnika.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, silnik okrętowy, przeszerzenie robocze, informacyjność diagnostyczna, parametr diagnostyczny

Piotr BOGUŚ

PTNSS-2013-SC-012

Jerzy MERKISZ

ZASTOSOWANIE ANALIZY FALKOWEJ W DIAGNOSTYCE SILNIKA SPALINOWEGO

Praca pokazuje możliwości zastosowania analizy falkowej do diagnostyki silnika spalinowego w oparciu o sygnały wibroakustyczne. Zastosowanie analizy falkowej w diagnostyce bazującej na sygnałach wibroakustycznych daje nowe perspektywy zastosowań diagnostycznych. Badania zaprezentowane w pracy dotyczą stanu silnika przed i po remoncie. Wstępne badania pokazują na zróżnicowanie wykresów czasowo-częstotliwościowych współczynników transformaty falkowej. Docelowa diagnostyka bazująca na falkach powinna być diagnostyką on-line uzupełniającą standardowe diagnostyki pokładowe OBD. W tym celu należy oprzeć się nie tylko na analizie skalogramów i obrazów czasowo-przestrzennego rozkładu współczynników transformat falkowych, ale również na wyborze parametrów istotnych diagnostycznie nadających się do szybkiej analizy on-line bazując na dekompozycji wielorozdzielczej.

Słowa kluczowe: diagnostyka silnika spalinowego, falki, sygnały wibroakustyczne, systemy OBD

Jacek PIELECHA

PTNSS-2013-SC-014

Jerzy MERKISZ

MODELING OF PARTICULATE MATTER PARAMETERS FOR PASSENGER CARS UNDER REAL TRAFFIC CONDITIONS

In the paper models of mass, number and diameters of particulate matter generated by vehicles fitted with diesel engines have been determined. The author presents new possibilities of application of the values characterizing the vehicle traffic conditions for the identification of the particulate matter parameters. For the description of the vehicle operating conditions two-dimensional histograms have been used that include the values of vehicle speed and acceleration and its time of operation under actual traffic conditions. The result of these actions is the proposal of mathematical models describing the basic properties of particulate matter (its mass, number and diameters) under different operating conditions of passenger vehicles. The created models of particulate matter parameters using the input parameters obtained in the dynamic conditions have been treated with priority. Such research, a pioneer one to date, has been carried out for light duty vehicles and then the correctness of the obtained models has been confirmed of the particulate matter parameters by a validation on vehicles other than those used for the creation of the models.

Keywords: particle mass, particle number, real traffic conditions

Modelowanie parametrów cząstek stałych z samochodów osobowych w rzeczywistych warunkach ruchu

W artykule wyznaczono modele masy, liczby i średnicy cząstek stałych emitowanych z pojazdów wyposażonych w silniki o zapłonie samoczynnym. Przedstawiono nowe możliwości wykorzystania wartości charakteryzujących warunki ruchu pojazdu do identyfikacji parametrów cząstek stałych. Do opisu warunków pracy pojazdu wykorzystano dwuwymiarowe histogramy, które ujmują wartości prędkości i przyspieszenia pojazdu oraz czasu jego pracy w rzeczywistych warunkach ruchu. Wynikiem tych działań jest propozycja modeli matematycznych opisujących podstawowe właściwości cząstek stałych (ich masę, liczbę i średnicę) w różnych warunkach pracy samochodów osobowych. Tworzone modele parametrów cząstek stałych wykorzystujące parametry wejściowe uzyskane w warunkach dynamicznych potraktowano priorytetowo. Badania takie, niewykonywane dotychczas, wykonano dla pojazdów lekkich, a następnie dowiedziono poprawności uzyskanych modeli parametrów cząstek stałych przez weryfikację, do której wykorzystano inne pojazdy niż użyte do tworzenia odpowiednich modeli.

Słowa kluczowe: masa cząstek stałych, liczba cząstek stałych, rzeczywiste warunki ruchu

Jacek KROPIWNICKI

PTNSS-2013-SC-015

DESIGN AND APPLICATIONS OF MODERN STIRLING ENGINES

The reasons for the growing interest in commercial use of Stirling engines have been discussed in this paper. Basic types of Stirling engines due to the workspace and cylinders configuration have been presented. The paper includes examples of contemporary designs of these engines, also an analysis of current and future applications of Stirling engines. The basic advantages and disadvantages of the use of Stirling engines in various fields of technology have been presented.

Keywords: Stirling engines, waste energy usage, renewable energy sources

Konstrukcje i zastosowania współczesnych silników Stirlinga

W pracy omówione zostały przyczyny rosnącego zainteresowania komercyjnego wykorzystania silników Stirlinga. Scharakteryzowa-

ne zostały podstawowe typy silników Stirlinga ze względu na układ przestrzeni roboczej i cylindrów. W pracy przedstawione zostały przykłady współczesnych konstrukcji tych silników, dokonano również analizy aktualnych i planowanych zastosowań silników Stirlinga. Omówiono podstawowe zalety i wady wykorzystania silników Stirlinga w różnych dziedzinach techniki.

Słowa kluczowe: silniki Stirlinga, wykorzystanie energii odpadowej, odnawialne źródła energii

Jacek KROPIWNICKI

PTNSS-2013-SC-016

Paweł KORTAS

POTENTIALS FOR FUEL CONSUMPTION REDUCTION BY USING ELECTRONIC DRIVER ASSISTANCE SYSTEMS

Electronic driver assistance systems help drivers to control traffic situation, transmit signals to the brake and drive systems, recognize traffic signs, allow driver to keep proper distance when driving in the column, as well as control the vehicle position on the lane. Electronic driver assistance systems also help reduce fuel consumption by appropriate control of the propulsion system, giving hints to the driver how to control the vehicle or which route to choose. Examples of potentials for fuel consumption reduction with electronic driver assistance systems of two selected vehicle propulsion systems have been described. The paper includes examples of commercial driver assistance systems that enable fuel consumption reduction.

Keywords: driver assistance systems, fuel consumption, powertrain control

Możliwości redukcji przebiegowego zużycia paliwa przy zastosowaniu elektronicznych systemów wspomagających kierowców

Elektroniczne systemy wspomagające kierowcę pomagają kierującemu kontrolować sytuację na drodze, przekazując sygnały do układu hamulcowego i napędowego, rozpoznają znaki drogowe, pozwalają utrzymać odpowiedni dystans w czasie jazdy w kolumnie, a także kontrolują położenie pojazdu na pasie ruchu. Elektroniczne systemy wspomagające kierowcę pomagają również zmniejszyć przebiegowe zużycie paliwa, poprzez odpowiednie sterowanie układem napędowym, podawanie odpowiedzi kierowcy co do sposobu prowadzenia pojazdu lub wyboru trasy przejazdu. W pracy przedstawiono możliwości ograniczenia przebiegowego zużycia paliwa przy zastosowaniu elektronicznych systemów wspomagających kierowców na przykładzie dwóch wybranych układów napędowych samochodów. W pracy przedstawione zostały również przykłady komercyjnych systemów wspomagających kierowców, które umożliwiają redukcję przebiegowego zużycia paliwa.

Słowa kluczowe: systemy wspomagające kierowcę, przebiegowe zużycie paliwa, sterowanie układem napędowym

Wojciech GIS

PTNSS-2013-SC-017

Jerzy WAŚKIEWICZ

Piotr PAWLAK

METHODS FOR ESTIMATING CARBON DIOXIDE EMISSIONS IN THE SUPPLY CHAIN OF GOODS

Carbon dioxide emission from transport is a little more than ten percent of the greenhouse gas, resulting from the combustion of fossil fuels. There are methods and tools that apply to the calculation of carbon dioxide emissions in the different phases of

transport. Many European Countries have their specific methods for estimation of carbon dioxide emissions, adapted to the existing economic, social, sociological, or geographical environment. The paper presents the most important and the most common methods in this field. There are also assumptions presented of the international project COFRET (Carbon Footprint of Freight Transport). Work under the project, is aimed at harmonizing the available methods and should define carbon dioxide emissions in the supply chain of goods and logistics. This is particularly important, because of the increasing legislative requirements for the protection of the natural environment.

Keywords: greenhouse gases, carbon dioxide, carbon emissions, supply chain of goods

Metody szacowania emisji dwutlenku węgla w łańcuchach dostaw ładunków

Emisja dwutlenku węgla z transportu drogowego stanowi znaczący procent emisji tego gazu ze wszystkich innych rodzajów transportu UE. Istnieją metody i narzędzia, które dotyczą obliczania emisji dwutlenku węgla w poszczególnych fazach transportu. Państwa Unii Europejskiej dysponują oryginalnymi metodami szacunków w przedmiotowym zakresie, dostosowanymi do występujących uwarunkowań gospodarczych, społecznych, socjologicznych, środowiskowych czy geograficznych. W referacie przedstawiono najistotniejsze i najbardziej rozpowszechnione metody w tym zakresie, ze szczególnym uwzględnieniem ciężkiego transportu samochodowego. Przedstawione będą również założenia międzynarodowego projektu COFRET (*Carbon Footprint of Freight Transport – Ocena emisji dwutlenku węgla z transportu ciężarowego*). Prace w ramach realizowanego projektu mają na celu zharmonizowanie dostępnych metod i mają stanowić próbę kompleksowego ujęcia zjawiska emisji dwutlenku węgla w całym łańcuchu transportowo-logistycznym. Jest to szczególnie istotne wobec wzrostu wymagań legislacyjnych dotyczących ochrony środowiska naturalnego człowieka.

Słowa kluczowe: gazy cieplarniane, dwutlenek węgla, emisja substancji zanieczyszczających, łańcuch dostaw ładunków

Wojciech GIS
Jerzy WAŚKIEWICZ
Piotr PAWLAK

PTNSS-2013-SC-018

ASSUMPTIONS OF EMAP PROJECT – THE PROSPECTS FOR ELECTROMOBILITY IN SELECTED EUROPEAN COUNTRIES

eMAP project: electromobility – scenario based Market potential, Assessment and Policy options is an international project implemented under the European initiative (Electromobility +). The aim of this project is to determine the future scope and scale of the use of electric cars in Europe and determine conditions of economic and technical issues relating to the development of electromobility. The paper characterized main objectives of the project that is important for European Commission because of the development trends of electromobility in Europe, including the countries of Central Europe.

Keywords: electromobility, electric vehicles, market research, development scenarios

Założenia projektu eMAP – perspektywy rozwoju elektromobilności w wybranych krajach europejskich

Projekt eMAP (*electromobility – scenario based Market potential, Assessment and Policy options*): Elektromobilność – rynkowe scenariusze potencjalnego rozwoju rynku oraz polityczne wyzwania) jest międzynarodowym projektem realizowanym w ramach europejskiej inicjatywy Electromobility+. Celem projektu jest m.in. określenie przyszłościowych zakresów i skali użytkowania samochodów elektrycznych w warunkach europejskich oraz uwarunkowań ekonomicznych i technicznych związanych z rozwojem systemu elektromobilności. W referacie scharakteryzowano główne założenia projektu eMAP wpisującego się w aktualne zainteresowanie Komisji Europejskiej trendami rozwoju elektromobilności w Europie, w tym w krajach Europy Środkowej i Wschodniej.

Słowa kluczowe: elektromobilność, samochody elektryczne, badanie rynku, scenariusze rozwoju

Paweł KORTAS
Jacek KROPIWNICKI

PTNSS-2013-SC-019

ANALYSIS OF LOCOMOTIVE ENGINE OPERATING CONDITIONS DURING IDLING

During the diesel-electric locomotive operation a significant share of the working of internal combustion engines at the idle is observed. Therefore, the average value of the fuel stream consumed by the locomotive combustion engine in this state will have a significant impact on the energy efficiency of the propulsion system. Determining the value of this parameter must be accompanied by a classification of working conditions of the locomotive propulsion. This article presents the classification of operating conditions of the locomotive internal combustion engine that allows the idle state distinction. It also presents method of determining the average value of the stream of fuel consumed at the idle, using the most common measurement systems in locomotive diesel-electric propulsion system.

Keywords: diesel-electric locomotives, locomotive operating conditions, fuel consumption

Analiza warunków pracy silnika spalinowego lokomotywy na biegu jałowym

W trakcie eksploatacji lokomotyw z silnikami spalinowymi obserwowany jest znaczny udział pracy silnika spalinowego w stanie biegu jałowego. Dlatego też średnia wartość strumienia paliwa zużywanego przez silnik spalinowy lokomotywy w tym stanie będzie miała istotny wpływ na efektywność energetyczną układu napędowego. Wyznaczeniu wartości tego parametru musi towarzyszyć jednoznaczna klasyfikacja warunków pracy układu napędowego lokomotywy. W artykule przedstawiono propozycję klasyfikacji warunków pracy układu napędowego lokomotywy z silnikiem spalinowym umożliwiającą wyróżnienie stanu biegu jałowego. Przedstawiono metodę wyznaczania średniej wartości strumienia paliwa zużywanego w stanie biegu jałowego, przy wykorzystaniu najczęściej stosowanych systemów pomiarowych w lokomotywach z przekładniami elektrycznymi.

Słowa kluczowe: lokomotywy z silnikami spalinowymi, warunki eksploatacji lokomotyw, zużycie paliwa

Zbigniew KNEBA
Bogusław SKARPETOWSKI

PTNSS-2013-SC-021

DUAL FUELLING OF TRUCK CI ENGINE WITH DIESEL OIL AND MIXTURE OF PROPANE AND BUTANE

This paper gives an dual fuel diesel oil simultaneously with vaporized LPG for truck engine. Showing the benefits of lower coast fuel consumption examined experimentally.

Keywords: fuel supply, alternative fuels, LPG

Dwupaliwowy układ zasilania silnika o zaplonie samoczynnym olejem napędowym oraz mieszaniną propanu i butanu do samochodu ciężarowego

W artykule przedstawiono zasadę działania dwupaliwowego zasilania jednocześnie olejem napędowym i odparowanym LPG silnika samochodu ciężarowego. Pokazano korzyści wynikające ze zużycia tańszego paliwa zbadane doświadczalnie.

Słowa kluczowe: układ zasilania paliwem, paliwa alternatywne, LPG

Zbigniew KNEBA

PTNSS-2013-SC-022

DEVELOPMENT TRENDS OF AUTOMOTIVE ENGINE COOLING SYSTEMS

The far-reaching modifications power systems and ignition automobile engines and aftertreatment improvements achieved significant reduction in toxic emissions. Cooling fluid pump driven mechanically become archaic not allowing the free circulation of fluid control. Also, various temperature levels needed for different cooling processes require controlled three-way valve. The article describes the electronic control currently introduced into the cooling system.

Keywords: engine cooling system, cooling system control

Tendencje rozwojowe układów chłodzenia silników samochodowych

Dzięki daleko idącym modyfikacjom układów zasilania i zapłonu silników samochodowych oraz udoskonaleniom układów oczyszczania spalin uzyskano znaczne zmniejszenie emisji związków toksycznych. Układy chłodzenia z pompą cieczy napędzaną mechanicznie stają się archaiczne nie pozwalając na swobodne sterowanie obiegiem cieczy. Również różna wartość temperatury potrzebnej do schładzania różnych procesów wymaga sterowanych zaworów trójdrożnych. Artykuł opisuje sterowanie elektroniczne obecnie wprowadzane do układów chłodzenia.

Słowa kluczowe: układ chłodzenia silnika, sterowanie układem chłodzenia

Zbigniew KNEBA

Robert FABJANOWICZ

Michał ŚMIEJA

Maciej ZIÓŁKOWSKI

PTNSS-2013-SC-023

DIAGNOSIS IN THE POWER PISTON MACHINES

This paper presents current techniques for monitoring the performance of engines and compressors power. Due to the significant costs of a possible exemption from the movement of this type of machine they are subjected to observation to predict possible failures and scheduled stops. There is a growing number of advanced metering systems with cylinders indicating. The old methods are replaced vibroacoustic measurements of thermodynamic parameters of the process.

Keywords: engine diagnostics, diagnostics of reciprocating compressors, indication

Diagnostyka maszyn tłokowych w energetyce

W artykule przedstawiono obecne techniki monitorowania pracy silników i sprężarek dużej mocy. Ze względu na znaczne koszty ewentualnego wyłączenia z ruchu tego typu maszyn są one poddane obserwacji dla przewidywania ewentualnych awarii oraz planowych zatrzymań. Rośnie liczba zaawansowanych systemów pomiarowych z indykowaniem cylindrów. Dawne metody wibroakustyczne zastępowane są pomiarami parametrów procesu termodynamicznego.

Słowa kluczowe: diagnostyka silników, diagnostyka sprężarek tłokowych, indykowanie

Zbigniew KORCZEWSKI

Jacek RUDNICKI

PTNSS-2013-SC-025

„SHADOW” VS “PHASE 3D” METHOD WITHIN ENDOSCOPIC EXAMINATIONS OF MARINE ENGINES

A visual investigation of surfaces creating internal, working spaces of marine combustion engines by means of specialized viewfinders so called endoscopes is at present almost a basic method of technical diagnostics.

The surface structure of constructional material is visible during investigations like through the magnifying glass (usually with a precisely determined magnification), which makes possible a detection, recognition and if possible, quantitative evaluation of the failures and material defects appearing, and in result – an opinion of the waste degree and the dirt intensity of studied constructional elements. This is an especially important advantage while the failures do not generate observable values of diagnostic parameters.

Endoscopic investigation of the machine being switched off from motion enables evaluation of its constructional elements' waste and dirt almost at once.

The paper deals with diagnostic issues concerning endoscopic examinations of the working spaces within marine diesel and gas turbine engines. In the beginning, endoscopy apparatus being on laboratory equipment of the Department of Ship Power Plants of Gdansk University of Technology in Poland has been characterized. The endoscopy considerations have been focused on theoretical bases of a digital image processing and especially – on the “Shadow” and “Phase 3D” measurement method. There has been carried out a comparative analysis of these methods' efficiency and effectiveness in the real conditions of the diagnostic investigations performance of the engines built in the marine power plant.

Keywords: technical diagnostics, endoscopic investigation, “Shadow” method, marine diesel and gas turbine engine

Porównanie metod pomiarowych „Cienia” i „Fazowej 3D” w badaniach endoskopowych silników okrętowych

Badanie wizualne powierzchni tworzących przestrzenie robocze silników okrętowych z zastosowaniem specjalistycznych wzorników tzw. endoskopów to obecnie niemal podstawowa metoda diagnostyki technicznej. Struktura powierzchniowa materiału konstrukcyjnego widoczna jest podczas badań jak przez lupę, zazwyczaj w pewnym powiększeniu, co umożliwia wykrycie, rozpoznanie i ewentualną ocenę ilościową występujących defektów i wad materiałowych, które zazwyczaj nie generują obserwowalnych zmian wartości parametrów diagnostycznych.

W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia diagnostyki endoskopowej przestrzeni roboczych okrętowych turbinowych i tłokowych silników spalinowych. Scharakteryzowano endoskopową aparaturę diagnostyczną będącą na wyposażeniu bazy laboratoryjnej Katedry Siłowni Okrętowych Politechniki Gdań-

skiej. Przybliżono podstawy teoretyczne przetwarzania obrazu w endoskopii cyfrowej, ze szczególnym uwzględnieniem metody pomiarowej „Cienia” i „Fazowej 3D”. Przeprowadzono analizę porównawczą efektywności i skuteczności zastosowania każdej z metod w rzeczywistych warunkach realizacji badań diagnostycznych silników zabudowanych w siłowni okrętowej.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, badanie endoskopowe, metoda „Cienia” i „Fazowa 3D”, okrętowy silnik spalinowy tłokowy i turbinowy

Jacek RUDNICKI
Zbigniew KORCZEWSKI

PTNSS-2013-SC-026

DIAGNOSTIC TESTING OF MARINE PROPULSION SYSTEMS WITH INTERNAL COMBUSTION ENGINES BY MEANS OF VIBRATION MEASUREMENT AND RESULTS ANALYSIS

In this paper selected issues concerning vibration diagnosis of the mechanical system within marine propulsion units have been presented, carried out on the basis of experimental examinations of a real object in which an exceedance of the allowable vibration's level had been observed. Used diagnosing system has been characterised. A procedure of longitudinal and transverse vibrations shaft lines of the mechanical system within marine propulsion measurement was presented, with use of portable vibration computerized data logger as well as on the method of vibrations spectral-correlation analysis as a basis of diagnostic process considering dynamic state of analyzed system. Analysis that has been carried out enabled the selection of the most probable causes for the loss of mechanical system stability. The relevance of the diagnosis was confirmed by the workshop measurements of the torque transmission elements as well as visual inspection of the propellers while the ship was put on a dock.

Keywords: technical diagnosis, vibrations measurements, marine propulsion unit, dynamical state

Badania diagnostyczne okrętowego zespołu napędowego z tłokowymi silnikami spalinowymi na podstawie pomiarów drgań i analizy ich wyników

W referacie przedstawiono wybrane zagadnienia diagnostyki erganowej okrętowego zespołu napędowego, na przykładzie eksploatacyjnych badań obiektu rzeczywistego, na którym zaobserwowano zwiększony poziom drgań. Scharakteryzowano zastosowany system diagnozujący. Zaprezentowano procedurę pomiaru drgań wzdłużnych i poprzecznych linii wałów okrętowego układu napędowego, z zastosowaniem przenośnego rejestratora drgań oraz metodykę ich analizy widmowo-korelacyjnej, jako podstawę wnioskowania diagnostycznego o stanie dynamicznym rozpatrywanego układu. Przeprowadzona analiza pozwoliła na wskazanie najbardziej prawdopodobnych przyczyn utraty stabilności układu mechanicznego. Trafność postawionej diagnozy potwierdziła weryfikacja warsztatowa elementów transmisji momentu obrotowego oraz oględziny śrub napędowych podczas postoju okrętu w doku.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, pomiary drgań, okrętowy zespół napędowy, stan dynamiczny

Rafał PAWLETKO
Stanisław POLANOWSKI

PTNSS-2013-SC-027

INFLUENCE OF FUEL INJECTION SYSTEM FAULTS OF MARINE DIESEL ENGINE ON THE HEAT RELEASE CHARACTERISTICS

The paper presents the results of research of the influence of chosen marine diesel engine fuel injection system faults on the shape of heat release characteristics. The study was conducted on a laboratory engine Sulzer A125/30. The study was carried out according to active experiment plan, during which the selected engine failure of the injection system were simulated. Measurements of pressure of combustion were performed by means of tensometric sensors of Spice Company. Based on measured pressure curves heat release characteristics were determined. The algorithm allows the determination of heat release rate q and the generated heat Q characteristics. Based on the obtained results it can be concluded that significant improvement in the diagnostic use of indicator diagrams can be obtained by using heat release characteristics. These characteristics are correlated with the process of fuel injection and the injection pump operation. As demonstrated in the work of analyzing the heat release rate q , it is possible to infer diagnosis on the technical condition of the fuel injection system.

Keywords: indicator diagram, heat release characteristics, marine diesel engine diagnosis

Wpływ uszkodzeń układu wtryskowego okrętowego silnika tłokowego na przebieg charakterystyk wydzielania ciepła

W artykule przedstawiono wyniki badań wpływu wybranych uszkodzeń układu wtryskowego silnika okrętowego na przebieg charakterystyk wydzielania ciepła. Badania przeprowadzono na laboratoryjnym silniku Sulzer typu A125/30. Doświadczenie zrealizowano zgodnie z planem eksperymentu czynnego, podczas którego symulowano wybrane uszkodzenia układu wtryskowego. Indykowanie silnika wykonano za pomocą tensometrycznych czujników spalania firmy Spice. Wykorzystując uzyskane wykresy indykatorowe wyznaczono charakterystyki wydzielania ciepła. Zastosowanie algorytmu umożliwia obliczenia szybkości wydzielania ciepła q oraz ciepła wydzielonego Q . W oparciu o uzyskane wyniki badań można stwierdzić, zastosowanie charakterystyk wydzielania ciepła, może w sposób istotny wpłynąć na podatność diagnostyczną wykresów indykatorowych. Potwierdzono istotną korelację pomiędzy działaniem układu wtryskowego a przebiegiem tych charakterystyk. W oparciu o uzyskane przebiegi szybkości wydzielania ciepła, możliwe diagnozowanie badanych uszkodzeń układu wtryskowego.

Słowa kluczowe: wykres indykatorowy, charakterystyki wydzielania ciepła, diagnozowanie silników okrętowych

Stanisław POLANOWSKI
Rafał PAWLETKO
Kazimierz WITKOWSKI

PTNSS-2013-SC-028

INFLUENCE OF PRESSURE SENSOR LOCATION ON THE QUALITY OF THERMODYNAMIC PARAMETERS CALCULATED FROM THE MARINE ENGINE INDICATOR DIAGRAM

A major problem for the diagnostic use of the indicator diagram is the pressure sensor location. Indicator channel and valve may bring in significant distortions in the resulting pressure. The paper presents results of research conducted on the medium speed laboratory engine A1 25/30. Indication was made by the sensor placed directly in the cylinder (instead of starting air valve), before the indicator valve (with special Kistler adapter) and on the indicator valve. During the research the course of heat release rate q and the heat released Q were determined. Distortion of heat release characteristics for the sensor placed in the indicator valve is important, but

it is estimated that diagnostic information is not lost. Influence of the pressure sensor location can be significantly reduced by proper adjustment of the TDC position.

Keywords: indicator diagram, heat release characteristics, marine diesel engine diagnostics

Wpływ lokalizacji czujnika ciśnienia na dokładność wyznaczenia parametrów termodynamicznych w oparciu o wykresy indykatorowe silnika okrętowego

Jednym z głównych problemów diagnostycznego wykorzystania wykresów indykatorowych jest miejsce umieszczenia czujnika ciśnienia. Kanały oraz zawory indykatorowe są źródłem istotnych zakłóceń pomiarowych. W artykule przedstawiono wyniki badań dotyczących miejsca zamocowania czujnika ciśnienia spalania na silniku laboratoryjnym Sulzer A125/30. Czujniki ciśnienia zostały umieszczone bezpośrednio w cylindrze (w miejsce zaworu startowego), przed zaworem indykatorowym oraz na zaworze indykatorowym. Oprócz podstawowych parametrów indykowanych na podstawie wykresów indykatorowych wyznaczono przebieg charakterystyk prędkości wydzielenia ciepła oraz ciepła wydzielonego. Na podstawie uzyskanych wyników badań stwierdzono, że kanały gazowe silników średnioobrotowych wnoszą znaczące opóźnienia sygnałów ciśnienia i deformacje wykresów indykatorowych, jednak możliwe jest w dalszym ciągu ich diagnostyczne wykorzystanie. Wpływ lokalizacji czujnika ciśnienia może być istotnie zmniejszony poprzez prawidłową korektę położenia GMP.

Słowa kluczowe: wykres indykatorowy, charakterystyki wydzielenia ciepła, diagnozowanie silników okrętowych

Jerzy MERKISZ
Maciej ANDRZEJEWSKI
Jacek PIELECHA

PTNSS-2013-SC-029

THE IMPACT OF THE SELECTED GEAR RATIO ON CARBON DIOXIDE EMISSIONS BY VEHICLE DURING ITS ACCELERATION

The article presents the results of measurements of exhaust emissions of cars in real traffic conditions depending on the selected gear (possible to use in the current driving conditions), made during the acceleration of the cars to a certain speed. Based on measured data the acceleration of the vehicles was analyzed, taking into account the minimum carbon dioxide emissions. In the considered separately studies two cars of the same brand and the same model were used: one driven by a spark-ignition engine and one by a compression-ignition engine. The road tests were performed at the measuring segment, using a different number of gears in order to achieve the assumed maximum speed. On the basis of test results and adopted criteria the influence of the style of vehicle acceleration on carbon dioxide emissions was evaluated.

Keywords: road tests, CO₂ emissions, acceleration of the vehicle

Wpływ wybranego przełożenia skrzyni biegów na emisję dwutlenku węgla przez pojazd podczas jego rozpędzania

W artykule zaprezentowano wyniki pomiarów toksyczności spalin samochodów osobowych w rzeczywistych warunkach ruchu w zależności od wybranego przełożenia skrzyni biegów (możliwego do zastosowania w danych warunkach jazdy), wykonane podczas rozpędzania tych samochodów do określonej prędkości. W oparciu o pozyskane dane pomiarowe dokonano oceny rozpędzania

pojazdów uwzględniając minimalną emisję dwutlenku węgla. Rozpatrywano osobno badaniami w warunkach drogowych poddano 2 samochody osobowe tej samej marki i tego samego modelu: jeden napędzany silnikiem o zapłonie iskrowym, a drugi silnikiem o zapłonie samoczynnym. Testy – rozpędzanie samochodów – wykonywano na pomiarowym odcinku jazdy, stosując różną liczbę biegów w celu osiągnięcia założonej maksymalnej prędkości jazdy. Na podstawie pomiarów i przyjętych kryteriów porównawczych oceniono wpływ rodzaju rozpędzania pojazdów na wielkość emisji dwutlenku węgla.

Słowa kluczowe: badania drogowe, emisja CO₂, rozpędzanie pojazdu

Jerzy MERKISZ
Piotr MOLIĆ
Jacek PIELECHA

PTNSS-2013-SC-030

CONCEPT TEST OF RESEARCH EXHAUST EMISSIONS FOR PASSENGER CARS IN REAL TRAFFIC CONDITIONS

This paper presents the preliminary concept research to develop the test used in the measurement of emissions in real traffic conditions for passenger vehicles. Work based on the lack of legal solutions for determining the environmental performance of light vehicles – as opposed to heavy-duty vehicles for which such regulations have specified. The elaboration is to compare the emission test used in clinical approval of passenger cars, while the synthesis of the results obtained under different conditions road tests. The intention is to develop a test for assessing the ecological vehicle in real traffic conditions, where restrictions will only drive type (gasoline engine, diesel engine, hybrid vehicle), which is consistent with the requirements of the certification tests. The result should be the foundation for the development of the test in terms of: the duration, to determine the operating conditions and vehicle and proposals for emission limit values.

Keywords: exhaust emission, road tests, passenger cars

Koncepcja testu badawczego emisji spalin dla samochodów osobowych w rzeczywistych warunkach ruchu

W artykule przedstawiono wstępną koncepcję opracowania testu badawczego wykorzystywanego w pomiarach emisji spalin w rzeczywistych warunkach ruchu dla pojazdów osobowych. Podstawą podjęcia pracy był brak rozwiązań prawnych, dotyczących określania poziomu ekologiczności pojazdów lekkich – w przeciwieństwie do pojazdów ciężkich, dla których takie regulacje już określono. Podstawą opracowania będzie porównanie testów emisyjnych wykorzystywanych w badaniach homologacyjnych samochodów osobowych, a jednocześnie synteza wyników uzyskanych w różnych warunkach badań drogowych. Zamierzeniem jest opracowanie testu, umożliwiające ocenę ekologiczną pojazdu w rzeczywistych warunkach ruchu, gdzie ograniczeniami będzie tylko rodzaj napędu (silnik ZI, ZS, pojazd hybrydowy), co jest zgodne z wymaganiami badań homologacyjnych. Efektem powinny być założenia do opracowania testu pod względem: czasu trwania, określenia warunków pracy silnika i pojazdu oraz propozycji dopuszczalnych wartości emisji spalin.

Słowa kluczowe: emisja spalin, testy drogowe, samochody osobowe

Zbigniew ŻMUDKA
Stefan POSTRZEDNIK
Grzegorz PRZYBYŁA

PTNSS-2013-SC-031

ANALYSIS OF EFFECTIVENESS OF INDEPENDENT EXHAUST VALVE CONTROL AS A METHOD OF AN INTERNAL EGR REALIZATION

A system with independent, early exhaust valve closing has been analysed. The analysed system enables realization of an internal EGR and elimination of a throttling valve from inlet system of a spark ignition engine. The open, theoretical cycle has been assumed as a model of processes proceeding in an engine. The system has been analysed individually and comparatively with open Seiliger-Sabathe cycle. Benefits resulting from application of the system with early exhaust valve closing have been assessed on the basis of the selected parameters: a fuel dose, a cycle work, a relative charge exchange work and a cycle efficiency. The best results within decrease of fuel consumption and increase of cycle efficiency are obtained for mean engine load.

Keywords: internal combustion engine, open theoretical cycle, charge exchange, independent exhaust valve control, internal exhaust gas recirculation

Analiza efektywności niezależnego sterowania zaworami wylotowymi jako sposobu realizacji wewnętrznej recyrkulacji spalin

Przeprowadzono analizę systemu z niezależnym, wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego, który umożliwia realizację wewnętrznej recyrkulacji spalin oraz wyeliminowanie przepustnicy w silniku ZI. Odniesieniem dla oceny korzyści oraz badania efektywności pozyskiwania pracy, w wyniku zastosowania tego systemu sterowania, jest otwarty obieg teoretyczny Seiligera-Sabathe'a z powszechnie stosowaną klasyczną regulacją dławieniową obciążenia. Analizę porównawczą efektywności zastosowania zaproponowanego systemu przeprowadzono opierając się na wybranych wielkościach: dawce paliwa, pracy obiegu, względnej pracy wymiany ładunku oraz sprawności obiegu. Najlepsze efekty w zakresie zmniejszenia dawki paliwa i zwiększenia sprawności obiegu dla analizowanego systemu, w porównaniu do systemu z regulacją dławieniową, uzyskuje się w obszarze średniego obciążenia silnika.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, otwarty obieg teoretyczny, wymiana ładunku, niezależne sterowanie zaworami wylotowymi, wewnętrzna recyrkulacja spalin

Mirosław DERESZEWSKI
Stanisław POLANOWSKI

PTNSS-2013-SC-032

EVALUATION OF COMBUSTION OF ENGINE SULZER 3AL 25/30 BY MEASURING OF CRANKSHAFT ANGULAR SPEED

Analysis of Instantaneous Angular Speed (IAS) of the crankshaft is considered as one of non intrusive and effective method of detection of combustion quality deterioration. In this paper are presented results of experimental verification of high pressure fuel system's malfunction detecting, using optical encoder for IAS recording. The implemented method relay on comparison of measurement results recorded under healthy and faulty condition of the engine. Elaborated dynamic model of angular speed variations enables to build templates of engine behavior. Data processing of raw angular speed signal was noise decomposition in way of implementation

of Savitzky-Golay filter. Measured signal of faulty and healthy conditions were compared and value of difference was taken as an indicator of malfunction.

Keywords: fault detection, instantaneous angular speed, noise decomposition, Savitzky-Golay filter

Ocena procesu spalania w silniku Sulzer 3AL 25/30 metodą pomiaru oscylacji prędkości obrotowej wału korbowego

Analiza chwilowej prędkości kątowej wału korbowego silnika jest uważana za efektywną i nieinwazyjną metodę wykrywania pogorszenia jakości procesu spalania w cylindrze. W artykule zaprezentowano wyniki weryfikacji eksperymentalnej wykrywania uszkodzenia systemu paliwowego wysokiego ciśnienia w oparciu o pomiar prędkości kątowej enkoderem optycznym. Zastosowana metoda polega na porównaniu wyników pomiaru na silniku sprawnym oraz z symulowanym uszkodzeniem. Model matematyczny ruchu obrotowego wału pozwala na tworzenie teoretycznych wzorców krzywej zmian prędkości dla różnych symulacji uszkodzeń. Dekompozycja zakłóceń sygnałów pomierzonych została przeprowadzona z wykorzystaniem filtrów Savitzky'ego-Golaya. Wartość różnicy pomiędzy wygładzonymi przebiegami prędkości chwilowej w stanie bez i z symulacją uszkodzenia stanowi wskaźnik uszkodzenia.

Słowa kluczowe: wykrywanie uszkodzeń, chwilowa prędkość kątowa, dekompozycja zakłóceń, filtr Savitzky'ego-Golaya

Maciej ZIÓŁKOWSKI
Zbigniew KNEBA

PTNSS-2013-SC-033

EFFECT OF THE ABSENCE OF CLEAR CONTRACTUAL CONDITIONS FOR THE PURCHASE OF COMBINED HEAT AND POWER SYSTEMS THROUGH PUBLIC TENDERS

In the paper a discussion of the consequences of applying different approaches to the calculation of contractual conditions for chp systems based on internal combustion engines has been presented. These calculations are performed for purpose of the offer prepared in connection with the announcement of a public tender for the purchase of the cogeneration unit. Usually there are no precise rules defining major terms which should be taken to determine the performance of contract cogeneration units. This situation often makes impossible the correct comparison of the tenders submitted by different manufacturers. On the other hand, the frequent absence of specific contractual conditions of the controls adopted and sometimes low awareness of the technical side of authorities and lack of specialist supervision will make irrational choices. The paper presents examples of permissive approach to determining contractual conditions for calculating chp units performance. It is also proposed solutions to harmonize the conditions of contract, which should be imposed on the organization of public tenders for the purchase of CHP systems based on ICE.

Keywords: combined heat and power systems, designing, public tender

Wpływ braku jednoznacznych warunków kontraktowych na zakup siłowni kogeneracyjnych w drodze przetargów publicznych

W artykule przedstawiono dyskusję konsekwencji stosowania różnych podejść do obliczeń kontraktowych parametrów technicznych zespołów kogeneracyjnych. Obliczenia te wykonywane

są na potrzeby oferty przygotowywanej w związku z ogłoszeniem przetargu publicznego na zakup siłowni kogeneracyjnej. Brak precyzyjnych zasad określających warunki, i jakie należy przyjąć do wyznaczania parametrów kontraktowych zespołów kogeneracyjnych umożliwia dowolne kreowanie warunków obliczeniowych i tolerancji. Sytuacja ta powoduje, że poprawne porównanie ofert przedstawionych przez różnych producentów często jest niemożliwe. Z drugiej strony częsty brak szczegółowej kontroli przyjętych warunków kontraktowych, a czasami niska świadomość techniczna po stronie zamawiających i brak specjalistycznego nadzoru powoduje dokonywanie nieracjonalnych wyborów. W artykule przedstawiono przykłady swobodnego podejścia do wyznaczania parametrów technicznych zespołów kogeneracyjnych. Zaproponowano również rozwiązania mające na celu ujednoczenie warunków kontraktowych, które powinny być narzucane podczas organizowania przetargów publicznych na zakup siłowni kogeneracyjnych.

Słowa kluczowe: siłownie kogeneracyjne, elektrociepłownie, projektowanie, przetarg publiczny

Jerzy GIRTLEK

PTNSS-2013-SC-035

PROBLEMY OSZACOWANIA TRWAŁOŚCI I NIEZAWODNOŚCI SILNIKÓW O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM Z ZASTOSOWANIEM TEORII PROCESÓW SEMIMARKOWSKICH I DIAGNOSTYKI

W artykule przedstawiono znaczenie trwałości i niezawodności silników o zapłonie samoczynnym w eksploatacji systemów technicznych, w których są zastosowane. Wykazano, że do oszacowania trwałości i niezawodności wspomnianych silników bardziej przydatne są modele opracowane w formie semimarkowskiego procesu zmian stanów technicznych tego rodzaju silników w porównaniu do modeli proponowanych w klasycznej teorii niezawodności. Scharakteryzowano możliwości zastosowania modeli semimarkowskich do badań trwałości i niezawodności tych silników. Uzasadniono konieczność zastosowania diagnostyki technicznej w tego rodzaju badaniach. Przedstawiono przyczyny powodujące niepewność sformułowania właściwej diagnozy ze szczególnym uwzględnieniem czynników wpływających na błędy pomiarów, ale przede wszystkim na niedokładność pomiarów wykonywanych podczas badań diagnostycznych. W podsumowaniu tego artykułu zwrócono uwagę na te walory, które (zdaniem autora) mają najistotniejsze znaczenie w fazie projektowania i eksploatacji silników o zapłonie samoczynnym, szczególnie stosowanych w siłowniach okrętowych jako silniki napędu głównego statku (silniki główne).

Słowa kluczowe: diagnostyka, niezawodność, proces semimarkowski, silnik o zapłonie samoczynnym, trwałość

Kazimierz WITKOWSKI

PTNSS-2013-SC-036

THE ABILITY TO FAULT DETECTION IN THE INJECTION SYSTEM MARINE DIESEL ENGINE USING CHOSEN METHOD PATTERN RECOGNITION

The paper describes the possibility and advisability of using chosen method pattern recognition in the diagnosis injection system of marine diesel engine. It has been shown the desirability of using one of the methods of deterministic pattern recognition, defined as a method of measuring the distance from the pattern. This method belongs to the group "metric recognition methods", which are based on the assumption that the current image of the technical condition of object is close to one of the known symptoms of fault. The current condition of the object is described by a set of diagnostic parameters values and identified faults is also described such sets

of parameters. The possibility of using the presented method has been shown to detect faults injection system elements, basing on the results of research the marine diesel engine.

Keywords: fault detection, pattern recognition, injection system, marine diesel engine

Możliwość detekcji uszkodzeń układu wtryskowego okrętowego silnika tłokowego z wykorzystaniem wybranej metody rozpoznawania obrazów

W artykule przeanalizowano możliwości i celowość wykorzystania wybranej metody rozpoznawania obrazów w diagnostyce układu wtryskowego silnika okrętowego. Wykazano celowość wykorzystania jednej z deterministycznych metod rozpoznawania obrazów, definiowanej jako metoda pomiaru odległości od wzorca. Należy ona do grupy metrycznych metod rozpoznawania, które są oparte na założeniu, że aktualny obraz stanu technicznego obiektu opisany wartościami parametrów diagnostycznych jest bliski jednemu ze znanych, typowych objawów uszkodzenia. Bieżący stan obiektu jest opisany przez zbiór wartości parametrów diagnostycznych i znane uszkodzenia również opisuje taki zbiór parametrów o odpowiednich wartościach. Możliwość praktycznego stosowania tej metody w detekcji uszkodzeń elementów układu wtryskowego, wykazano w oparciu o badania przeprowadzone na okrętowym silniku tłokowym.

Słowa kluczowe: detekcja uszkodzeń, rozpoznawanie obrazów, układ wtryskowy, okrętowy silnik tłokowy

Grzegorz PRZYBYŁA

PTNSS-2013-SC-038

Stefan POSTRZEDNIK

Zbigniew ŻMUDKA

THE COMBUSTION PROCESS ANALYSIS OF SI ENGINE FUELLED WITH LEAN AIR-GAS MIXTURE

In this paper the results of the theoretical and experimental study of an internal combustion engine, fuelled with lean air – gas mixtures, are presented. Calorific value of air-fuel mixture were calculated for several chosen gaseous fuels such as: natural gas, landfill gas, and producer gas. Based on these fuels, the performance of a theoretical Otto cycle was investigated using variable air excess values. The experiments were carried out on a petroleum engine with a low engine displacement. A typical SI engine was selected in order to evaluate the potential application of a gaseous fuel (i.e. natural gas). These types of engines are widely available and commonly used in the automotive sector because of low purchase prices and operating costs. It is expected that after minor modifications, the engine can easily operate in a low power co-generation mode. The main objective is to evaluate the performance of the engine under lean air/fuel mixture conditions. The analysis shows that the most significant difference in the calorific value of air fuel mixture ($e_{d,v}$) for chosen fuels is occurred for stoichiometric mixtures. At this point the difference $\Delta e_{d,v}$ between natural gas and the producer gas is about 35%, while for the lean mixtures the difference is much less.

The slight impact of air excess ratio on COV_{IMEP} was noticed. The value decreases insensibly with air excess ratio decreasing. Obtained results are located at acceptable levels for power generation sources and are less than 5 %.

Keywords: spark ignition (SI) engine, natural gas, producer gas, indicated efficiency, lean mixture

Analiza procesu spalania ubogich mieszanek paliw gazowych w silniku ZI

W artykule przedstawiono wyniki badań teoretycznych i eksperymentalnych silnika spalinowego o zapłonie iskrowym, zasilanego ubogimi mieszankami gazu z powietrzem. Przeprowadzono obliczenia wartości opałowej mieszanki gazowo-powietrznej ($e_{d,v}$) dla wybranych paliw gazowych (gaz ziemny, biogaz, gaz z procesów zgazowania paliw stałych). Na podstawie własności tych paliw, określona została sprawność teoretycznego obiegu Otto, stosując zmienne wartości nadmiaru powietrza. Badania przeprowadzono na silniku o niskiej objętości skokowej. Tego typu silniki są stosowane w przemyśle motoryzacyjnym, a ze względu na niską cenę zakupu oraz koszty eksploatacji mogą być stosowane w układach kogeneracyjnych małej mocy. Głównym celem niniejszej pracy jest określenie parametrów silnika spalinowego ZI podczas spalania mieszanek ubogich. Jak wykazała analiza, największa różnica w wartościach ($e_{d,v}$) energii chemicznej mieszanki palnej dla analizowanych paliw występuje w zakresie mieszanek stechiometrycznych. W tym miejscu różnica $\Delta e_{d,v}$ pomiędzy gazem ziemnym, a przykładowym gazem ze zgazowania biomasy wynosi ok. 35%, podczas gdy w zakresie mieszanek ubogich różnica ta jest znacznie niższa. Dla bardzo wysokich wartości stosunku nadmiaru powietrza λ wspomniana różnica osiąga wartość „0”. Zaobserwowano wyraźny wpływ stosunku nadmiaru powietrza na nierównomierność pracy silnika bazującego na średnim ciśnieniu indykcyjnym (COV_{IMEP}). Wartości tego wskaźnika rosną ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza. Uzyskane wyniki kształtują się na dopuszczalnym poziomie ze względu na zastosowanie silnika w układzie CHP i osiągają wartość poniżej 5 %.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy ZI, gaz ziemny, gaz ze zgazowania biomasy, sprawność wewnętrzna, mieszanka uboga

Stefan POSTRZEDNIK
Zbigniew ŻMUDKA
Grzegorz PRZYBYŁA

PTNSS-2013-SC-039

STOICHIOMETRIC CONDITIONS AND EFFECTS OF THE EXHAUST GAS RECIRCULATION

The main goal of EGR is to decrease the combustion temperature of the combustible mixture by increasing the relative heat capacity of the working medium. An additional effect is to reduce the oxygen content in the gas mixture flowing into the combustion chamber. The analysis concerns the effective oxygen excess ratio λ_{ef} in the combustible mixture and the so-called internal oxygen excess ratio λ_{w} , which additionally takes into account the supplied oxygen with the recirculation stream. It was found that with increasing of the exhaust gas recirculation degree systematically decreases the content of the oxygen $[O_2]_d$ in the combustible mixture, while increases the oxygen excess ratio λ_{ef} observed in the exhaust gases. Changes of this all parameters influence the achieved specific work, energy efficiency and emission of the combustion engine.

Keywords: combustion engine, exhaust gas recirculation, oxygen content, excess, stoichiometric conditions

Stechiometryczne uwarunkowania oraz skutki realizacji recyrkulacji spalin

Zasadniczym celem stosowania recyrkulacji spalin jest obniżenie temperatury spalania mieszanki palnej, poprzez wzrost względnej pojemności cieplnej czynnika roboczego. Do ilościowego ujęcia recyrkulacji wykorzystano pojęcia: stopień R, krotność K recyrkulacji spalin oraz jej wartość względna W. Analiza dotyczy stechiometrycznych skutków recyrkulacji: udziału tlenu $[O_2]_d$ w mieszaninie gazów dopływających do komory spalania, efektyw-

nego λ_{ef} stosunku nadmiaru tlenu oraz tzw. wewnętrznego stosunku nadmiaru tlenu λ_w , w którym uwzględnia się tlen dostarczany ze strumieniem recyrkulujących spalin. Dzięki przeprowadzonej analizie uwarunkowań i skutków recyrkulacji okazało się, że wzrost stopnia recyrkulacji systematycznie zmniejsza się udział $[O_2]_d$ tlenu w mieszance palnej, a jednocześnie obserwuje się wzrost wewnętrznego stosunku nadmiaru tlenu λ_w . Ustalone zależności wpływają istotnie na parametry (ciśnienie p, temperaturę T) obiegu silnika, pozyskiwaną pracę mechaniczną oraz sprawność energetyczną, a także na emisję substancji szkodliwych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, recyrkulacja spalin, stosunek tlenu, uwarunkowania stechiometryczne

Jacek CZARNIGOWSKI

PTNSS-2013-SC-040

EFFECT OF CALIBRATION METHOD ON GAS FLOW THROUGH PULSE GAS INJECTOR: SIMULATION TESTS

The paper presents simulation of gas flows inside two types of gas injectors. The injectors differ in calibration method: one is calibrated by adjusting the diameter of outlet nozzle opening, the other by valve lift. Simulation tests were conducted using three-dimensional computational fluid dynamics models. They covered one full cycle of injector operation that comprises four phases: closed phase, opening phase, fully open phase and closing phase. The object of analysis were pressure and speed distribution in particular cross-sections of the injectors, and average mass flux. The results indicate that the way of calibration affects flux stabilisation time and distribution pressure and speed distribution inside the injector. Injectors calibrated by opening diameter are characterised by greater closing lag time and dead movement of the valve.

Keywords: injector, simulation research, LPG, CNG, CFD

Badania symulacyjne wpływu metody kalibracji na przepływ gazu przez impulsowe wtryskiwacze gazu

W artykule opisano badania symulacyjne przepływu gazu przez dwa wtryskiwacze wykorzystujące różne metody kalibracji – kalibracja za pomocą średnicy otworu dyszy wylotowej oraz kalibracja za pomocą maksymalnego wzniosu elementu zaworowego. Badania symulacyjne przeprowadzono z zastosowaniem numerycznej mechaniki płynów na trójwymiarowych modelach wtryskiwacza. Badania przeprowadzono w jednym cyklu pracy wtryskiwacza obejmującym wszystkie cztery fazy jego pracy: zamknięcie, otwieranie, pełne otwarcie, zamykanie. Analizie poddano zarówno rozkłady ciśnień i prędkości w wybranych przekrojach wtryskiwacza jak i średnie strumienie masy przepływające przez wtryskiwacz. Wykazano wpływ metody kalibracji na czas stabilizacji przepływu oraz rozkład ciśnień i prędkości przepływu wewnątrz ich konstrukcji. Wykazano, że wtryskiwacze kalibrowane średnicą otworu dyszy posiadają znacznie dłuższy czas zwłoki zanikania przepływu oraz charakteryzują się „martwym ruchem” elementu zaworowego.

Słowa kluczowe: wtryskiwacz, badania symulacyjne, LPG, CNG, CFD

Jacek CZARNIGOWSKI

PTNSS-2013-SC-041

THE MODEL OF PULSE INJECTOR OPENING LAG TIME

The paper presents an empirical model of a pulse gas injector opening lag; the lag is understood as the time between the occurrence of a control signal and the start of the valve movement. The lag

determines the minimal duration of the control signal that can be executed by the injector, and thus the injector's applicability. The analysis covers 6 injector types that differ in design of both the valve element and the coil. The results were used to construct a model of opening lag in the function of supply pressure and supply voltage. The experiments revealed that the design of the injector strongly affects the opening lag.

Keywords: injector, lag time, LPG, CNG

Model zwłoki załączania impulsowego wtryskiwacza gazu

W artykule przedstawiono model empiryczny zwłoki załączania impulsowego wtryskiwacza gazu rozumianej jako czas od początku impulsu sterującego do początku ruchu elementu zaworowego. Zwłoka ta decyduje o najmniejszym z możliwych czasie impulsu sterującego jaki może zrealizować impulsowy wtryskiwacz gazu, a przez to o zakresie jego stosowalności. Przedstawiono wyniki badań stanowiskowych 6 typów wtryskiwaczy, różniących się konstrukcją zarówno elementu zaworowego jak i cewki elektromagnetycznej. Na podstawie badań opracowano model zwłoki załączania w funkcji ciśnienia zasilania i napięcia zasilania. Wykazano także znaczący wpływ konstrukcji na wartość tej zwłoki.

Słowa kluczowe: wtryskiwacz, zwłoka załączania, LPG, CNG

Tomasz KNAZIEWICZ

PTNSS-2013-SC-043

COMPARATIVE ANALYSIS OF METHODS FOR DETERMINING COEFFICIENTS OF TOXIC COMPOUNDS EMISSION IN EXHAUST GASES FROM MARINE ENGINES

Ecological characteristics of marine propulsion engines due to the emission of harmful compounds are strongly dependent on the work condition and external conditions. The work condition is determined by the engine settings made by the operator and the movement of resistance depended on the nature of the work performed by the ship. The engine, and thus the value of toxic compounds in the exhaust gases, thus characterized by the conjunction of work condition, control settings and torque.

This paper presents a comparative analysis of methods for determining coefficients of toxic compounds emission in exhaust gases from marine engines based on the developed in the Polish Naval Academy in Gdynia mathematical model, the Finnish model STEAM, research and analysis conducted by Lloyd's Register of Shipping.

Keywords: emission, coefficients, toxic compounds, marine engine, modeling

Analiza porównawcza metod wyznaczania wskaźników emisji związków toksycznych w spalinach silników okrętowych

Właściwości ekologiczne okrętowych silników napędu głównego ze względu na emisję związków szkodliwych, są silnie zależne od warunków i stanu ich pracy. Stan pracy silnika jest zdefiniowany nastawami silnika dokonywanymi przez operatora oraz momentem oporu zależnym od charakteru pracy wykonywanej przez okręt. Pracę silnika, a tym samym wartość emisji związków toksycznych w spalinach, charakteryzuje zatem koniunkcja zbiorów: warunków pracy, nastaw sterowania oraz wartości momentów obrotowych.

W artykule przedstawiono analizę porównawczą metod wyznaczania wskaźników emisji związków szkodliwych w spalinach silników napędu głównego statków w oparciu o opracowany w

Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni model matematyczny, fiński model STEAM oraz badania i analizy przeprowadzone przez Lloyd Register of Shipping.

Słowa kluczowe: emisja, wskaźniki, związki toksyczne, silniki okrętowe, modelowanie

Marcin SZLACHETKA

PTNSS-2013-SC-046

THE COMPARATIVE RESEARCH ON THE OCCURRENCE OF THE FUEL FILM PHENOMENON IN PETROL AND ETHANOL FUELLED ENGINES

An experimental study has been conducted to investigate the certain significant differences in the air-fuel mixture formation for gasoline and E85 fuelled engines under dynamic conditions. An indirect injection 4 cylinder 2.0l engine was tested.

The study explains the correlation between a relative dynamic error in controlling a mixture composition in and SI indirect injection engine and crankshaft speed and inlet pressure when ethanol is added to gasoline. As noticed, λ dynamics was generally slower for biofuel than that of gasoline. This paper shows that dynamic coefficients need to be calibrated under unsteady conditions to convert vehicles to be able to burn ethanol based fuels.

Keywords: ignition engine, sequential injection, fuel film phenomenon, ethanol

Badania eksperymentalne wtrysku benzyny i biopaliwa E85 do przewodu dolotowego silnika o ZI w stanach dynamicznych

Badania eksperymentalne przeprowadzono w celu określenia różnic w procesie tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej podczas zasilania silnika benzyną i biopaliwem E85 w stanach dynamicznych. Badania przeprowadzono na 4 cylindrowym 2.0l silniku z wtryskiem pośrednim.

Wyjaśniono wpływ prędkości obrotowej wału korbowego i ciśnienia w układzie dolotowym na względne wartości dynamicznego błędu sterowania składem mieszanki w silniku o ZI z pośrednim wtryskiem paliwa, po dodaniu do benzyny alkoholu etylowego. Zaobserwowano, że podczas badań hamownianych, z reguły dynamika sygnału λ dla zasilania biopaliwem była wolniejsza niż w przypadku zasilania benzyną. Wykazano, że konwersja samochodów do zdolności spalania paliw zawierających alkohol etylowy wymaga kalibracji współczynników dynamicznych w stanach nieustalonych.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie iskrowym, wtrysk sekwencyjny, zjawisko filmu paliwowego, bioetanol

Rafał SOCHACZEWSKI

PTNSS-2013-SC-049

IMPACT OF AN GAS INJECTION START ANGLE ON THE FUEL DISTRIBUTION IN A DIESEL ENGINE COMBUSTION CHAMBER

The paper provides the results of the simulation research on the impact of an injection start angle on the distribution of an air-gas mixture in a combustion chamber of a diesel engine. The research object was the 1CA90 single cylinder, four-stroke, dual fuel engine that is powered by LPG and diesel fuel. The research was based on a three-dimensional model of a combustion chamber, developed with the AVL Fire software. The analysis focused on the air-gas mixture distribution in a combustion chamber when an initial dose of diesel fuel was injected.

The results provided in the paper show that changing a gaseous fuel injection start angle significantly influences the distribution of an air – gas mixture in a diesel engine combustion chamber. Despite considerable charge turbulence, the discrepancies in gas concentration depending on the time this fuel was supplied to an engine intake system were noted. Thus, the paper specifies the values of these discrepancies and the areas with a rich mixture.

Keywords: diesel engine, gas supply, gas injection start angle

Wpływ kąta początku wtrysku gazu na rozkład paliwa w komorze spalania silnika o zapłonie samoczynnym

Artykuł zawiera wyniki badań symulacyjnych wpływu kąta początku wtrysku gazu na rozkład mieszanki gazowo-powietrznej w komorze spalania silnika o zapłonie samoczynnym. Obiektem badań był silnik 1CA90, jednocylindrowy, czterosurowy zasilany dwupaliwowo gazem LPG i olejem napędowym. Badania przeprowadzono z zastosowaniem trójwymiarowego modelu komory spalania z wykorzystaniem programu AVL Fire. Analizowano rozkład mieszanki gazowo-powietrznej w komorze spalania przypadający na czas wtrysku dawki inicjującej oleju napędowego.

Wyniki badań przedstawione w artykule wykazują, że zmiana kąta początku wtrysku paliwa gazowego ma istotny wpływ na rozkład mieszanki gazowo-powietrznej w komorze spalania. Pomimo dużego stopnia turbulencji ładunku można zaobserwować różnice w koncentracji paliwa gazowego w zależności od chwili podania tego paliwa do układu dolotowego silnika. W artykule przedstawiono liczbowe wartości tych różnic z uwzględnieniem lokalizacji rejonów z bogatą mieszanką.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, zasilanie gazowe, kąt początku wtrysku gazu

Michał BIAŁY
Miroslaw WENDEKER
Marcin SZLACHETKA
Paweł MAGRYTA

PTNSS-2013-SC-053

KNOCKING COMBUSTION INFLUENCE ON THE LOAD OF THE PISTON-CRANK SYSTEM USING MSC ADAMS SOFTWARE

Paper presents the knock influence on the load of the piston-crank system in automotive engine. Knocking combustion generates crankshaft load and increases the mechanical vibrations transmitted to the motor housing. The increase in the amplitude and frequency of vibration can be transmitted on the transmission system and on the passenger part of the vehicle. Based on simulation studies, authors attempted to determine the load increase in the engine for the combustion process with the knocking, and in its absence. For this purpose, during the test, engine was supply by original fuel and the hydrogen gas which is a fuel with high propensity to knocking combustion. Indicated pressure in the combustion chamber for normal operation and in the presence of the knocking phenomenon was recorded. This value was used for piston forces simulation in the CAE environment, with the use of MSC ADAMS software for piston-crank system solid model. The article examines the crankshaft load increase in the case of combustion knocking.

Keywords: knocking combustion, fuel gaseous, hydrogen, internal combustion engine

Wpływ spalania stukowego na obciążenie układu korbowo-tłokowego z wykorzystaniem oprogramowania MSC ADAMS

W artykule przedstawiono wpływ spalania stukowego na obciążenie układu korbowo-tłokowego silnika samochodowego. Spalanie stukowe generuje obciążenie wału korbowego, a tym samym wzrost drgań mechanicznych przenoszonych na korpus silnika. Wzrost amplitudy i częstotliwości drgań może przenosić się na układ napędowy jak i na część pasażerską pojazdu. W oparciu o badania symulacyjne podjęto próbę określenia stopnia wzrostu obciążenia wału korbowego silnika dla procesu spalania z zaburzeniem oraz przy jego braku. W tym celu, w czasie badań hamownianych silnik zasilano oryginalnym paliwem oraz paliwem o wysokiej skłonności do występowania stuku jakim jest wodór gazowy. Rejestrowano przebieg ciśnienia indykowanego w komorze spalania dla pracy normalnej oraz przy występowaniu zjawiska stuku. Wykorzystano je do modelowania sił tłokowych w środowisku CAE, w oprogramowaniu MSC ADAMS, dla modelu bryłowego układu korbowo-tłokowego silnika badawczego. W artykule przeanalizowano wielkość wzrostu obciążenia wału korbowego w przypadku wystąpienia procesu spalania stukowego.

Słowa kluczowe: spalanie stukowe, paliwo gazowe, wodór, silnik spalinowy

Lukasz GRABOWSKI
Miroslaw WENDEKER
Rafał SOCHACZEWSKI
Michał GĘCA

PTNSS-2013-SC-054

THE STUDY OF HYDROGEN AND GASOLINE MIXTURES COMBUSTION IN A SPARK-IGNITION ENGINE

The paper includes the test results of supplying gasoline and a hydrogen-gasoline mixture to an engine. The energy equivalent of 10 % and 20 % gasoline was replaced by the energy equivalent of hydrogen fuel. The composition of the air-fuel mixture has been determined for excess air ratio $\lambda = 1$. The research hydrogen supply system has been installed in the Euro 5 vehicle, and the tests were performed on a chassis dynamometer. The combustion chamber pressure and concentration of exhaust gas components were examined. The study was performed in steady states defined by the engine speed and the pressure in the intake manifold. The results show that combustion is changed if hydrogen replaces the original fuel. It has been shown that the introduction of the hydrogen fuel increases the mean indicated pressure and changes heat release, and thus changes the angle of maximum pressure.

Keywords: hydrogen, engine, combustion

Badania procesu spalania mieszanin wodoru i benzyny w silniku o zapłonie iskrowym

W artykule zawarto wyniki badań uzyskane podczas zasilania silnika benzyną oraz benzyną i wodorem. Ekwiwalent odpowiadający energetycznie 10 i 20 % benzyny zastępowano odpowiednikiem energetycznym paliwa wodorowego. Skład mieszanki paliwowo-powietrznej ustalano dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1$. Badawczy system zasilania wodorem został zabudowany w pojeździe spełniającym normę EURO5, a badania wykonano na hamowni podwoziowej. W trakcie badań zarejestrowano przebieg ciśnienia w komorze spalania i stężenia składników spalin. Badania wykonano w stanach ustalonych pracy silnika zdefiniowanych przez prędkość obrotową oraz ciśnienie w kolektorze dolotowym. Z przeprowadzonych badań wynika, że zastąpienie paliwa oryginalnego wodorem

zmienia przebieg procesu spalania. Wykazano, że wprowadzenie paliwa wodorowego zwiększa wartość średniego ciśnienia indukowanego oraz powoduje zmianę wywiązywania się ciepła a w efekcie zmianę kąta wystąpienia ciśnienia maksymalnego.

Słowa kluczowe: wodór, silnik spalinowy, spalanie

Tomasz LEŻAŃSKI
Janusz ŚĘCZYK
Piotr WOLAŃSKI

PTNSS-2013-SC-059

COMBUSTION PROCESS CONTROL IN SYSTEM WITH SEMI-OPEN COMBUSTION CHAMBER FOR SPARK IGNITION ENGINES

A few operation examples of combustion system with semi open combustion chamber for spark ignition engines has been presented in this paper. This system has been designed in Aircraft Engine Department of Heat Engineering Institute of Warsaw University of Technology. The principal problem of operation this system is to assure that jet-stream commences to outflow from prechamber to main combustion chamber when the piston is at TDC and that it will have a sufficient energy quickly to displace all main chamber. This is a task for combustion control system. This can be obtained by correct selection of the system operating parameters: the volume ratio of prechamber to total combustion chamber, the hole diameter in partition, the igniter locations, the ignition advance angle. If this system has operate correctly it was obtained the shortening of combustion time about 2.2 time, growth of maximum cycle pressure 1.9 time and increase of combustion efficiency 1.4 time, in comparison to standard combustion chamber. This research results concern the test conducted using rapid compression machine.

Keywords: internal combustion engines, spark ignition engines, combustion process, combustion process control, visualization of combustion process

Kontrola procesu spalania w systemie półotwartej komory spalania dla silników z zapłonem iskrowym

W artykule przedstawiono kilka przykładów pracy systemu z półotwartą komorą spalania przeznaczonego dla silników o zapłonem iskrowym. System ten został opracowany w Zakładzie Silników Lotniczych Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej. Podstawowym problemem pracy tego systemu jest zapewnienie, że początek wypływu strumienia z komory wstępnej do zasadniczej nastąpi wówczas, kiedy tłok znajduje się w GMP i że energia strugi będzie wystarczająca, aby szybko przebyć całą komorę zasadniczą. Takie jest zadanie układu sterowania. Może to być osiągnięte przez właściwy dobór parametrów pracy systemu: proporcji objętości komory wstępnej do całej objętości komory spalania, średnicy otworu w przegrodzie, miejsca zapłonu oraz kąta wyprzedzenia zapłonu. Jeśli ten system działał prawidłowo, to uzyskiwano: skrócenie czasu spalania około 2,2 razy, zwiększenie ciśnienia maksymalnego cyklu 1,9 razy i wzrost sprawności spalania 1,4 razy, w porównaniu ze standardową komorą spalania. Wyniki te dotyczą badań, które były prowadzone z zastosowaniem maszyny pojedynczego sprężu.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, silniki o zapłonem iskrowym, proces spalania, kontrola procesu spalania, wizualizacja procesu spalania

Grzegorz BARAŃSKI
Miroslaw WENDEKER
Michał GĘCA
Michał BIAŁY

PTNSS-2013-SC-060

EFFECT OF INTAKE HYDROGEN ADDITION ON THE PERFORMANCE AND EMISSION CHARACTERISTICS OF A SPARK-IGNITION GASOLINE ENGINE

The tests were carried out for four-cylinder, four-stroke spark-ignition engine C20LE Holden for 7 various operating points for speeds from 1500 to 3900 rpm. The energy share of a hydrogen fuel for the engine was 0, 5, 10 and 20 %. Exhaust gas components (CO_2 , CO, HC, NO_x) were analysed. The mean indicated pressure and the maximum pressure in the combustion chamber of the engine running under steady conditions was also registered. A reduction in CO_2 and HC emissions and increase of NO_x in certain operating conditions for the engine compared to its original fuel supply was shown. Hydrogen addition has an influence on crank angle peak pressure and its value.

Keywords: hydrogen, gasoline, combustion, emission, SI engine

Badania stanowiskowe wpływu dodatku wodoru do układu dolotowego silnika o zapłonem iskrowym na proces roboczy

W artykule przedstawiono wyniki badań stanowiskowych silnika HOLDEN C20LE zasilanego dwoma paliwami (benzyną i wodorem). Procentowy udział energetyczny paliwa wodorowego w mieszaninie palnej wynosił 0, 5, 10 i 20 %. Badania przeprowadzono w stanach ustalonych dla 7 punktów pracy dla prędkości obrotowej w zakresie od 1500 do 3900 obr/min. W trakcie badań rejestrowano ciśnienie w komorze spalania i emisję związków w spalinach. Analizie poddano stężenie związków w spalinach, średnie ciśnienie indykowane, kąt wystąpienia ciśnienia maksymalnego i wartość ciśnienia maksymalnego. Badania wykazały, że dodatek wodoru ma istotny wpływ na analizowane parametry.

Słowa kluczowe: wodór, benzyna, spalanie, emisja, silnik o ZI

Arkadiusz MAŁEK
Michał GĘCA

PTNSS-2013-SC-062

THE CONSTRUCTIONAL REASONS FOR THE NON-REPEATABILITY OF THE VOLTAGE GENERATION IN PEM FUEL CELLS

The paper presents the constructional reasons for the non-repeatability of fuel cells operation, which result from the nature of the phenomena occurring in fuel cells, used materials and the accuracy of the assembling of individual system components. This paper describes in detail also the issue of water migration through the PEM membrane, creating its mathematical model and a way of its solving. Using recurrence plot analysis and statistical analysis of individual time series shows significant differences in the dynamics of fuel cell operation with different levels of current load were presented. The potential impact of the non-repeatability of fuel cell operation on controlling this already unexplored type of fuel cell is demonstrated.

Keywords: fuel cells, PEM, recurrence plots

Konstrukcyjne przyczyny niepowtarzalności pracy systemów opartych na ogniach paliwowych typu PEM

W artykule przedstawiono konstrukcyjne przyczyny niepowtarzalności pracy ogniów paliwowych, które są wynikiem natury

zjawisk zachodzących w ogniach paliwowych, zastosowanych materiałów oraz dokładności wykonania poszczególnych elementów systemu. Szczegółowo opisano problem migracji wody przez membranę PEM, tworząc jego matematyczny model oraz sposób radzenia sobie z nim. Stosując analizę diagramów rekurencyjnych oraz analizę statystyczną poszczególnych serii czasowych pokazano znaczące różnice w dynamice pracy ogniwa paliwowego z różnymi poziomami obciążeń prądowych. Wykazano także potencjalny wpływ niepowtarzalności pracy ogniwa na sterowanie tym, jeszcze nie do końca poznanym obiektem.

Słowa kluczowe: ogniwa paliwowe, PEM, wykresy rekurencyjne

Jerzy MERKISZ

PTNSS-2013-SC-066

Miłosław KOZAK

Maciej ANDRZEJEWSKI

THE INFLUENCE OF THE ACCELERATION STYLE OF THE TRUCK ON CARBON DIOXIDE EMISSIONS

The paper presents the results of the investigations into the relation of the exhaust emissions of a heavy-duty vehicle under actual operating conditions and its acceleration. Based on the obtained measurement data an evaluation of the vehicle acceleration was performed taking into account the minimum emission of carbon dioxide. The on-road tests were carried out on a delivery truck of the gross vehicle weight approximating 12000 kg. The tests (vehicle acceleration) were performed on a short road portion applying different driving techniques to reach the desired maximum speed. For the measurements of the emission of carbon dioxide the authors used a portable exhaust emission analyzer (PEMS).

Keywords: heavy duty vehicle, acceleration of the vehicle, carbon dioxide emissions

Wpływ sposobu rozpędzania samochodu ciężarowego na emisję dwutlenku węgla

W artykule zaprezentowano wyniki pomiarów toksyczności spalin samochodu ciężarowego klasy średniej w warunkach rzeczywistej eksploatacji w zależności od sposobu jego rozpędzania. Na podstawie pozyskanych danych pomiarowych dokonano oceny rozpędzania pojazdu uwzględniając minimalną emisję dwutlenku węgla. Badaniom drogowym poddano dystrybucyjny samochód ciężarowy o dopuszczalnej masie całkowitej wynoszącej niepełną 12000 kg. Testy – rozpędzanie samochodu – wykonywano na krótkim odcinku jazdy, stosując różny styl osiągania założonej maksymalnej prędkości jazdy. Do pomiarów stężenia dwutlenku węgla w spalinach wykorzystano mobilną aparaturę do badań toksyczności spalin typu PEMS.

Słowa kluczowe: samochód ciężarowy, rozpędzanie pojazdu, emisja dwutlenku węgla

Piotr BZURA

PTNSS-2013-SC-068

ZAGADNIENIE PRZENIKANIA FAL CIEPLNYCH ZESPOŁU TŁOK-PIERŚCIENIE TŁOKOWE – TULEJA CYLINDRYCZNA (TPC)

Na podstawie zjawisk powodujących zużycie elementów zespołu tłok-pierścienie tłokowe-tuleja cylindryczna zostały wybrane wrażliwe na uszkodzenia cieplne elementy. Następnie została zaproponowana metoda monitorowania zmian maksymalnej amplitudy temperatury warstwy wierzchniej na podstawie której można identyfikować stan techniczny tych elementów. Polega ona na pomiarze głębokości rozchodzenia się fal termicznych za pomocą emisji akustycznej.

Słowa kluczowe: fala termiczna, maksymalna amplituda temperatury

Ireneusz PIELECHA

PTNSS-2013-SC-069

Jakub CZAJKA

Przemysław BOROWSKI

Krzysztof WISŁOCKI

RESEARCH-BASED ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF HYDROCARBON FUEL ATOMIZATION ON THE FORMATION OF SELF-IGNITION SPOTS AND THE COURSE OF PRE-FLAME PROCESSES

The paper discusses the issues of the influence of the fuel spray formation on the formation of self-ignition spots and the development of pre-flame processes inside a model diesel engine. The investigations were carried out with 8-hole piezoelectric injectors for a standard diesel fuel and three other types of fuel that were mixtures of: ethanol, butanol and gasoline in a variety of proportions. By applying optical methods of analysis the authors determined the geometrical indexes of the forming fuel spray and the fuel mass distribution in the longitudinal and transverse cross-section of the fuel spray during the injection process. The location and number of the self-ignition spots in the combustion chamber were evaluated on the basis of a comparison under the swirl vs. no swirl conditions.

Keywords: diesel fuel injection, atomization, self-ignition

Badawcza ocena wpływu rozpylenia paliw węglowodorowych na tworzenie się ognisk samozapłonu oraz przebieg procesów przedpłomiennych

W artykule omówiono zagadnienia wpływu kształtowania się strugi wtryskiwanego paliwa na tworzenie ognisk samozapłonu oraz rozwój procesów przedpłomiennych w przestrzeni roboczej modelowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. Badania wykonano wykorzystując 8-otworkowe wtryskiwacze piezoelektryczne dla standardowego oleju napędowego oraz dla 3 innych paliw, które stanowiły mieszaniny: etanolu, butanolu i benzyny w różnych proporcjach. Stosując optyczne metody analizy określano wskaźniki geometryczne powstającej strugi wtryskiwanego paliwa oraz rozkład masy paliwa w przekroju podłużnym i poprzecznym strugi w trakcie trwania procesu wtrysku. Miejsce i liczbę powstających ognisk samozapłonu w przestrzeni spalania oceniano porównawczo w warunkach braku zawirowania ładunku oraz przy jego występowaniu.

Słowa kluczowe: wtrysk oleju napędowego, rozpylenie, samozapłon

Jarosław KAŁUŻNY

PTNSS-2013-SC-072

Jakub CZAJKA

Ireneusz PIELECHA

Krzysztof WISŁOCKI

INVESTIGATIONS OF THE FUEL INJECTION AND ATOMIZATION WITH THE USE OF LASER ILLUMINATION

The paper presents some aspects of the application of selected methods of optical research whose aim is to obtain information on the course of the atomization and evaporation processes in the combustion chamber. The paper shows images of a gasoline fuel spray when injected to a high-pressure chamber. These images have been recorded using conventional sources of light and laser

illumination. Research with the use of a YAG pulsed laser of high illumination pulse energy enabled an assessment of the fuel distribution in the transverse cross-section of the fuel spray. The paper describes such a possibility of modification of the experiment using laser illumination as to obtain information on the spatial distribution of both the liquid and gaseous phase of the injected fuel.

Keywords: fuel spray injection, laser illumination, exciplex

Badanie wtrysku i rozpylenia paliwa z wykorzystaniem oświetlenia laserowego

W artykule omówiono niektóre aspekty stosowania wybranych metod badań optycznych, których celem jest uzyskanie informacji o przebiegu procesu rozpylenia i odparowania paliwa w komorze spalania silnika spalinowego. Przedstawione zostały obrazy strugi benzyny wtryskiwanej do komory ciśnieniowej zarejestrowane przy wykorzystaniu konwencjonalnych źródeł światła i oświetlenia laserem. Badania z wykorzystaniem lasera impulsowego typu YAG o dużej energii impulsu oświetlającego umożliwiły ocenę rozkładu paliwa w poprzecznym przekroju strugi paliwa. Opisano możliwość takiej modyfikacji eksperymentu prowadzonego z oświetleniem laserowym, aby uzyskać informację zarówno o przestrzennym rozkładzie fazy ciekłej, jak i fazy gazowej wtryskiwanego paliwa.

Słowa kluczowe: wtrysk paliwa, oświetlenie laserowe, exciplex

Konrad PIETRYKOWSKI

PTNSS-2013-SC-073

Eukasz GRABOWSKI

Rafał SOCHACZEWSKI

Mirosław WENDEKER

THE CFD MODEL OF THE MIXTURE FORMATION IN THE DIESEL DUAL-FUEL ENGINE

The operation of the Diesel engine becomes cheaper when such an engine is converted to run on a Diesel oil and natural gas. However, if a gaseous fuel is directly injected into an intake system, the amount of a Diesel fuel to be replaced by a gaseous fuel is limited. This is due to the increased emissions of toxic compounds in exhaust gases and the risk of knocking as a result of entering an unburnt amount of a gaseous fuel into an exhaust system and a negligible mixture stratification in a combustion chamber. The direct injection of a gaseous fuel into the combustion chamber is an alternative method. The paper studies mixture formations for an indirect and direct gaseous fuel injection in an AVL FIRE 3D model of a dual-fuel Diesel engine.

Keywords: Diesel engine, dual-fuel engine, CFD

Model CFD procesu tworzenia mieszanki w silniku diesla zasilanym dwupaliwowo

Konwersja silnika diesla na zasilanie dwupaliwowe olejem napędowym i gazem ziemnym wiąże się ze zmniejszeniem kosztów eksploatacji. Jednakże w przypadku pośredniego wtrysku gazu do układu dolotowego pojawiają się ograniczenia w ilości zastąpienia oleju napędowego paliwem gazowym. Związane jest to ze zwiększoną emisją składników toksycznych spalin oraz z zagrożeniem wystąpienia spalania stukowego. Wynika to m.in. z przedostawania się niespalonego gazu do układu wylotowego spalin oraz z małym uwarstwieniem mieszanki w komorze spalania. Alternatywą dla takiego sposobu zasilania jest wtrysk bezpośredni gazu do komory spalania. W artykule przedstawiono wyniki badań trójwymiarowego modelu dwupaliwowego silnika diesla z wykorzystaniem oprogramo-

wania AVL FIRE. Wykonano analizę procesu tworzenia mieszanki w silniku zasilanym pośrednim i bezpośrednim wtryskiem gazu.

Słowa kluczowe: silnik diesla, silnik dwupaliwowy, CFD

Piotr WYGONIK

PTNSS-2013-SC-074

SELECTION CRITERIA OF INTERNAL PARAMETERS OF TURBOFAN ENGINE FOR THE TYPE OF MULTI-TASK AIRCRAFT MISSION

The problem described in the paper concerns the selection strategy of the so-called calculation point of the turbofan engine of the multi-task aircraft already at the stage of preliminary design of the aircraft and aircraft engine as a system. A multi-task airplane during each mission needs to perform a series of tasks with different levels of power utilization, while changing the mass, at different altitudes and flight velocities. There was defined the criterion of the LoLoLo mission based on an assessment of mission energy consumption. The calculation results were presented from the point of view of the influence of thermo-gas-dynamic parameters of the comparative cycle circulation (such as compression, turbine inlet temperature, the degree of streams distribution) on the criterion of energy resources usage. The presented criterion allows to make a correct selection of parameters of thermodynamic cycle from the viewpoint of energy possibilities of an aircraft and a mission.

Keywords: multi-task airplane, turbofan engine, engine parameters optimization

Kryteria doboru parametrów wewnętrznych silnika dwuprzepływowego do rodzaju misji samolotu wielozadaniowego

Problem przedstawiony w artykule dotyczy strategii wyboru tzw. punktu obliczeniowego silnika] systemu lotniczego. Samolot wielozadaniowy podczas każdej misji musi wykonać cały szereg zadań, różniących się poziomem wykorzystania mocy, przy zmieniającej się masie własnej, na różnych wysokościach i prędkościach lotu. Zdefiniowano kryterium oceny misji typu LoLoLo w oparciu o ocenę energochłonności misji. Wyniki obliczeń przedstawiono z punktu widzenia wpływu parametrów termogazodynamicznych obiegu porównawczego (jak spręż, temperatura przed turbiną, stopień podziału strumieni) na kryterium wykorzystania zasobów energetycznych. Przedstawione kryterium pozwala dokonać prawidłowości wyboru parametrów obiegu termodynamicznego z punktu widzenia możliwości energetycznych samolotu i misji.

Słowa kluczowe: samolot wielozadaniowy, silnik przepływowy, optymalizacja parametrów silnika

Marek IDZIOR

PTNSS-2013-SC-078

Wojciech KARPIUK

Maciej BIELIŃSKI

Tomasz BOROWCZYK

IMPACT ASSESSMENT OF THE SIMULATED PATENCY CHANGES' IN PARTICLE FILTERS ON THE SPEED OF TURBINE ROTOR IN AUTOMOTIVE INTERNAL COMBUSTION ENGINES

An impact assessment of patency changes' in diesel particle filters on dynamic characteristics of Garrett 1544V turbocharger has been presented in article. Changes in filters patency were simulated thanks to ball valve which was placed in engine exhaust system. Speed of turbine was main parameter of turbocharger's operation

which was taken into consideration during assessment. On the basis of realized investigations it was demonstrated that in case of patency decreasing there is significant decreasing of turbine rotor speed.

Keywords: combustion engines turbocharging, turbocharger, particle filter

Ocena wpływu symulowanej zmiany drożności filtra cząstek stałych na prędkość obrotową wirnika turbosprężarki w samochodowych silnikach spalinowych

W pracy przedstawiono analizę wpływu zmiany drożności filtra cząstek stałych na właściwości dynamiczne turbosprężarki Garrett GT 1544V. Zmianę drożności filtra symulowano za pomocą zaworu kulowego umieszczonego w układzie wylotowym silnika. Podstawowym parametrem pracy turbosprężarki rozważanym w ocenie była prędkość obrotowa wirnika. Na podstawie przeprowadzonych badań wykazano występowanie znacznego zmniejszenia prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki, w przypadku spadku drożności układu wylotowego.

Słowa kluczowe: doładowanie silników spalinowych, turbosprężarka, filtr cząstek stałych

Andrzej SUCHECKI

PTNSS-2013-SC-079

REDUCING MECHANICAL LOSSES OF THE ENGINE AS A METHOD OF REDUCING CO₂

In order to reduce fuel consumption (and thus CO₂ emissions), manufacturers of motor vehicles have engaged in intensive work aimed at improving the overall efficiency of the engine by reducing frictional losses. BOSMAL Automotive Research and Development Institute conducted a series of studies and analyzes related to this topic. This paper presents the results of research on new types of motor oils, as well as the VDOP (Variable Displacement Oil Pump) oil pump type. The study was carried out on a test bench equipped with an AVL Dynoexact APA 202 dynamic brake, which has the ability to measure torque with an accuracy of ± 1 N·m. These studies have shown that by using a higher grade oil, fuel consumption can be reduced by 4 %; and with the application of the VDOP oil pump type by up to 10 %.

Keywords: mechanical losses in an internal combustion engine, a new type of motor oil, fuel consumption, VDOP type oil pump

Zmniejszenie strat mechanicznych w silniku jako metoda redukcji CO₂

W celu zmniejszenia zużycia paliwa (a tym samym emisji CO₂), producenci silników samochodowych prowadzą intensywne prace, mające na celu zwiększenie sprawności całkowitej silnika poprzez zmniejszenie strat tarcia. W Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL przeprowadzono szereg badań i analiz związanych z tą tematyką. Niniejsze opracowanie prezentuje wyniki badań dotyczących nowych typów olejów silnikowych jak również pompy olejowej typu VDOP (*Variable Displacement Oil Pump*). Badania przeprowadzono na stanowisku hamownianym wyposażonym w hamulec dynamiczny AVL Dynoexact APA 202, który posiada możliwość pomiaru momentu napędowego z dokładnością ± 1 N·m. Badania te wykazały, że dzięki zastosowaniu olejów wyższej klasy można zmniejszyć zużycie paliwa o około 4 %, a po zastosowaniu pompy oleju typu VDOP nawet o około 10 %.

Słowa kluczowe: straty mechaniczne w silniku spalinowym, oleje silnikowe nowej generacji, zużycie paliwa, pompa oleju typu VDOP

Paweł SOSIK

Piotr TARKOWSKI

PTNSS-2013-SC-080

THE INFLUENCE OF THE VELOCITY PROFILE ON THE DISTRIBUTION OF POWER FLOWS IN A HYBRID VEHICLE

This paper presents an overview of currently used solutions for hybrid vehicle designs. It also presents an analysis in the scope of work for the Toyota Prius hybrid system, based on research carried out in urban areas. The ability to save selected parameters of the hybrid as well as a summary of these parameters such as the velocity profile and fuel consumption, allows analyzing the energy consumption in hybrid vehicles. An analysis of the energy consumption provides the diagnosis of the hybrid drive, which allows you to optimize the design of the propulsion, and supports the development of environmental causes.

Keywords: hybrid, energy consumption, flow energy in hybrid, Toyota Prius

Wpływ profilu prędkości na rozdział przepływu mocy w napędzie hybrydowym

W artykule przedstawiono przegląd rozwiązań konstrukcyjnych napędów hybrydowych obecnie stosowanych. Zaprezentowano analizę zakresów pracy systemu hybrydowego zastosowane w Toyocie Prius w oparciu o przeprowadzone badania podczas jazdy miejskiej. Możliwość zapisu wybranych parametrów pracy napędu hybrydowego i zestawienie ich z parametrami takimi jak profil prędkości i zużycie paliwa umożliwia przeprowadzenie analizy energochłonności pojazdów z napędem hybrydowym. Analiza energochłonności umożliwia diagnostykę napędu hybrydowego, pozwala na optymalizację konstrukcji napędu oraz wspiera rozwój technologii proekologicznych.

Słowa kluczowe: napęd hybrydowy, energochłonność, przepływ energii w napędzie hybrydowym, Toyota Prius

Ireneusz PIELECHA

PTNSS-2013-SC-083

DIAGNOSTICS OF STRATIFIED CHARGE COMBUSTION IN THE CONDITIONS OF MULTIPLE GASOLINE INJECTION

The paper presents an analysis of the results of investigations into the combustion process of charges of different air excess coefficients during multiple injection of gasoline. The author presented the optical investigations and indicator tests realized of a rapid compression machine. The investigations were carried out using a high-speed camera and an engine indicator system. The author indicated the possibilities of diagnostics of the combustion process using both research methods. The distributions of the flame temperature were determined using dual optics enabling a simultaneous recording of the flame image with optical filters. The flame development was presented and the differences in the velocity of the flame development were indicated depending on different direct injection strategies.

Keywords: direct fuel injection, fuel dose division, fuel combustion

Diagnostyka spalania ładunku uwarstwionego podczas wieloczęściowego bezpośredniego wtrysku benzyny

W artykule dokonano analizy wyników badań procesu spalania ładunków o różnych wartościach współczynnika nadmiaru powie-

trza podczas wieloczęściowego bezpośredniego wtrysku benzyny. Zestawiono ze sobą badania optyczne i indykatorowe wykonane z wykorzystaniem maszyny do pojedynczego cyklu pracy. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem kamery do zdjęć szybkich oraz układu do indykowania procesu roboczego silnika. Wskazano na możliwości diagnostyki procesu spalania z wykorzystaniem obu metod badawczych. Rozkłady temperatury płomienia wyznaczono z wykorzystaniem zdwojonej optyki umożliwiającej jednoczesny zapis obrazu płomienia z uwzględnieniem filtrów optycznych. Przedstawiono rozwój płomienia oraz wskazano na zróżnicowanie tych szybkości podczas różnych strategii bezpośredniego wtrysku benzyny.

Słowa kluczowe: bezpośredni wtrysk benzyny, podział dawki paliwa, spalanie paliw

Ireneusz PIELECHA

PTNSS-2013-SC-084

Jakub CZAJKA

Przemysław BOROWSKI

Krzysztof WISŁOCKI

Thermodynamic Indexes of Atkinson Cycle Combustion Engine Operation Under Transient Conditions

The paper discusses the results of indicator research of transient states of an engine operating in the Atkinson cycle. Such states are the most frequently observable ones during engine operation and are a subject of many research and development works. The investigations were carried out using a fast varying data acquisition system using engine speed sensor and the pressure sensors fitted in the spark plug. The analysis was performed under the conditions of engine start and its changing speeds at different loads. The basic thermodynamic indexes of the process under transient states were determined and compared with the indexes obtained under steady states.

Keywords: combustion engine, transient engine conditions, start-stop system

Termodynamiczne wskaźniki pracy silnika spalinowego z obiegiem Atkinsona w warunkach niestabilnych

W artykule omówiono wyniki badań indykatorowych niestabilnych warunków pracy silnika spalinowego pracującego z wykorzystaniem obiegu Atkinsona. Warunki takie w znacznym stopniu odpowiadają za pracę jednostki napędowej i stanowią obecnie jeden z głównych kierunków prac badawczych. Badania wykonano wykorzystując układ do akwizycji sygnałów szybkozmiennych z wykorzystaniem czujników prędkości obrotowej wału korbowego oraz czujnika ciśnienia zamontowanego w świecy zapłonowej. Analizę wykonano w warunkach rozruchu silnika, a także podczas zmiany prędkości obrotowych przy zróżnicowanych obciążeniach. Określono podstawowe termodynamiczne wskaźniki procesu w warunkach niestabilnych i zestawiono je ze wskaźnikami wynikającymi z warunków ustalonych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, stany niestabilne pracy silnika, system start-stop

Maciej BABIAK

PTNSS-2013-SC-085

David CARNAHAN

Michael GIERSIG

Antoni ISKRA

Jarosław KAŁUŻNY

Krzysztof KEMPA

Coating the Bearing Surface of a Piston with a Layer of Nanotubes as a Means of Reducing Friction

Striving to improve the overall efficiency of combustion engines under real operating conditions of vehicles is effectively implemented by downsizing and turbo-charging. Engine turbo-charging leads to an increase in mechanical loads, in the piston-cylinder group in particular. In order to take full advantage of the opportunity to improve the efficiency of the engines built according to the concept of downsizing, it is appropriate to optimize the piston-cylinder cooperation, especially in terms of friction losses.

This paper examines the possibility of replacing conventional layers covering the bearing surface of the piston with layers formed by nanomaterials. The obtained images of layers of carbon nanotubes (CNTs) on the surface of experimental pistons are presented by means of a scanning electron microscope (SEM). The pistons were embedded in an engine and tested for friction losses.

Keywords: piston skirt, friction losses, nanotubes

Pokrycie powierzchni nośnej tłoka warstwą nanorurek węglowych jako sposób ograniczenia tarcia

Dążenie do poprawy sprawności ogólnej silników spalinowych w rzeczywistych warunkach eksploatacji pojazdów jest skutecznie realizowane przez downsizing i doładowanie silników. Doładowanie silników prowadzi do wzrostu obciążeń mechanicznych, szczególnie w grupie tłokowo-cylindrowej. Dla pełnego wykorzystania możliwości poprawy sprawności silników zbudowanych według koncepcji downsizingu celowa jest optymalizacja współpracy tłoka z cylindrem, szczególnie w aspekcie strat tarcia.

W artykule przeanalizowano możliwość zastąpienia konwencjonalnych warstw pokrywających powierzchnię nośną tłoka przez warstwy utworzone z nanomateriałów. Przedstawiono uzyskane za pomocą elektronowego mikroskopu skaningowego zdjęcia warstw nanorurek węglowych na powierzchni eksperymentalnych tłoków. Tłoki te zostały zamontowane w silniku i poddane badaniom strat tarcia, wyniki badań przedstawiono i omówiono w artykule.

Słowa kluczowe: powierzchnia nośna tłoka, straty tarcia, nanorurki

Jerzy CISEK

PTNSS-2013-SC-087

Andrzej MRUK

Wojciech SZCZYPIŃSKI-SALA

Physical and Tribological Characteristics of Diesel Engine Fuel Obtained by Recycling of Plastics

The paper presents the results of analysing principal physical characteristics of the fuel supplying the self-ignition engines, derived from the processing of plastic waste. The essential factor decisive in applying a new generation of fuels for diesel engines is the compliance with the standards requirements concerning physical and chemical parameters. The research results were discussed in relation to the requirements of the standards in force in the countries of the European Union and compared with the characteristics of the fuels commercially available at present – mineral diesel fuel and rape oil methyl esters. These fuels lubricity characteristics influencing the life of the engine fuel system elements were examined as well. The lubricity characteristics were examined on a four-ball stand, assessing, for particular fuels, the test elements wear intensity in relation to the specific pressure and to the seizing load.

Keywords: diesel engine, alternative fuel, recycling

Właściwości fizykalne i tribologiczne paliwa do silników ZS uzyskanego drogą recyklingu tworzyw sztucznych

W artykule opisano wyniki przeprowadzonych analiz podstawowych własności fizycznych paliwa do zasilania silników o zapłonie samoczynnym uzyskiwanego z przetworzenia odpadów tworzyw sztucznych. Podstawowym czynnikiem decydującym o zastosowaniu nowej generacji paliw do zasilania silników wysokoprężnych jest spełnienie przez nie wymagań stawianych przez normy, a dotyczących parametrów fizykochemicznych. Uzyskane wyniki badań omówiono w odniesieniu do wymagań zawartych w normach obowiązujących w krajach Unii Europejskiej i porównano z własnościami paliw dostępnych obecnie na rynku – mineralnego oleju napędowego i estrów metylowych oleju rzepakowego. Wykonano również oceny własności smarnych tych paliw, mających wpływ na trwałość elementów aparatury paliwowej silnika. Badania własności smarnych przeprowadzono na stanowisku czterokulowym, oceniając dla poszczególnych paliw intensywność zużycia elementów testowych w odniesieniu do nacisku właściwego oraz obciążenia zacierającego.

Słowa kluczowe: silniki wysokoprężne, paliwa alternatywne, recykling

Slawomir WIERZBICKI
Michał ŚMIEJA
Rafał GRZESZCZYK

PTNSS-2013-SC-089

INTEGRATED CONTROL OF A TEST STAND FOR COMPRESSION IGNITION ENGINES IN A FAST PROTOTYPING ENVIRONMENT

Proper performance of combustion engine tests requires ensuring and maintaining fixed set load values. For laboratory tests, the best solution is the use of engine test beds. Currently applied test bed solutions ensure automatic precise control and monitoring of individual brake parameters due to the use of microprocessor controlled systems. This article presents a system built on the basis of the LabVIEW programming environment enabling the integration of the engine test bed control system with the engine fuel feed control system.

Keywords: compression ignition engine control, engine test bed, CAN network, LabVIEW

Zintegrowane sterowanie stanowiskiem badawczym silników o ZS w środowisku fast prototyping

Prawidłowe prowadzenie badań silników spalinowych wymaga zapewnienia i utrzymywania stałych zadanych wartości obciążeń. W przypadku badań laboratoryjnych najlepszym rozwiązaniem jest wykorzystanie hamowni silnikowych. Współcześnie stosowane rozwiązania hamowni dzięki użyciu sterowanych mikroprocesorowo układów zapewniają automatyczne precyzyjne sterowanie i kontrolę poszczególnych parametrów hamulca. W niniejszym artykule przedstawiono zbudowany w oparciu o środowisko programistyczne LabView układ umożliwiający zintegrowanie układu sterowania hamownią silnikową z układem sterowania zasilaniem silnika.

Słowa kluczowe: sterowanie silnikiem o zapłonie samoczynnym, hamownia silnikowa, sieć CAN, LabView

Michał ŚMIEJA
Slawomir WIERZBICKI
Jarosław MAMALA

PTNSS-2013-SC-091

CONTROL OF THE INJECTED FUEL CHARGE IN THE RAIL SYSTEM USING THE LABVIEW ENVIRONMENT

The common rail system has currently become a commonly used fuel feed system for compression ignition engines. In this system, the amount of the injected fuel charge closely depends on the course of the parameters of the electrical pulse sent by the power output unit of the system for injector fuel feed from the engine controller. Therefore, when designing your own controller for this type of system, it is extremely important to properly select the parameters of the course of the pulse guaranteeing precise fuel injection. The article presents the results of experimental tests for common rail electromagnetic injectors, controlled with a dedicated Driven card, cooperating with a National Instruments CompactRIO programmable controller. The test results described in the article present the effect of the basic parameters of the electrical pulse opening the electromagnetic injector on the value of the injected fuel charge.

Keywords: CR electromagnetic fuel injector, injector control pulse, value of the injected fuel charge

Sterowanie dawką wtryskiwanego paliwa w układzie common rail z wykorzystaniem środowiska LabView

Obecnie system common rail stał się powszechnie wykorzystywanym układem zasilania w paliwo silników o zapłonie samoczynnym. W tym układzie, wielkość wtryskiwanej dawki paliwa jest ściśle uzależniona od przebiegu parametrów impulsu elektrycznego wysłanego przez końcówkę mocy układu zasilania wtryskiwacza paliwem z sterownika silnika. Konstruując, zatem własny sterownik do tego typu układów niezwykle ważny jest właściwy dobór parametrów przebiegu impulsu gwarantującego precyzyjny wtrysk paliwa. W artykule przedstawione wyniki badań eksperymentalnych elektromagnetycznych wtryskiwaczy układu common rail, sterowanych za pomocą dedykowanej karty Driven, współpracującej z programowalnym sterownikiem CompactRIO firmy National Instruments. Opisane w artykule wyniki badań przedstawiają wpływ podstawowych parametrów impulsu elektrycznego otwierającego wtryskiwacz elektromagnetyczny na wartość dawki wtryskiwanego paliwa.

Słowa kluczowe: elektromagnetyczny wtryskiwacz paliwa CR, impuls sterujący wtryskiwaczem, wartość dawki wtryskiwanego paliwa

Piotr HALLER
Radosław WRÓBEL
Radostin DIMITROV
Veselin MIHAYLOV

PTNSS-2013-SC-093

INTRODUCING NEW ENGINE PERFORMANCE LAB AT THE DEPARTMENT OF MOTOR VEHICLES AND COMBUSTION ENGINES OF WROCLAW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

The Engine Test Stand is a measuring position providing wide range of features, enabling data acquisition, used to determine specific engine performance characteristics. Chassis dynamometers are more convenient and easier to operate (engine removal from a car is not required). At the same time, precision and accuracy as well as reproducibility of measurements remain high.

Measurement lab at The Motor Vehicles and Combustion Engines Institute at Wrocław University of Technology enables sophisticated diagnosis of all types of passenger cars and motorcycles.

The station in our lab is capable of conducting the exhaust gas emission analysis of leaded petrol engines under specific load or with no load at all. In case of passenger cars equipped with a catalytic converter and lambda sensor, it is not only crucial to adjust

the emission levels but also determine the lambda sensor values and oxygen content in the exhaust stream. What's more important, the measurement process can be followed online which facilitates team work and delivers substantial speed ups.

Keywords: emission testing, emission test methods, engine test house

Nowa pracownia badań obciążeniowych w Zakładzie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Wrocławskiej

Hamownia jest stacjonarnym stanowiskiem pomiarowym umożliwiającym pozyskanie niezbędnych danych do wyznaczenia charakterystyki silnika. W przeciwieństwie do hamowni silnikowych, hamownie podwoziowe są proste i szybkie w obsłudze (nie trzeba wyjmować silnika), a jednocześnie ich precyzja pomiaru parametrów pojazdu jest wysoka, podobnie jak powtarzalność przeprowadzanych testów.

Stanowisko badawcze w Zakładzie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Wrocławskiej oferuje za pośrednictwem swego programu do symulacji obciążeń idealną bazę do diagnostyki wszystkich typów samochodów osobowych oraz motocykli pod obciążeniem.

Możliwe jest również dokonania analizy spalin pojazdów zasilanych etyliną bez obciążenia lub pod obciążeniem. W samochodach osobowych z katalizatorem i sonda lambda ważne jest nie tylko ustawienie wartości emisyjnych, ale też określenie wartości lambda i zawartości tlenu. A co najważniejsze pomiary mogą być podglądane w trybie online, co ułatwia i przyspiesza pracę zespołową zakładu

Słowa kluczowe: pomiary emisji, testy emisji spalin, hamownia podwoziowa

*Tomasz WOŁOSZYN
Robert JAKUBOWSKI
Marek ORKISZ
Piotr WYGONIK*

PTNSS-2013-SC-094

ANALYSIS OF INTEGRATION CAPABILITIES OF HYBRID-ELECTRIC PROPULSION SYSTEM IN AN UNMANNED AERIAL VEHICLE FOR A DETERMINED MISSION

The paper presents issues concerning an utilisation of a hybrid-electric propulsion system (HEPS) in an unmanned aerial vehicle (UAV). It is an attempt of fulfilling a gap of alternative propulsions within aerial applications. The elaboration contains both analysis of HEPS energetic aspects and aerial propulsion systems selection criterions. Presented considerations base on the assumed mission, which includes motion profile and given tasks (derived from tactical and technical conditions and aircraft purpose). The characteristics of mission and aircraft allow to determine power requirements which enable to select proper configuration of the HEPS and to define its states of work. Presented deliberations may help to formulate conclusions on matching the HEPS to the mission of the UAV.

Keywords: unmanned aerial vehicle, hybrid-electric propulsion system, aerial mission

Analiza możliwości integracji hybrydowego zespołu napędowego z bezzałogowym aparatem latającym dla założonej misji

W artykule podjęto tematykę związaną z określeniem warunków implementacji hybrydowego zespołu napędowego w bezzałogo-

wym statku latającym. Stanowi to próbę wypełnienia niszy, jaka widoczna jest w obszarze aplikacji napędów alternatywnych w lotnictwie. W tym celu przeanalizowane zostały zarówno aspekty działania napędów hybrydowych (zwłaszcza w ujęciu gospodarki energią), jak i kryteria doboru zespołu napędowego do obiektów latających. Punktem wyjściowym dla prowadzonych rozważań jest przyjęta misja lotnicza, na którą składa się określony profil ruchu obiektu latającego oraz zadania jakie ma on wykonać (wynikające z założonych warunków taktyczno-technicznych i przeznaczenia statku powietrznego). Przebieg misji lotniczej oraz charakterystyki obiektu latającego pozwalają na określenie zapotrzebowania na energię, niezbędną do wykonania przyjętego zadania, co jest podstawą do wyboru konfiguracji hybrydowego zespołu napędowego i zdefiniowania trybów jego pracy. Przedstawione w pracy rozważania stanowią bazę dla sformułowania wniosków, dotyczących sposobu dopasowania hybrydowego zespołu napędowego do zadania lotniczego realizowanego przez bezzałogowy statek powietrzny.

Słowa kluczowe: bezzałogowy aparat latający, hybrydowy zespół napędowy, misja lotnicza

*Jerzy MERKISZ
Wojciech GIS
Paulina GRZELAK
Andrzej ŻÓLTOWSKI*

PTNSS-2013-SC-095

THE POSSIBILITIES OF REDUCING EMISSION POLLUTANTS OF EXHAUST FROM CITY BUSES BY THE USE OF BIOMETHANE

Depletion of fossil energy sources, and thus the prices increase of conventional fuels such as gasoline or diesel fuel, the energy security and dependence on imported fuels, as well as the deteriorating environment and global warming mean that there are more and more new technologies using renewable energy sources nowadays. In the medium- and long-term perspective a significant changes are needed regarding means of transport in ensuring "sustainable mobility". A solution is the implementation of biofuels, including biogas refined to form of biomethane, and renewable alternative fuels. Biomethane is produced from waste organic matter. Directive 2009/28/EC indicates the benefits of using waste for the production of transport fuels, to decarbonisation of the energy sector and requires Member States of UE to use renewable fuels. The paper presents possibilities of reducing contaminants in exhaust gases emitted by public transport buses as a result of the use of biomethane to power them. In view of the fact that biomethane is a chemical equivalent of compressed natural gas (CNG), there will be specify a condition of CNG infrastructure in Poland, the state of fleet of CNG buses, CNG filling stations and biomethane production potential from municipal resources in the case of Polish cities using bus public transport.

Keywords: CNG, biogas, biomethane, refueling station, city buses

Możliwości ograniczenia emisji zanieczyszczeń spalin z autobusów miejskich przez zastosowanie biometanu

Wyczerpywanie się zasobów kopalnych źródeł energii, a co za tym idzie wzrost cen paliw konwencjonalnych takich jak benzyna czy olej napędowy, bezpieczeństwo energetyczne oraz uzależnienie od importu paliw, jak również pogarszający się stan środowiska i efekt cieplarniany powodują, że powstaje coraz więcej nowych technologii wykorzystujących odnawialne źródła energii. W perspektywie średnio- i długoterminowej niezbędne są istotne zmiany dotyczące środków transportu w zakresie zapewnienia „zrównoważonej mobilności”.

Rozwiązanie stanowi wdrażanie biopaliw, w tym biogazu oczyszczonego do postaci biometanu, oraz odnawialnych paliw alternatywnych. Biometan otrzymywany jest z odpadowej masy organicznej. Dyrektywa 2009/28/WE wskazuje na korzyści związane z wykorzystywaniem odpadów do produkcji paliw transportowych, celem dekarbonizacji sektora energetycznego i zobowiązuje państwa członkowskie UE do stosowania paliw odnawialnych. W zgłoszonym artykule została przeanalizowana możliwość ograniczania zanieczyszczeń w spalinach emitowanych przez autobusy komunikacji miejskiej w wyniku zastosowania biometanu do ich zasilania. W związku z tym, że biometan stanowi chemiczny odpowiednik sprężonego gazu ziemnego (CNG), określony zostanie stan infrastruktury CNG w Polsce, stan taboru autobusów zasilanych CNG, stacji tankowania CNG oraz potencjał produkcji biometanu z surowców komunalnych w przypadkach polskich miast wykorzystujących autobusową komunikację miejską.

Słowa kluczowe: CNG, biogaz, biometan, stacja tankowania, autobusy miejskie

Wojciech GIS
Paulina GRZELAK
Sławomir TAUBERT
Andrzej ŻÓŁTOWSKI

PTNSS-2013-SC-096

EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF REPLACEMENT CATALYTIC CONVERTERS

The article reviews the market for replacement catalytic converters and discusses the results of comparative studies of catalytic converters: the original and the replacement. There were presented the exemplary results of emissions from vehicles exhaust system, equipped with a spark-ignition engine equipped with new catalytic converters: original and replacement. The estimation of fulfillment by replacement catalytic converters of the 103 UNECE Regulations requirements were made with an estimate of the potential impact of the use of replacement catalytic converters upon emission factors.

Keywords: catalytic converters, exhaust emission, emission factors, replacement parts

Ocena skuteczności zamiennych reaktorów katalitycznych

W artykule dokonano przeglądu rynku zamiennych reaktorów katalitycznych oraz omówiono wyniki badań porównawczych reaktorów katalitycznych: oryginalnego i zamiennego. Przedstawione zostały przykładowe wyniki badań emisji zanieczyszczeń z układu wydechowego samochodu wyposażonego w silnik z zapłonem iskrowym wyposażonego w nowe reaktory katalityczne: oryginalny oraz zamienny. Dokonano oceny spełniania przez badane zamiennie reaktory katalityczne wymagań regulaminu 103 EKG ONZ wraz z oszacowaniem potencjalnego wpływu stosowania zamiennych reaktorów katalitycznych na wskaźniki emisji.

Słowa kluczowe: reaktory katalityczne, emisja zanieczyszczeń, wskaźniki emisji, części zamienne

Wojciech GIS
Andrzej ŻÓŁTOWSKI
Paulina GRZELAK

PTNSS-2013-SC-097

RESEARCH ON THE AMMONIA CONCENTRATION IN THE EXHAUST GAS OF THE SELF-IGNITION ENGINES

In the article there was reviewed the principle of operation of the SCR type catalytic reactors and explained the reason, why ammonia appears in the exhaust gas. The principles of analyzers to measure the concentrations of ammonia in the exhaust gases was reviewed.

There were examined changes in EU regulations on the emissions of vehicles engines in comparison to UNECE Regulation No. 49, series 05 of amendments.

Keywords: ammonia, SCR, LDS, FTIR

Badania stężeń amoniaku w spalinach silników z zapłonem samoczynnym

W artykule przedstawiono zasadę działania reaktorów katalitycznych typu SCR oraz wyjaśniono przyczynę, dla której w spalinach pojawia się amoniak. Dokonano przeglądu zasady działania analizatorów do pomiarów stężeń amoniaku w spalinach. Przeanalizowane zostały zmiany wprowadzone w rozporządzeniach UE dotyczących emisji zanieczyszczeń z układów wylotowych silników pojazdów w porównaniu z Regulaminem EKG ONZ nr 49, seria 05 poprawek.

Słowa kluczowe: amoniak, SCR, LDS, FTIR

Wojciech GIS
Marek RUDKOWSKI
Andrzej ŻÓŁTOWSKI

PTNSS-2013-SC-099

FEASIBILITY STUDY FOR THE PILOT BIOMETHANE REFUELING STATION FOR CITY BUSES IN RZESZÓW

The subject of the article is to analyze the possibilities and conditions required to be fulfilled for the introduction of biomethane as a fuel to power city buses in Rzeszów. There will be examined various aspects of the prospects and opportunities for the delivery of biomethane for transport buses in the city, including the necessary costs associated with the production and distribution of the fuel. The environmental benefits associated with the use of biomethane will also will be presented, there will be determined the scale and technical capabilities for the delivery of biomethane for city transport in Rzeszów.

Keywords: CNG, biomethane, refueling station, city buses, Rzeszów

Studium wykonalności pilotażowej stacji tankowania autobusów komunikacji miejskiej biometanem w Rzeszowie

Przedmiotem zgłoszonego artykułu jest analiza możliwości i uwarunkowań koniecznych do spełnienia dla wprowadzenia biometanu jako paliwa do zasilania autobusów miejskich w Rzeszowie. Przeanalizowane zostaną różne aspekty związane z perspektywami i możliwościami dostarczania biometanu dla autobusów komunikacji miejskiej w tym mieście wraz z niezbędnymi kosztami związanymi z produkcją i dystrybucją tego paliwa. Korzyści dla środowiska związane z stosowaniem biometanu zostaną również zaprezentowane, określona skala i techniczne możliwości dostaw biometanu dla potrzeb transportu miejskiego w Rzeszowie.

Słowa kluczowe: CNG, biometan, stacja tankowania, autobusy miejskie, Rzeszów

Radosław WŁOSTOWSKI
Radosław WRÓBEL
Kamil TRZMIEL
Krzysztof DYRCZ
Leszek DĘBOWSKI

PTNSS-2013-SC-101

ANALYSIS METHODS OF MEASURING THE PRESSURE IN THE COMBUSTION CHAMBER OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE IN TERMS OF USE AS A CONTROL SIGNAL IN DIESEL ENGINES

The paper discusses current problems in the field of internal combustion engine control. The algorithms of the combustion engine control does not include directly the course of the pressure resulting from the combustion process. Currently used measurement methods are mainly based on pressure measurements using the accelerometric sensor, or the measurement of instantaneous changes in crankshaft rotational velocity, using the velocity sensor. In this way, the results obtained provides only information about the accuracy or the quality of the combustion process. The paper analyses the currently used methods of pressure in the combustion chamber measurement, deliberating on the indirect measurements utilisation (e.g., vibration using laser vibrometry) in order to obtain information about the pressure waveform.

Keywords: pressure measurement, control system, DSP

Analiza metod pomiarowych ciśnienia w komorze spalania silnika spalinowego w aspekcie zastosowania jako sygnału sterującego w silnikach o zapłonie samoczynnym

Artykuł porusza obecne problemy z zakresu sterowania silnikiem spalinowym. W algorytmach sterowników silnika spalinowego nie uwzględnia się w sposób bezpośredni przebiegu ciśnienia procesu spalania. Wykorzystywane obecnie metody pomiarowe opierają się głównie o pomiary ciśnienia z użyciem czujników akcelerometrycznych, bądź pomiarów chwilowych zmian prędkości obrotowej wału korbowego, przy wykorzystaniu czujników prędkości obrotowej. W ten sposób otrzymane wyniki zawierają jedynie informację o poprawności bądź jakości procesu spalania. W artykule przeprowadzono analizę obecnie stosowanych metod odczytu ciśnienia w komorze spalania, przeprowadzając rozważania na temat zastosowania pomiarów pośrednich (np. drgań z użyciem wibrometrii laserowej) w celu otrzymania informacji o przebiegu ciśnień

Słowa kluczowe: pomiar ciśnienia, sterowanie, DSP

*Antoni ISKRA
Maciej BABIAK
Jarosław KAŁUŻNY*

PTNSS-2013-SC-102

THE INFLUENCE OF CYLINDER DISENGAGING ON THE FRICTION RESISTANCE IN THE PISTON-CYLINDER ASSEMBLY

On the combustion engine specific fuel consumption characteristic the high efficiency area is limited to the high engine loads. But most of the time the necessary engine power used for driving is between 20 to 50 % of the nominal engine power, which means that the engine works beyond the high efficiency range. This situation can be changed with disengaging part of the cylinders by cutting off the air and fuel supply to these cylinders, which means that the other cylinders will work with higher load to compensate power loss of disengaged cylinders. Such idea is known for long time but its practical realization meets series of problems. The long lasting idle running of piston-rings-cylinder group may have impact on engine durability and friction losses generated by switched off cylinders. In the paper friction losses of the piston-cylinder assembly of four cylinder in-line engine are presented. Three cases are considered: maximum efficiency working range, idle run and 50 % of the engine rated power within maximum efficiency range. The simulations were made for the classic three piston rings packet and piston with carbon nanotubes layer on its skirt. On the basis of carried out simulations conclusions about purposefulness of cylinder disengaging were formulated.

Keywords: piston-cylinder assembly, friction losses cylinder disengage

Wpływ wyłączenia cylindrów na opory tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej

Z charakterystyki ogólnej silnika spalinowego wynika, że pole pracy charakteryzujące się dużą sprawnością cieplną jest bardzo ograniczone. Najczęściej jednak moc wykorzystywana na jazdę stanowi 20 do 50% mocy nominalnej silnika a to oznacza, że silnik pracuje poza obszarem najwyższych sprawności. Sytuację można zmienić wyłączając z zasilania w paliwo część cylindrów silnika wielocylindrowego. O ile koncepcja taka znana jest od dziesięcioleci to jej praktyczna realizacja napotyka na szereg trudności. Długotrwała praca zespołu tłok – pierścienie – cylinder na biegu jałowym może wpłynąć na trwałość silnika a straty tarcia generowane w wyłączonych cylindrach obniżają sprawność ogólną tak użytkowanego silnika. W artykule przedstawiono straty tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej silnika czterocylindrowego dla trzech przypadków: silnika pracującego w polu maksymalnej sprawności ogólnej, silnika na biegu jałowym oraz silnika generującego połowę mocy odpowiadającej pracy w polu maksymalnej sprawności. Symulacje przeprowadzono z uwzględnieniem pakietu trzech pierścieni na tłoku oraz powierzchni bocznej tłoka uszlachetnionej warstwą propoślizgową wykonaną z nanorurek węglowych. Na podstawie przeprowadzonych symulacji sformułowano wnioski określające celowość stosowania systemu wyłączania zasilania paliwem części cylindrów, przez co pracujące cylindry generują moc w obszarze maksymalnej sprawności ogólnej.

Słowa kluczowe: grupa tłokowo-cylindrowa, straty tarcia, wyłączenie cylindrów

*Antoni ISKRA
Maciej BABIAK
Jarosław KAŁUŻNY*

PTNSS-2013-SC-103

THE RESISTANCE TO MOTION OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE DURING THE RUNNING-IN PROCESS

It is common that service manuals of modern passenger car do not establish any special rules of engine running-in process. It does not mean that the running-in process does not take place in the combustion engine, but the geometrical precision of engine elements is so high that manufacturers permit to operate the engine with full power from the very beginning of passenger car operation. To determine if such approach is correct the investigation of resistance to motion during engine initial operation period was made. The friction losses sum of all kinematic couples is the basic parameter that allows to evaluate the advance of engine running-in process. Many factors have influence on resistance to motion of combustion engine which means that determination of friction forces changes during running-in process is very difficult. The investigations presented in the paper were made on the engine in which most of the friction losses components are eliminated and only crank mechanism is considered. Obtained results allow to state that manufacturers resigned to early from running-in prescription which would guarantee the maximization of service life after running in period. Presented results of resistance to motion torque investigations are also the preliminary attempt to determine in which engine cycle phase the differences during and after running-in period are greatest.

Keywords: piston-cylinder assembly, running in

Opory ruchu silnika spalinowego w trakcie procesu docierania

Obecnie instrukcje użytkowania samochodów osobowych nie przewidują szczególnych zasad docierania silnika w okresie począ-

kowej eksploatacji. Nie oznacza to oczywiście, że proces docierania został wyeliminowany, jednak precyzja wykonania oraz jakość powierzchni współpracujących elementów pozwalają na pełne obciążenie silnika nowego samochodu. W celu określenia zasadności ww. poglądu zostały przeprowadzone badania zmian przebiegu sił tarcia w początkowym okresie eksploatacji silnika. Straty tarcia w parach kinematycznych silnika spalinowego są podstawowym parametrem pozwalającym ocenić zaawansowanie procesu docierania silnika. Niestety na opory ruchu silnika składa się szereg czynników, co powoduje, że określenie zmian sił tarcia w okresie docierania jest bardzo trudne. Zaprezentowane w artykule badania przeprowadzono na silniku spalinowym, w którym wyeliminowano większość składowych momentu oporu ruchu. Uzyskane wyniki pozwalają wyrazić opinię, że w obecnych instrukcjach obsługi silników spalinowych zbyt wcześnie zrezygnowano z zaleceń gwarantujących maksymalne wydłużenie eksploatacji po okresie docierania po okresie docierania. Zaprezentowane wyniki badań momentu oporu ruchu są również wstępną próbą określenia, w jakim momencie cyklu pracy silnika różnice w okresie docierania i po tym okresie są największe.

Słowa kluczowe: grupa tłokowo-cylindrowa, straty tarcia, proces docierania

Władysław MITLANIEC

PTNSS-2013-SC-105

A NEW CONCEPTION OF TWO-STROKE ENGINE WITH CLOSED CYCLE

Applying of a closed work cycle in the piston engine leads usually to delivering of heat to working medium through a heat exchanger (Stirling engine). The heat may get from any type of fuel in an external combustion chamber, which allows on precisely control of combustion process. The paper describes a new conception of two-stroke engine with working medium being in the close system, the best with the perfect gas as argon or helium. The engine has the conventional crank-piston system and an inlet and outlet valves placed in the cylinder head. The delivering process of working medium with high temperature from the heat exchanger takes place through the inlet valve during a few dozen degrees of CA rotation in piston position at TDC. Expansion stroke takes place until outlet valve opens shortly BBDC. The outlet period from the cylinder follows almost at constant pressure and at low temperature to an adiabatic chamber, from where the working medium is compressed by an adiabatic compressor to pressure near pressure being in the heat exchanger. The engine works in two-stroke cycle and enables to get low temperature and pressure as early as BDC through a long time of opening of the outlet valve. The paper presents the ideological scheme of the engine system and theoretical thermal cycle. On this basis one presents the mathematical description of the individual thermodynamic processes with determination of thermal parameters of the characteristic points of the cycle with taking into account of work of the compressor and amount of delivering heat to the exchanger. This article determines also the thermal efficiency of such closed cycle. The presented engine may have a practical applying as a stationary engine in energetic systems, where as fuel may be biomass, which globally influences on decreasing of CO₂ and NO_x by temperature control of the combustion process.

Keywords: transport, combustion engine, thermal cycles, closed system

Nowa koncepcja silnika dwusuwowego w obiegu zamkniętym

Zastosowanie zamkniętego obiegu pracy w silniku tłokowym prowadzi zwykle do dostarczenia ciepła do czynnika robocze-

go poprzez wymiennik ciepła (silnik Stirlinga). Ciepło można uzyskać z dowolnego paliwa w zewnętrznej komorze spalania, co pozwala na dokładniejszą kontrolę procesu spalania. Artykuł opisuje nową koncepcję silnika dwusuwowego z czynnikiem roboczym będącym w układzie zamkniętym, najlepiej gazem doskonałym takim, jak hel czy argon. Silnik ma konwencjonalny układ korbowo-tłokowy oraz zawór dolotowy oraz zawór wylotowy umieszczone w głowicy. Proces dostarczenia czynnika gazowego o wysokiej temperaturze z wymiennika ciepła zachodzi przez zawór dolotowy przez kilkadziesiąt stopni OWK przy położeniu tłoka w GMP. Proces rozprężania odbywa się do czasu otwarcia zaworu wylotowego krótko przed DMP. Okres wylotu gazu z cylindra następuje prawie przy stałym ciśnieniu i niskiej temperaturze do adiabatycznego zbiornika, skąd czynnik roboczy jest sprężany przez sprężarkę adiabatyczną do ciśnienia panującego w wymienniku ciepła. Silnik pracuje w cyklu dwusuwowym i zapewnia uzyskanie niskiej temperatury oraz ciśnienia począwszy od DMP przez długi czas otwarcia zaworu wylotowego. Artykuł przedstawia schemat ideowy układu oraz teoretyczny obieg cieplny. Na tej podstawie przedstawiono opis matematyczny poszczególnych przemian termodynamicznych z określeniem parametrów termicznych charakterystycznych punktów obiegu z uwzględnieniem pracy wykonanej przez sprężarkę oraz dostarczonego ciepła w wymienniku. W pracy określono również sprawność cieplną takiego obiegu. Przedstawiony silnik może mieć praktyczne zastosowanie jako silnik stacjonarny w układach energetycznych, gdzie paliwem może być biomasa, co globalnie wpływa na zmniejszenie emisji CO₂ oraz NO_x przez kontrolowanie temperatury procesu spalania.

Słowa kluczowe: transport, silnik spalinowy, obiegi cieplne, układ zamknięty

Artur JAWORSKI

PTNSS-2013-SC-107

Hubert KUSZEWSKI

Kazimierz LEJDA

Adam USTRZYCKI

Paweł WOŚ

THE EFFECT OF ADDING GASOLINE TO DIESEL FUEL ON ITS SELF-IGNITION PROPERTIES

The aim of the researches presented in this paper was to determine the effect of some volume fractions of gasoline 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) and self-ignition delay period, was made with a device enabling combustion in constant volume chamber. The results were compared with the legislative and standard requirements for diesel fuel.

Keywords: diesel fuel, fuel injection, derived cetane number, self-ignition delay period

Wpływ dodatku benzyny na właściwości samozapłonowe oleju napędowego

Celem badań, których wyniki zamieszczono w niniejszym artykule jest określenie wpływu wybranych udziałów objętościowych benzyny silnikowej 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), a także okresu opóźnienia samozapłonu, 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, okres opóźnienia samozapłonu

Artur JAWORSKI
Hubert KUSZEWSKI
Kazimierz LEJDA
Adam USTRZYCKI
Paweł WOŚ

PTNSS-2013-SC-108

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF INJECTION PRESSURE IN COMMON RAIL SYSTEM ON SPRAY TIP PENETRATION OF THE SELECTED ALTERNATIVE FUELS

This article presents the research results of influence of injection pressure on the spray tip penetration of selected fuels such as diesel, biodiesel, rapeseed oil and mixtures of these fuels. The study was performed on a specially developed test stand with a common rail injection system, and at fuel injected into the chamber filled with research fuel. The study was made for a different pressures in the rail; for determination of spray tip penetration the AVL VisioScope system was used. The results was determined on the base of recorded pictures of injected fuel stream as a function of rotation angle of the high pressure pump shaft.

Keywords: fuel injection, alternative fuels, spray tip penetration

Analiza wpływu ciśnienia wtrysku w układzie common rail na zasięg strugi wybranych paliw zastępczych

W artykule przedstawiono badania wpływu ciśnienia wtrysku na zasięg strugi paliwa dla wybranych paliw takich jak olej napędowy, biodiesel, olej rzepakowy oraz ich mieszaniny. Badania realizowano na specjalnie opracowanym stanowisku z układem zasilania typu common rail, przy wtrysku do komory wypełnionej badanym paliwem. Badania prowadzono dla różnych ciśnień w zasobniku, a do wyznaczenia zasięgu strugi użyto systemu VisioScope firmy AVL. Zasięg strugi określano na podstawie zarejestrowanych przebiegów w funkcji kąta obrotu wałka pompy wysokiego ciśnienia.

Słowa kluczowe: wtrysk paliwa, paliwa alternatywne, zasięg strugi

Jacek MICHALSKI
Paweł WOŚ

PTNSS-2013-SC-109

AXIALLY-SYMMETRICAL MODEL OF STRAINS AND STRESSES IN CYLINDER ASSEMBLY FOR RUNNING AIRCRAFT PISTON ENGINE OF FRANKLIN TYPE

The numerical solution for axially-symmetrical model of thermocompression-expansion bonding between the liner and cylinder frame for fully loaded aircraft engine Franklin F. 4A 235 B4 is presented. The strains and stresses loading the cylinder assembly were calculated with the finite element method (FEM) using PATRAN® software. Then the state of strains and stresses was compared with the initial one, which is gotten after cylinder liner forcing in and its final machining. The thermal and mechanical load of the cylinder assembly was determined from engine brake testing results. Material properties for grey cast iron and heat-resisting aluminum alloy, which the liner and the cylinder frame are made of, were obtained experimentally. The geometry of the device was modeled by four-node quadri-

lateral flattened elements with 2-D planar coupling points. The cylinder assembly structure was loaded by clamping and forces come from combustion pressure and heat release. Cylinder bending comes from lateral piston force as a summary effect of firing load, mass inertia and friction forces was also taken into consideration.

Keywords: compression-expansion joint, engine cylinder device, cylinder stress pattern, analytical stress model, finite element analysis FEA

Model osiowosymetryczny przemieszczeń i naprężeń w tulei oraz kadłubie zespołu cylindra silnika lotniczego FRANKLIN w normalnych warunkach eksploatacji

W artykule przedstawiono rozwiązanie numeryczne modelu osiowosymetrycznego połączenia skurczowo-rozprężnego tulei z kadłubem zespołu cylindra w silniku spalinowym FRANKLIN F. 4A-235-B4 obciążonego mocą maksymalną. Przemieszczenia i naprężenia w tulei i kadłubie obliczono metodą elementów skończonych za pomocą systemu PATRAN®. Stan przemieszczeń i naprężeń zespołu cylindra porównano ze stanem technologicznym po montażu i obróbce mechanicznej tulei. Obciążenie ciśnieniem i temperaturą zespołu cylindra określono w wyniku badań stanowiskowych silnika. Charakterystyki materiałowe złożeń tuleja-kadłub zespołu cylindra, tj. żeliwa szarego i żaroodpornego stopu aluminium wyznaczono doświadczalnie. Geometrię części modelowano elementami płaskimi o topologii czterowęzłowej z elementami kontaktowymi dwuwymiarowymi sprzęgającymi. Modelowana struktura były obciążona zaciskiem, ciśnieniem czynnika roboczego i temperaturą. Analitycznie wyznaczono naprężenia zginające w zespole cylindra od obciążenia bocznego tłoka poprzez uwzględnienie ciśnienia czynnika roboczego, sił masowych i siły tarcia.

Słowa kluczowe: połączenie skurczowo-rozprężne, zespół cylindra silnika, stan wyężenia tulei i kadłuba cylindra, model analityczny naprężeń, metoda elementów skończonych MES

Krzysztof ŚLIWIŃSKI

PTNSS-2013-SC-110

ENERGY RECOVERY SYSTEMS IN THE AUTOMOTIVE VEHICLES

Currently used systems for energy recovery from thermal machines primarily use mainly the two sources of energy. The first is the kinetic energy of the exhaust gases, and second heat carried away with the exhaust gas and returned to the cooling system. In order to convert this waste energy to useful work or electric current the devices using different physical phenomena are used. The most widely used systems of this type utilizes the kinetic energy of the exhaust gas in turbochargers. In the more technically advanced systems waste heat is utilized to change it to electric energy with use of for example the Seebeck effect, piezoelectric phenomena or thermochemical phenomena. The article discusses recovery systems of waste energy from the vehicle's engine, using equipment such as turbines, TEG (Thermoelectric Generator) or TPV (Thermophotovoltaic cell).

Keywords: recuperation, thermoelectric generator, thermophotovoltaic cell

Układy rekuperacji energii w pojazdach samochodowych

Stosowane obecnie układy odzysku energii z maszyn ciepłych wykorzystują głównie dwa źródła energii. Pierwszym z nich jest

energia kinetyczna spalin, a drugim energia cieplna unoszona ze spalinami i oddawana do układu chłodzenia. W celu zamiany tej odpadowej energii na pracę użyteczną lub prąd elektryczny stosowane są urządzenia wykorzystujące różne zjawiska fizyczne. Najszerzej stosowane układy tego typu wykorzystują energię kinetyczną spalin w turbosprężarkach. W bardziej zaawansowanych technicznie systemach wykorzystuje się odpadową energię cieplną, zamieniając ją na energię elektryczną korzystając np. z efektu Seebecka, zjawisk piezoelektrycznych lub zjawisk termochemicznych. W artykule zostały omówione układy odzysku odpadowej energii z silnika pojazdu, za pomocą takich urządzeń jak: turbina, generator termoelektryczny TEG (*Thermoelectric Generator*) lub ogniwo termo-foto-woltaiczne TPV (*Thermophotovoltaic*).

Słowa kluczowe: rekuperacja, generator termoelektryczny, ogniwo termo-foto-woltaiczne

Jarosław CZABAN
Dariusz SZPICA

PTNSS-2013-SC-111

THE INITIAL DIAGNOSTICS OF THE DUAL-MASS FLYWHEEL IN QUASI-STATIC CONDITIONS

In the article the original stand for designating the quasi-static characteristics of the dual-mass flywheel torsional vibrations damper was presented. The supplementing program identifying range characteristics parameters gives opportunity of direct evaluation of the flywheel state, especially in the case of the difficulty of the further operation use classification. Unfortunately this involves the necessity of the DMF disassembly. On the other hand, the designated characteristics is used for application purpose in modelling the vehicle motion process.

Keywords: vehicle drive system, dual-mass flywheel, research

Diagnostyka wstępna dwumasowego koła zamachowego w warunkach quasistatycznych

W artykule przedstawiono oryginalne stanowisko do wyznaczenia charakterystyk quasistatycznych tłumika drgań skrętnych dwumasowego koła zamachowego. Uzupełnienie o program identyfikujący parametry zakresowej charakterystyki, daje możliwość bezpośredniej oceny stanu koła, szczególnie w przypadku trudności w kwalifikacji zdolności do dalszej eksploatacji. Niestety wiąże się to z koniecznością demontażu DKZ. Z drugiej strony wyznaczona charakterystyka służy celom aplikacyjnym w modelowaniu procesu ruchu pojazdu.

Słowa kluczowe: układ napędowy pojazdu, dwumasowe koło zamachowe, badania

Dariusz SZPICA

PTNSS-2013-SC-112

THE DESIGNATION OF THE UNEVENNESS OF THE LPG INJECTORS DOSAGE

In the article there is showed the issues concerning the LPG/CNG injectors dosage unevenness. For research purpose the prototype stand was built. Initially, the brand new injectors and the ones, which were in different degrees of wear, were tested. What was found, that in the case of the new injectors, the unevenness is between (0.26...5)%, but in the case of the operated ones, depending on the wear – (6...53)%. The run tests showed the necessity of constructing the dosage unevenness maps, what would be best – in various injector wear degrees, for the implementation purpose of those values to the LPG system control unit, thereby minimizing the adverse influence to the engine work of the considered parameter.

Keywords: alternative powering systems, LPG injectors, dosage unevenness

Wyznaczanie nierównomierności dawkowania wtryskiwaczy LPG

W artykule przedstawiono problematykę nierównomierności dawkowania wtryskiwaczy LPG/CNG. Do celów badawczych zbudowano prototypowe stanowisko. Wstępnie zbadano wtryskiwacze fabrycznie nowe i będące w eksploatacji, w różnych stopniach zużycia. Stwierdzono, że w przypadku wtryskiwaczy nowych nierównomierność zawiera się w granicach (0,26...5)%, natomiast eksploatowanych, zależnie od zużycia (6...53)%. Przeprowadzone próby wykazały konieczność budowy map nierównomierności dawkowania, najlepiej w różnych stopniach zużycia wtryskiwaczy, celem implementacji tych wartości do modułu sterowania układem LPG, minimalizując w ten sposób niekorzystny wpływ rozpatrywanego parametru na pracę silnika.

Słowa kluczowe: alternatywne układy zasilania, wtryskiwacze LPG, nierównomierność dawkowania

Paweł WOŚ
Krzysztof BALAWENDER
Miroslaw JAKUBOWSKI
Artur JAWORSKI
Hubert KUSZEWSKI
Kazimierz LEJDA
Adam USTRZYCKI

PTNSS-2013-SC-113

ANALYSIS OF IN-CYLINDER FUEL DISTRIBUTION IN DI VARIABLE COMPRESSION RATIO (VCR) ENGINE

Designing variable compression ratio engine resulted with selection of combustion chamber and high pressure common rail fuel injection components. Using available engine aftermarket parts, an eccentric position of combustion chamber, and relatively to its shape and cylinder axes an asymmetric location of the fuel sprays has been obtained. Research task is to determine the distribution of vapor and liquid fuel injected into the cylinder for various distances of the piston plane and the cylinder head, according to the set way for changing the compression ratio. The other variable parameter in the analysis is fuel injection timing. During research the amount of fuel reaching the walls of the cylinder liner, head surface, piston plane and piston bowl surface has been analyzed. Studies were conducted using a simulation software of piston engine working cycle. The aim of this work is to determine the strategy of fuel supplying for different levels of compression ratio to avoid particularly the phenomenon of cylinder wall wetting.

Keywords: in-cylinder fuel distribution, wall wetting, direct fuel injection, variable compression ratio engine

Analiza rozprzestrzeniania paliwa w cylindrze silnika z wtryskiem bezpośrednim o zmiennym stopniu sprężania

W procesie projektowania silnika o zmiennym stopniu sprężania dokonano doboru komory spalania i wysokociśnieniowego systemu wtrysku paliwa typu common-rail. Korzystając z dostępnych komponentów silnikowych, uzyskano acentryczną pozycję komory spalania względem osi cylindra a także asymetryczne usytuowanie strug wtryskiwanego paliwa względem osi cylindra, jak również względem płaszczyzny prostopadłej do osi cylindra. Zadanie badawcze polega na określeniu dystrybucji wtryskiwanego paliwa wewnątrz cylindra dla różnych odle-

głości denka tłoka od płaszczyzny głowicy, zgodnie z przyjętą technologią zmiany stopnia sprężania. Parametrem zmiennym w przedstawionej analizie jest także kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa. W badaniach określano m.in. ilość paliwa osiadającego na ściankach tulei cylindrowej, głowicy, denku oraz ściankach komory spalania w tłoku. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem programu do symulacji cyklu roboczego silnika tłokowego. Celem prowadzonych prac jest ustalenie strategii zasilania silnika przy różnych stopniach sprężania tak, aby przede wszystkim zminimalizować zjawisko osiadania ciepłego paliwa na ściankach tulei cylindrowej.

Słowa kluczowe: dystrybucja paliwa w komorze spalania, zwilżanie ścianek cylindra, bezpośredni wtrysk paliwa, silnik o zmiennym stopniu sprężania

Dariusz PIERNIKARSKI

PTNSS-2013-SC-114

REDUCTION OF FUEL CONSUMPTION IN COMMERCIAL VEHICLES AS A FACTOR INFLUENCING TRANSPORT EFFICIENCY

The paper presents facts and main development trends leading to improvements in fuel efficiency in commercial vehicles, with special attention paid to the market requirements. A brief review of main solutions leading to lower fuel consumption in trucks was also made. The paper highlights also some problems related to the fuel efficiency of Euro VI heavy commercial vehicles.

Keywords: commercial vehicles, fuel efficiency, development trends, total cost of ownership, heavy duty Diesels

Obniżanie zużycia paliwa w pojazdach użytkowych jako czynnik warunkujący efektywność transportu

W artykule zostanie przedstawiony stan faktyczny oraz najważniejsze kierunki prac rozwojowych prowadzących do obniżania zużycia paliwa przez pojazdy użytkowe, ze szczególnym uwzględnieniem uwarunkowań rynkowych. Dokonano również przeglądu najważniejszych rozwiązań technicznych prowadzących do obniżenia zużycia paliwa w pojazdach użytkowych. Naszkicowano pewne problemy związane z obniżaniem zużycia paliwa w silnikach samochodów ciężarowych segmentu ciężkiego, spełniających wymagania normy Euro VI.

Słowa kluczowe: pojazdy użytkowe, zużycie paliwa, kierunki rozwoju, całkowity koszt własności, silniki trakcyjne

Jerzy DUTCZAK

PTNSS-2013-SC-115

NON-STANDARD APPLICATIONS OF THE HORIBA TEOM 1105 ANALYSER

Horiba TEOM 1105 Analyser is originally dedicated to the PM emission measurement in the diesel engine exhaust gas. For last several years in the Combustion Engines Chair of Cracow University of Technology the attempts of non-standard application of the Horiba TEOM 1105 analyser have been leading. The article is the review of chosen examples of such applications. The measurements of PM emission in the exhaust gas of FSI engine fuelled with direct gasoline injection and the cases of measurements of PM emission in the exhaust gases of helicopter turbine engines have been presented.

Keywords: PM emission, gasoline direct injection engine, turbine engine

Nietypowe zastosowania analizatora Horiba TEOM 1105

Analizator Horiba TEOM 1105 jest w założeniu przeznaczony do badania emisji cząstek stałych (PM) w spalinach silnika z zapłonem samoczynnym. Od kilku lat w Katedrze Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej prowadzone są próby nietypowych zastosowań analizatora cząstek stałych Horiba TEOM 1105. Niniejszy artykuł jest przeglądem wybranych przykładów takich zastosowań. Przedstawiono pomiary emisji cząstek stałych w spalinach silnika FSI zasilanego za pomocą bezpośredniego wtrysku benzyny oraz przypadki pomiarów emisji PM w gazach wylotowych śmigłowych silników turbinowych.

Słowa kluczowe: emisja cząstek stałych, bezpośredni wtrysk benzyny, silnik turbinowy

Jacek KAŻMIEROWSKI

PTNSS-2013-SC-117

Ireneusz PIELECHA

Jakub CZAJKA

Krzysztof WISŁOCKI

Przemysław BOROWSKI

Jarosław KAŁUŻNY

INVESTIGATIONS OF OPERATIONAL AND OPTICAL INDEXES OF THE COMBUSTION PROCESS FOR THE MULTIPLE INJECTION DIFFERENT STRATEGIES IN CI-TYPE MODEL ENGINE

The results of research on the influence of the fuel dose division strategy on the operational and optical indexes of the engine and combustion process have been discussed in the paper. The paper also contains an exhaust gas analysis conducted with the use of a Rapid Compression Machine (RCM). The recorded images related to the period from the onset of injection to the beginning of combustion spots have also been analyzed. The following have been varied: number of doses, the size of doses, dwell times and the excess air coefficient. The author performed a comparative analysis (against the recorded images) of the thermodynamic indexes of the combustion process obtained from the indicator traces ($P_{cyl-max}$, $(dP_{cyl}/dt)_{max}$, delay time of the hot and cold flames).

Keywords: diesel fuel injection, fuel dose division, self-ignition

Wpływ strategii podziału dawki oleju napędowego na termodynamiczne i optyczne wskaźniki spalania w maszynie pojedynczego cyklu

W artykule omówiono wyniki badań wpływu strategii podziału dawki paliwa na wskaźniki spalania oleju napędowego wraz z analizą spalin z Maszyny Pojedynczego Cyklu. Analizie poddano także materiał zdjęciowy dotyczący okresu od początku wtrysku dawki paliwa do początku wystąpienia ognisk spalania. Dokonano wariantowania liczby dawek ich wielkości oraz czasów przerw między nimi, a także współczynnika nadmiaru powietrza. Dokonano oceny porównawczej wskaźników termodynamicznych procesu spalania uzyskanych z wykresu indykatorowego ($P_{cyl-max}$, $(dP_{cyl}/dt)_{max}$, czas opóźnienia zimnych i gorących płomieni) w zestawieniu z materiałem filmowym.

Słowa kluczowe: wtrysk oleju napędowego, podział dawki, samozapłon

Rafał KRAKOWSKI

PTNSS-2013-SC-119

APPLICATION OF THE COOLING SYSTEM WITH ELEVATED TEMPERATURE OF COOLANT, FOR THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The paper presents an analysis of the heat balance combustion engine, which was shown that it is possible to increase its efficiency by reducing cooling losses, such as raising the temperature of the coolant. The presented research results show that it was possible to maintain the pressure in the system, and thus the temperature of the liquid on the assumed level for a longer period by changing the intensity of cooling. The increase of coolant temperature to 120 °C had an effect an increase of economy of operation and an increase in the maximum engine torque and reduced the share of carbon monoxide and hydrocarbons at low load and low engine speed of its, and therefore outside the scope of the catalytic converter. Increased share of nitrogen oxides, which requires the use of additional and effectively reducing the nitrogen oxides.

Keywords: combustion engines, cooling system, energy balance, engine efficiency

Zastosowanie układu chłodzenia o podwyższonej temperaturze płynu chłodzącego w tłokowym silniku spalinowym

W referacie przedstawiono analizę bilansu cieplnego tłokowego silnika spalinowego, w której wykazano, że istnieje możliwość zwiększenia jego sprawności poprzez zmniejszenie strat chłodzenia, np. podwyższając temperaturę płynu chłodzącego. Przedstawiono wyniki badań, z których wynika, że możliwe było utrzymanie nadciśnienia w układzie, a tym samym temperatury cieczy o założonej wartości przez dłuższy okres zmieniając intensywność chłodzenia. Podwyższenie temperatury cieczy chłodzącej do 120 °C wpłynęło na zwiększenie sprawności silnika oraz wzrost maksymalnego momentu obrotowego silnika oraz spowodowało zmniejszenie udziałów tlenku węgla i węglowodorów w spalinach podczas pracy z małym obciążeniem i małą prędkością obrotową. Zwiększyły się udziały tlenków azotu, co wymaga zastosowania dodatkowego i efektywnego układu redukującego tlenki azotu.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, układ chłodzenia, bilans energii, sprawność ogólna

Zdzisław JUDA
Wojciech MAREK

PTNSS-2013-SC-120

METHOD OF THE FUEL DOSAGE MANAGEMENT, IN THE DIRECT-INJECTION SYSTEM OF THE INTERNAL-COMBUSTION ENGINE IN THE COGENERATION UNIT

In the article a description of the concept and results of the chosen research works concerning the application of the control system and dosages of fuel to the system of the pneumatic injection were presented, as electronically controlled electromagnetic dispenser. The described concept is directed at the extension of the possibility of applying a distributor less pneumatic injection system in internal-combustion engines. In the system which is an object of the interest of authors, the satisfying invariability (from a point of view of the criterion of the toxicity of the exhaust gasses) doses of fuel to the working cycle of the engine, is connected with the issue of the stabilization of the value pressure in a gas pipe of the system of pneumatic injection (where a fuel is being dosed to). Preliminary studies showing that this natural changeable value of pressure in combination with the proper selection of the moment and the time of fuel dosage, can be used as the regulating factor (in the real time) of fuel dose to the cycle.

Keywords: Pneumatic fuel injection management, internal combustion engine, micro-CHP

Metoda sterowania dawkowaniem paliwa, w systemie wtrysku bezpośredniego w silniku spalinowym układu kogeneracyjnego

W artykule przedstawiono opis koncepcji oraz wyniki wybranych prac badawczych dotyczących aplikacji układu sterowania i dawkowania paliwa do systemu wtrysku pneumatycznego jako sterowanego elektronicznie dozownika elektromagnetycznego. Opiswane rozwiązanie ukierunkowane jest na rozszerzenie możliwości stosowania bezrozdzielaczowych układów wtrysku pneumatycznego w tłokowych silnikach spalinowych.

W układzie, który jest przedmiotem zainteresowania autorów zadowalająca powtarzalność (z punktu widzenia kryterium toksyczności spalin) dawki paliwa na cykl roboczy silnika, związana jest z zagadnieniem stabilizacji wartości przeciwcisnienia w przewodzie gazowym systemu wtrysku pneumatycznego, (do którego dawkowane jest paliwo). Wstępne prace studialne wykazały, że ta naturalna zmienna wartość przeciwcisnienia w połączeniu z odpowiednim doбором chwili i czasu dawkowania paliwa mogą być wykorzystane jako czynnik regulujący (w czasie rzeczywistym) dawkę paliwa na cykl.

Słowa kluczowe: wtrysk pneumatyczny – sterowanie, kogeneracja, silnik spalinowy, micro-CHP

Piotr LJEWSKI

PTNSS-2013-SC-121

Jerzy MERKISZ

Andrzej ZIÓLKOWSKI

Łukasz RYMANIAK

ANALYSIS OF EXHAUST EMISSIONS IN THE NTE TEST OF HEAVY-DUTY VEHICLE UNDER REAL OPERATING CONDITIONS

The enforcement of NTE (Not-To-Exceed), dedicated to heavy-duty vehicles (HDV) to check their emission compliance, entailed exhaust emission control within a wider range of engine operation. The NTE procedure is applied only to HDV engines homologated in accordance with American EPA (Environmental Protection Agency) directives. By contrast, European regulations do not apply any such procedures currently. Therefore, the authors of this paper carried out exhaust emission tests on a heavy-duty vehicle in real conditions with the use of a PEMS portable analyzer. The HDV with 15.6 dm³ displacement applied in the tests weighed 40 000 kg and fulfilled Euro V emission standard. On the basis of the tests, the unit exhaust emission was estimated within the same range of engine operation as determined by the NTE procedure. Following, the unit exhaust emission was referred to the complete exhaust emission recorded during the whole test.

Keywords: heavy-duty vehicle, NTE test, exhaust emissions test

Analiza emisji gazów wylotowych wyznaczonej w teście NTE z ciężkiego pojazdu samochodowego na podstawie badań przeprowadzonych w rzeczywistych warunkach jego eksploatacji

Wprowadzenie w 2007 roku dodatkowego testu zgodności emisyjnej dla grupy ciężkich pojazdów samochodowych – NTE (*Not-To-Exceed*) – sprawiło, że emisja gazów wylotowych z tej grupy jest kontrolowana w szerszym zakresie pracy jednostki napędowej. Procedura NTE jest stosowana jedynie dla jednostek napędowych homologowanych według procedur określonych przez amerykańską agencję EPA (*Environmental Protection Agency*). W przepisach europejskich tego typu procedury nie obowiązują. Ten argument stanowił podstawę do wykonania przez autorów pomiarów emisji

gazów wylotowych z ciężkiego pojazdu samochodowego w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Badania wykonano przy użyciu mobilnych analizatorów z grupy PEMS. Obiektem badawczym był pojazd o dopuszczalnej masie całkowitej 40 000 kg wyposażony w jednostkę napędową o pojemności skokowej 15,6 dm³ i spełniającą normę emisji Euro V. Na podstawie powyższych badań wyznaczono wartości emisji jednostkowej gazów wylotowych w obszarze pracy silnika określonym w procedurze NTE. Następnie powyższe wartości odniesiono do emisji uzyskanej w całym teście badawczym.

Słowa kluczowe: pojazd ciężarowy, test NTE, badania emisji gazów wylotowych

Paweł FUĆ

PTNSS-2013-SC-123

Jerzy MERKISZ

Piotr LJJEWSKI

Maciej BAJERLEIN

Andrzej ZIÓŁKOWSKI

Łukasz RYMANIAK

Michał DOBRZYŃSKI

EXHAUST EMISSION IN NEDC TEST SIMULATED AT A DYNAMIC ENGINE TEST BED

The paper presents results of exhaust emission tests carried out in compliance with NEDC (New European Driving Cycle) and simulated at a test bed with AVL DynoRoad 120 dynamometer in the Institute of Combustion Engines and Transportation (Poznan University of Technology). The NEDC homologation test was simulated with the use of ISAC 400 (Inertia Simulation And Control) software. The simulation was based on the velocity in the function of time and on parameters of a car with 1.3 SDE (Small Diesel Engine) – the same engine as at the testbed. For the test a portable exhaust emission analyzers SEMTECH DS i AVL Micro Soot Sensor were used.

Keywords: dynamic engine test bed, NEDC test, exhaust emission

Badania emisji spalin w teście NEDC wykonane na dynamicznym silnikowym stanowisku hamulcowym

W artykule przedstawiono badania emisji gazów wylotowych w teście NEDC (*New European Driving Cycle*) odwzorowanym na silnikowym stanowisku hamulcowym wyposażonym w hamownię dynamiczną AVL DynoRoad 120 będącym w posiadaniu Instytutu Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej. Test homologacyjny NEDC odwzorowano na stanowisku przy pomocy oprogramowania symulacyjnego ISAC 400 (*Inertia Simulation And Control*). W tym programie wyznaczono przebieg testu jako funkcję prędkości od czasu oraz wprowadzono parametry pojazdu samochodowego, w którym stosowany jest silnik spalinowy 1,3 SDE (*Small Diesel Engine*) – taki, jaki zainstalowano na stanowisku badawczym. Do pomiarów emisji szkodliwych i toksycznych składników gazów wylotowych wykorzystano mobilne analizatory: SEMTECH DS i AVL Micro Soot Sensor.

Słowa kluczowe: hamownia dynamiczna, test NEDC, emisja spalin

Maciej BAJERLEIN

PTNSS-2013-SC-124

Paweł FUĆ

Piotr LJJEWSKI

Łukasz RYMANIAK

Andrzej ZIÓŁKOWSKI

Michał DOBRZYŃSKI

SIMULATION OF VEHICLE WORK IN REAL CONDITIONS AT ENGINE TEST BED

The article's main objective is to evaluate the reliability of a procedure for simulating vehicle work in real conditions at a dynamometer by comparing the results of emission tests carried out during vehicle work in real conditions with results of emission tests at a dynamometer. The dynamometer tests were conducted in compliance with a specially designed procedure which simulates a vehicle motion in real conditions. The paper describes the following steps of the procedure, the route simulation process as well as modeling of the vehicle's and driver's work. Two CI engines (1,3 dm³ displacement and 66 kW maximum power) were employed to carry out the tests. Emissions of particular compounds were measured with a portable analyzer SEMTECH DS produced by Sensors Inc. The contrastive analysis of emission test results includes the following toxic compounds: CO, HC, NO_x and CO₂. Moreover, the paper compares fuel consumption estimated with Carbon Balance as well as velocity rates occurring during the tests. Study was done to determine the effectiveness of simulation of vehicle work in real conditions at engine test bed.

Keywords: exhaust emission, dynamometer, road tests, simulation

Odwzorowanie rzeczywistych warunków eksploatacji pojazdu na silnikowym stanowisku hamulcowym

W artykule przedstawiono porównanie wyników badań emisji przeprowadzonych w rzeczywistych warunkach eksploatacji z pomiarami zrealizowanymi na hamowni silnikowej. Badania na dynamicznym stanowisku hamulcowym przeprowadzono zgodnie z wcześniej przygotowaną procedurą odzwierciedlającą warunki rzeczywistego ruchu pojazdu. W pracy zaprezentowano sposób tworzenia procedury przygotowania symulacji trasy, a także modelowanie właściwości pojazdu oraz pracy kierowcy. Badaniom poddane zostały dwa silniki ZS o pojemności 1,3 dm³ i mocy maksymalnej 66 kW. Pomiary emisji poszczególnych związków zrealizowano za pomocą mobilnego analizatora SEMTECH DS firmy Sensors Inc. Podczas porównywania wyników uwzględniono emisję następujących związków szkodliwych: CO, HC, NO_x i CO₂. Ponadto przedstawiono porównanie zużycia paliwa obliczonego metodą carbon balance, a także przebiegi prędkości zarejestrowane podczas testów. Wykonane badania miały na celu wyznaczenie skuteczności odzwierciedlenia warunków rzeczywistej eksploatacji na dynamicznym stanowisku hamulcowym.

Słowa kluczowe: emisja spalin, hamownia dynamiczna, badania drogowe, symulacja

Łukasz RYMANIAK

PTNSS-2013-SC-125

Maciej BAJERLEIN

Andrzej ZIÓŁKOWSKI

Michał DOBRZYŃSKI

ANALYSIS OF PM EMISSION AND FUEL CONSUMPTION IN TRANSIENT CONDITIONS IN A TWO-STROKE ENGINE WITH A MODIFIED PISTON

The paper presents the results of PM emission tests of two mopeds with two-stroke engines. One of the mopeds had a modified piston so as to the engine could run on petrol consisting less lubricant oil than the moped producer recommends. The aim of the tests presented in the paper was to assess the influence of lubricant oil on the PM contents in the exhaust as well as on their density distribution. The tests were carried out in transient conditions at the dynamometer. Furthermore, the paper presents fuel consumption during tests together with the characteristics of power performed by

the mopeds. All tests were conducted with the use of MSS analyzer by AVL and EEPS analyzer by TSI.

Keywords: particulate matter, piston, two-stroke engine

Analiza emisji cząstek stałych i zużycia paliwa silnika dwusuwowego wyposażonego w zmodyfikowany tłok w warunkach nieustalonych

W artykule przedstawiono wyniki badań emisji cząstek stałych PM dwóch skuterów miejskich napędzanych silnikami dwusuwowymi. Jeden z pojazdów wyposażony był w tłok specjalnej konstrukcji, pozwalający na stosowanie mieszanek o mniejszej zawartości oleju smarującego do benzyny niż zaleca producent. Przedstawione badania zrealizowano w celu oceny wpływu oleju smarującego na zawartość PM w gazach wylotowych oraz ich rozkładu wymiarowego. Pomiary wykonano podczas rozpędzania motorowerów na hamowni podwozowej, co umożliwiło symulację nieustalonych stanów pracy spalinowej jednostki napędowej. Dodatkowo przedstawiono zarejestrowane wartości zużycia paliwa oraz charakterystyki uzyskanych mocy przez pojazdy w czasie badań. W pracach wykorzystano mobilny analizator MSS firmy AVL oraz analizator EEPS firmy TSI.

Słowa kluczowe: cząstka stała, tłok, silnik dwusuwowy

Maciej BAJERLEIN
Lukasz RYMANIAK
Dariusz MICHALAK

PTNSS-2013-SC-126

ANALYSIS OF BUS SUSTAINABILITY WITH REGARD TO AIR-CONDITIONING SYSTEMS AND ENERGY CONSUMPTION

The paper presents a contrastive analysis of the co-relation between various air-conditioning systems and energy consumption in a bus with regard to its sustainability. Entire air-conditioning systems as well as their single parts were compared in the light of energy consumption expressed as the amount of fuel consumed by the bus. For example, the analysis included a comparison of mechanic and electric compressors. Fuel consumption was estimated with carbon balance method. Additionally, the paper presents the results of SORT 1 test conducted on a bus at stop while the combustion engine powered the air-conditioning system. Portable Emissions Measurement Systems (PEMS) were used in order to detect toxic compounds concentrations and the degree of exhaust flow. Moreover, during the tests the temperature values inside the bus were recorded in order to assess the efficacy of each air-conditioning system or its single part that were used for comparison. All results were referred to the degree of city bus sustainability.

Keywords: air-conditioning system, exhaust emission, sustainability

Wpływ zastosowania różnych rozwiązań układów klimatyzacji na energochłonność autobusu miejskiego

W artykule przedstawiono wpływ zastosowania układów klimatyzacji różnej konstrukcji na ekologiczność i energochłonność autobusu miejskiego. Porównane zostały nowoczesne systemy, które charakteryzują się zastosowaniem innowacyjnych rozwiązań. Między innymi zbadano wpływ wykorzystania sprężarki napędzanej mechanicznie oraz sprężarki napędzanej silnikiem elektrycznym. Energochłonność określono na podstawie zużycia paliwa obliczonego metodą carbon balance. W pracy zaprezentowano również wyniki badań ekologiczności autobusów przeprowa-

dzonych w teście jezdnym SORT 1 oraz podczas postoju pojazdu, gdzie jednostka spalinowa obciążana była przez włączenie układu klimatyzacji. W pomiarach wykorzystany został mobilny analizator spalin należący do grupy PEMS (*Portable Emissions Measurement Systems*). Urządzenie mierzyło stężenia związków szkodliwych oraz masowe natężenie przepływu gazów wylotowych. Ponadto podczas pomiarów rejestrowano temperatury wewnątrz pojazdu w celu określenia skuteczności działania danego rozwiązania.

Słowa kluczowe: układ klimatyzacji, emisja spalin, ekologiczność pojazdów

Ewa ŁAZOWSKA
Tomasz KAMIŃSKI
Michał NIEZGODA
Mikołaj KRUSZEWSKI
Rafał GRZESZCZYK

PTNSS-2013-SC-128

THE CONCEPT OF AUTOMATIC ROAD SAFETY EVALUATION

Supervisors of all existing and planned roads of trans-european transport network TEN-T, in accordance with Directive 2008/96/WE, are obliged to perform regular road safety audits (RSA). In Poland alone, this duty belongs to GDDKiA and 27 mayors of cities with county rights, and includes 4800 km of road network. EYEVID project is meeting this need – applying tools and methodology to perform RSA over the most important aspect of road safety – visibility. Use of eye-tracking devices and high class driving simulators in RSA introduce to EU new quality of audit services. Proposed solution would be first of the kind and one of the first in EU, with scientifically based methodology, which will support so far used expert assessment. Description of the content of the paper, obtained results and conclusions;

Keywords: road traffic safety, driving simulators, eye-tracking

Koncepcja systemu do zautomatyzowanej oceny infrastruktury drogowej

Unia Europejska podejmuje działania zmierzające do zmniejszenia ryzyka związanego z użytkowaniem infrastruktury drogowej. Jednym z istotnych elementów wpływających na poziom zagrożenia uczestników ruchu drogowego jest architektura i stan techniczny infrastruktury. W celu ujednoczenia procedur ocen nowo-budowanych dróg i ich otoczenia, w obszarze Unii Europejskiej wprowadzono Dyrektywę 2008/96/WE, która nakłada obowiązek stosowania audytów na wszystkich eksploatowanych i projektowanych drogach transeuropejskiej sieci transportowej TEN-T. Tego obowiązku musi w Polsce dopełnić Generalna Dyrekcja Dróg Krajowych i Autostrad oraz 27 prezydentów miast na prawach powiatów, którzy nadzorują łącznie około 4800 km dróg tzw. sieci TEN-T w Polsce. Naprzeciw nowej potrzebie rynkowej wychodzi projekt EYEVID, którego celem jest wytworzenie zaawansowanych narzędzi i metodologii oceny najważniejszego aspektu bezpieczeństwa na drodze – widoczności. W tym celu przewiduje się wykorzystanie urządzeń okuograficznych i wysokiej klasy symulatorów jazdy. W efekcie, zostanie opracowane interaktywne narzędzie wspomagające ocenę infrastruktury drogowej w aspekcie widoczności. Badania będą zatem prowadzone w warunkach zbliżonych do rzeczywistych. W artykule opisano założenia przyjęte w projekcie, planowane efekty i sposób ich realizacji.

Słowa kluczowe: bezpieczeństwo ruchu drogowego, symulatory jazdy, urządzenia okuograficzne

Tomasz KAMIŃSKI
 Arkadiusz MATYSIAK
 Michał NIEZGODA
 Mikołaj KRUSZEWSKI
 Rafał GRZESZCZYK

PTNSS-2013-SC-129

THE CONCEPT OF ELECTRIC CROSS-COUNTRY VEHICLE

The article describes a conception of a off-road car, in which the self-ignition motor is planned to be replaced with a single or a group of electric motors. To implement the idea, it is planned to use a off-road Honker vehicle, produced in Poland. The choice has been made according to satisfactory cross-country properties of the vehicle, its reliability achieved by a simple design as well as positively user-rated performance in passing through the obstacles. The main aspect, still to be resolved, is the implementation of one electric motor to propel all wheels or four separate motors (each one for a single wheel). An important issue is the choice of a power supply, which can be a battery unit, recharged with a low power motor-generator.

The vehicle will be additionally equipped with an innovational telematics system with its main element – the set of sensors for toxic gases detection and a communication system. Measured data will be transmitted to the headquarters. After aggregating and processing the data, the current information will be sent to each of the vehicles. The article characterises main assumptions of this system.

Keywords: full electric vehicle, power generator, telematics system

Koncepcja samochodu terenowego z napędem elektrycznym

W artykule opisano koncepcję samochodu terenowego, w którym planowane jest zastąpienie silnika o zapłonie samoczynnym, silnikiem lub zespołem silników elektrycznych. W tym celu planowane jest wykorzystanie, produkowanego w Polsce, samochodu terenowego Honker. O wyborze platformy zdecydowały dobre właściwości terenowe samochodu, niezawodność spowodowana prostotą konstrukcji i pozytywnie oceniana przez użytkowników tzw. „dzielność w terenie”, oznaczająca wysoką zdolność do pokonywania przeszkód terenowych. Podstawowymi kwestiami, które pozostają do rozstrzygnięcia jest zastosowanie jednego silnika elektrycznego do napędu wszystkich kół – podczas jazdy terenowej, lub zastosowanie czterech silników (po jednym na każde koło). Ważnym aspektem jest wybór źródła zasilania, którym może być zespół akumulatorów, doładowywanych przy użyciu agregatu prądotwórczego małej mocy.

Pojazd będzie dodatkowo wyposażony w innowacyjny system telematyczny. Jego głównym elementem będzie zestaw czujników do wykrywania niebezpiecznych gazów i system łączności. Dane pomiarowe będą transmitowane do centrali. Po zagregowaniu i przetworzeniu danych, aktualna zagregowana informacja będzie przesyłana do poszczególnych pojazdów. W artykule scharakteryzowano główne założenia tego systemu.

Słowa kluczowe: pojazd elektryczny, agregat prądotwórczy, system telematyczny

Jerzy MERKISZ
 Piotr LJJEWSKI
 Michał DOBRZYŃSKI
 Lukasz RYMANIAK
 Andrzej ZIÓŁKOWSKI

PTNSS-2013-SC-130

PERIODIC TESTS OF EXHAUST EMISSIONS FROM PASSENGER CARS WITH SPARK IGNITION ENGINE

The paper present the results of emission tests from cars with a maximum weight of up to 3.5 ton. of gasoline engines made during periodic inspection allowing vehicles to move. The presented data on the concentrations of harmful gases were collected during the inspection of a select group of vehicles in the Vehicle Inspection Station. The measurements were performed using a multi-gas analyzer for SI engines ATAL company. The values obtained allowed to develop according to internal combustion engines during regular working conditions resulting from the need to preserve the measurement procedure during the periodic technical inspection.

Keywords: study, predotic, testing, combustion engine.

Okresowe badania emisji spalin samochodów osobowych z silnikami ZI

W artykule przedstawiono wyniki badań emisji samochodów o dopuszczalnej masie całkowitej do 3,5 tony z silnikami ZI przeprowadzonych podczas badań okresowych dopuszczających pojazdy do ruchu. Zaprezentowane dane dotyczące stężeń związków szkodliwych spalin pozyskane zostały w czasie kontroli wybranej grupy pojazdów na Stacji Kontroli Pojazdów. Pomiary wykonywane były przy pomocy wieloskładnikowego analizatora spalin dla silników ZI firmy ATAL. Uzyskane wartości pozwoliły na opracowanie zależności dla silników spalinowych w trakcie stałych warunków pracy wynikających z konieczności zachowania procedury pomiarowej w czasie trwania okresowego badania technicznego.

Słowa kluczowe: emisja, badania okresowe, silnik spalinowy

Jacek ŁĄCZYŃSKI

PTNSS-2013-SC-131

DIAGNOSING CATALYTIC CONVERTERS BASED ON GAS TEMPERATURE MEASUREMENT

The article presents methodology of experimental, simulated catalytic converter deactivation tests and measurements of the temperature changes of the exhaust gases flowing through a tested catalytic converter mounted in the exhaust system of the Rover 1.4 engine and operating in steady conditions. The energy balance of the catalytic converter has been presented, based on the equation which allows to calculate the exhaust gas temperature change in this converter, depending on the intensity of the chemical reactions occurring in it, and its technical condition. This in turn allowed to assess the effectiveness of the catalytic converter and to formulate diagnostic evaluation criteria for the trifunctional catalytic converter.

Keywords: catalytic converter, monitoring, diagnostic

Diagnostowanie reaktorów katalitycznych spalin w oparciu o pomiary temperatury spalin

W artykule przedstawiono metodykę eksperymentalnych, symulacyjnych badań dezaktywacji reaktora katalitycznego oraz pomiary zmiany temperatury spalin przepływających przez badany reaktor katalityczny zamontowany w układzie wylotowym silnika Rover 1,4 pracującego w warunkach ustalonych. Przedstawiono energetyczny bilans reaktora katalitycznego, w oparciu o równanie którego wyznaczono zależność pozwalającą na obliczenie zmiany temperatury spalin w tym reaktorze w zależności od intensywności reakcji chemicznych w nim zachodzących i jego stanu technicznego, co pozwoliło dokonać oceny skuteczności działania reaktora katalitycznego i sformułować kryteria oceny diagnostycznej trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin.

Słowa kluczowe: reaktor katalityczny, monitoring, diagnostyka

Marek IDZIOR
Maciej BAJERLEIN
Maciej BIELIŃSKI
Paweł DASZKIEWICZ
Paweł STOBNIKI

PTNSS-2013-SC-133

STUDY OF THE EMISSIONS EFFECTS OF HYDROGEN TO THE INTAKE MANIFOLD ON THE STATIONARY COMBUSTION ENGINE WITH DIRECT INJECTION

The article discusses the results of the studies conducted at the Institute for Internal Combustion Engines and Transport, Poznan University of Technology on the effect of the addition of hydrogen to diesel fuel in terms of emissions of CO, HC and particulate stationary test engine ignition equipped with solenoid injectors from Bosch. Characterized hydrogen as a motor fuel, and shows the parameters for co-firing with conventional fuels. Discussed was the use of hydrogen in piston engines, the stoichiometric combustion of hydrogen and the possibility of using hydrogen in Poland. In some research studies have been done measuring the concentration of toxic compounds in the exhaust gas, the combustion of conventional fuel (diesel fuel) and through the combustion of hydrogen with diesel used in stationary combustion engine.

Keywords: hydrogen, co-combustion, emissions, CI engine

Badanie wpływu dodatku wodoru do kolektora dolotowego na emisję zanieczyszczeń stacjonarnego silnika spalinowego z bezpośrednim wtryskiem

W artykule omówiono wyniki z przeprowadzonych badań, w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej dotyczące wpływu dodatku wodoru do oleju napędowego w aspekcie emisji CO, HC i cząstek stałych stacjonarnego silnika badawczego o zapłonie samoczynnym wyposażonego w elektromagnetyczny wtryskiwacz firmy Bosch. Scharakteryzowano wodór, jako paliwo silnikowe, oraz przedstawiono parametry pozwalające na współspalanie z paliwami konwencjonalnymi. Omówiono zastosowanie wodoru w silnikach tłokowych, stechiometryczny proces spalania wodoru oraz możliwości wykorzystania wodoru w Polsce. W części badawczej wykonane zostały badania dotyczące pomiaru stężenia związków toksycznych w spalinach, przy spalaniu paliwa konwencjonalnego (olej napędowy) oraz przy współspalaniu wodoru z olejem napędowym stosowanym w stacjonarnym silniku spalinowym.

Słowa kluczowe: wodór, współspalanie, emisja, silnik ZS

Jerzy MERKISZ
Miłosław KOZAK
Maciej ANDRZEJEWSKI
Andrzej ZIÓŁKOWSKI

PTNSS-2013-SC-134

DIMENSIONAL DISTRIBUTION OF PARTICULATE MATTER EMITTED FROM CI ENGINE FUELED BY DIESEL FUEL/RME BLENDS

The article presents some results of the dimensional distribution of particulate matter emitted from a compression ignition engine fueled by different types of fuel over the ESC cycle. Four different diesel fuel/RME blends were tested. These blends contained respectively: 5 (conventional diesel fuel), 20, 50 and 100 % RME. The aim of this study was to determine the potential of RME in reducing particulate emissions from vehicles engines. The Engine

Exhaust Particle Sizer 3090 by TSI Inc. (measurement of the dimensional distribution) was used to measure PM emissions. The results showed that the smallest number of PM was emitted when the engine was fuelled with the blend containing an intermediate volume of RME, namely 20 %.

Keywords: CI engine, biofuel, RME, particulate matter emissions

Rozkład wymiarowy cząstek stałych emitowanych przez silnik ZS zasilany mieszaninami oleju napędowego i RME

W artykule zaprezentowano wyniki badań rozkładów wymiarowych cząstek stałych silnika o zapłonie samoczynnym w teście ESC zasilanego różnym rodzajem paliwa. W badaniach stosowano cztery paliwa: konwencjonalny olej napędowy, RME w czystej postaci oraz dwie mieszaniny wymienionych paliw, zawierające odpowiednio 20 i 50 % RME. Celem badań było określenie potencjału RME w zmniejszaniu emisji cząstek stałych z jednostek napędowych pojazdów. Pomiarów rozkładów wymiarowych cząstek stałych dokonano z wykorzystaniem spektrometru masowego Engine Exhaust Particle Sizer 3090 firmy TSI Inc. Na podstawie wyników badań stwierdzono, że najmniejsze stężenie liczbowe cząstek stałych w cyklu ESC występuje przy zasilaniu silnika paliwem o średniej zawartości RME (20 %).

Słowa kluczowe: silnik ZS, biopaliwo, RME, emisja cząstek stałych

Jakub PIASZYK
Mirosław Lech WYSZYŃSKI

PTNSS-2013-SC-136

LUBRICATING OIL PROPERTIES – EFFECT OF USING HIGH ACIDITY FUEL

This paper presents results of an investigation focusing on the effect of high acidity fuel (high TAN) on the properties of lubricating oil. The capability of the upgraded lubricating oil (increased TBN) to withstand an operation of the engine when fuelled with animal fat was checked. Two lubricating oils were compared. A Thermo gravimetric method is proposed for characterisation of deposits formed in the lubricating oil centrifuge.

Keywords: animal fat, tallow, lubricating oil, total acid number TAN, total base number TBN, thermo-gravimetric analysis TGA, engine deposits

Jerzy MERKISZ
Jarosław MARKOWSKI
Marta GALANT
Dominik KARPIŃSKI
Kamil KUBIAK

PTNSS-2013-SC-137

THE INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF THE OXYGEN ADDITIVE (CH₃(OCH₂CH₂)₃OCH₃) TO THE JET A-1 FUEL ON THE EXHAUST EMISSIONS FROM A GTM-120 TURBINE ENGINE

One of the main trends in the research related to the influence of transport on the natural environment is the reduction of the exhaust emissions. The paper presents the results of investigations and analyses related to the potential for use of the JET A-1 with an oxygen additive (CH₃(OCH₂CH₂)₃OCH₃) in a GTM-120 turbine engine without a modification of the engine and the engine control unit. An evaluation has been performed of the influence of different contents of the additive on the exhaust emission of such

components as: carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitric oxides (NO_x), carbon dioxide (CO₂) and PM.

Keywords: jet engine, oxygen additive, exhaust emissions

Badania wpływu dodatku tlenowego (CH₃(OCH₂CH₂)₃OCH₃) do paliwa JET A-1 na emisję związków szkodliwych spalin silnika turbinowego GTM-120

Jednym z kierunków badań związanych z wpływem transportu na środowisko jest ograniczenie emisji szkodliwych składników spalin. W artykule przedstawiono wyniki przeprowadzonych badań i dokonano analizy możliwości wykorzystania paliwa JET A-1 z dodatkiem tlenowym (CH₃(OCH₂CH₂)₃OCH₃) w silniku turbinowym GTM-120, bez modyfikacji silnika oraz zestawu elektroniki sterującej pracą silnika. Przeprowadzono ocenę wpływu różnych zawartości dodatku na emisję związków szkodliwych spalin, takich jak: tlenek węgla (CO), węglowodory (HC), tlenki azotu (NO_x), dwutlenek węgla (CO₂) oraz cząstki stałe (PM).

Słowa kluczowe: silnik odrzutowy, dodatek do paliw, emisja spalin

Jerzy MERKISZ

PTNSS-2013-SC-138

Jarosław MARKOWSKI

Marta GALANT

Dominik KARPIŃSKI

Kamil KUBIAK

THE INVESTIGATIONS INTO THE INFLUENCE OF ETHANOL ADDITIVE TO JET A-1 FUEL ON THE EXHAUST EMISSIONS FROM A GTM-120 TURBINE ENGINE

The paper presents the research on the GTM-120 engine fueled with Jet A-1 fuel and Jet A-1 fuel with the addition of ethanol (C₂H₅OH). During the tests the content of the main exhaust components in the exhaust gas was measured – CO, HC, NO_x, CO₂ and PM. In the tests the authors used a SEMTECH DS analyzer and an EEPS spectrometer. The results were subject to an analysis based on which the influence of ethanol as a fuel additive on the exhaust emissions was determined.

Keywords: jet engine, exhaust emissions, alternative fuels, ethanol

Badania wpływu dodatku etanolu do paliwa Jet A-1 na emisję związków szkodliwych spalin silnika turbinowego GTM-120

W artykule przedstawiono badania silnika GTM-120 zasilanego Jet A-1 oraz paliwem Jet A-1 z dodatkiem etanolu (C₂H₅OH). Podczas badań mierzono zawartość głównych gazowych składników spalin CO, HC, NO_x, CO₂ oraz cząstek stałych. W badaniach wykorzystano analizator SEMTECH DS oraz spektrometr EEPS. Wyniki badań poddano analizie na podstawie której określono wpływ etanolu jako dodatku do paliwa Jet A-1 na emisję związków szkodliwych spalin.

Słowa kluczowe: silnik odrzutowy, emisja spalin, paliwa alternatywne, etanol

Marcin NOGA

PTNSS-2013-SC-141

APPLICATION OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE AS A RANGE-EXTENDER FOR ELECTRIC VEHICLES

The article reviews the available solutions of range-extendors with internal combustion engines designed for use in electric vehicles. The using of the on-board range-extender aims to increase the range of an electric vehicle, which is still significantly limited. This fact is connected with relatively small capacity of currently used electric energy storage systems. The development of secondary cells with performances allowing the driving range of electric car to be comparable to average car with combustion engine still faces considerable difficulties. For this reason, the use of the internal combustion engine for propulsion of range-extendors for electric vehicles becomes nowadays more and more popular. In this paper range-extendors from the following companies are described: FEV Aachen, Kolbenschmidt Pierburg together with FEV, AVL list GmbH, Lotus Engineering with Fagor Ederlan, Mahle Powertrain Ltd. and General Motors for Chevrolet Volt / Opel Ampera. High efficiency, low exhaust emission and low noise & vibration obtained with a compact dimensions are priority in the development of these devices.

Keywords: internal combustion engine, electric vehicle, range extender, exhaust emission, noise, vibration

Zastosowanie silnika spalinowego w celu zwiększenia zasięgu pojazdów z napędem elektrycznym

W artykule dokonano przeglądu dostępnych rozwiązań pomocniczych generatorów prądu o napędzie spalinowym z zastosowaniem dla pojazdów elektrycznych. Użycie dodatkowego pokładowego generatora spalinowego ma na celu zwiększenie zasięgu pojazdu elektrycznego, który w dalszym ciągu jest w istotny sposób ograniczony. Fakt ten jest związany z ograniczoną pojemnością dostępnych akumulatorów energii elektrycznej. Opracowanie ogniw o parametrach pozwalających samochodom elektrycznym uzyskać zasięg jazdy porównywalny z przeciętnym samochodem z napędem spalinowym napotyka spore trudności. Z tego względu wykorzystanie silnika spalinowego do napędu generatora energii elektrycznej w samochodach konstruowanych pierwotnie jako czysto elektryczne staje się obecnie coraz powszechniejsze. W materiale opisano m.in. konstrukcje generatorów energii elektrycznej opracowane przez FEV Aachen, Kolbenschmidt Pierburg wspólnie z FEV, AVL list GmbH, Lotus Engineering razem z Fagor Ederlan, Mahle Powertrain Ltd. oraz General Motors dla pojazdu Chevrolet Volt / Opel Ampera. Priorytetem w konstrukcji tego typu urządzeń jest uzyskanie wysokiej sprawności, niskiej emisji spalin, hałasu i drgań przy zachowaniu kompaktowych wymiarów.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, pojazd elektryczny, zasięg, emisja spalin, hałas, drgania

Jerzy MERKISZ

PTNSS-2013-SC-142

Jacek PIELECHA

Paweł FUĆ

Mateusz NOWAK

ASSESSMENT OF VEHICLE EMISSION INDICATORS FOR DIVERSE URBAN MICROINFRASTRUCTURE

Estimation of vehicles emission parameters is closely related to the real operating conditions of their drive systems. Operating conditions of internal combustion engines are mostly the result of a will to move by passenger cars users (or they result from the transport tasks for LCV and HDV). This paper contains a discussion on the route selection at the micro level. There is an consideration example of choosing better way of leaving a car park with the use of two alternative routes: the shorter – containing road microinfra-

structure elements, resulting in a lower speed, and longer – without these elements what allows to make the traffic flow more fluently. There is assesment of a vehicle operation conditions, the exhaust emissions and fuel consumption.

Keywords: exhaust emission, fuel consumption, on-road test

Ocena parametrów emisyjnych pojazdu dla zróżnicowanej mikroinfrastruktury miejskiej

Szacowanie parametrów emisyjnych pojazdów jest ściśle związane z warunkami pracy ich układów napędowych. Warunki pracy silników spalinowych zależą od obciążenia układu napędowego, co zależy m.in. od trasy przejazdu uczestników ruchu samochodami osobowymi (lub wynika z zadań przewozowych w przypadku samochodów dostawczych i ciężarowych). W artykule podjęto dyskusję na temat wyboru trasy przejazdu w skali mikro. Rozpatrzono przykład wyjazdu z parkingu samochodowego z wykorzystaniem dwóch alternatywnych tras: krótszej – zawierającej elementy mikroinfrastruktury drogowej, powodującej zmniejszenie prędkości jazdy, oraz dłuższej – bez takich elementów, dzięki czemu można uzyskać większą płynność ruchu. Ocenie podlegały parametry ruchu pojazdu, emisja związków szkodliwych spalin oraz zużycie paliwa.

Słowa kluczowe: emisja związków szkodliwych spalin, zużycie paliwa, badania drogowe

Andrzej TEODORCZYK

PTNSS-2013-SC-145

Piotr JAWORSKI

Peter PRIESCHING

Reinhard TATSCHL

A LES NUMERICAL APPROACH FOR INVESTIGATING THE CYCLE-TO-CYCLE COMBUSTION PRESSURE VARIABILITY IN A DIRECT INJECTION GASOLINE ENGINE

The Large Eddy Simulation method (LES) has become a powerful computational tool for the application to turbulent flows. It links the classical Reynolds Averaged Navier–Stokes (RANS) approach and Direct Numerical Simulation (DNS). This means that the large eddies are computed explicitly in a time-dependent simulation using the filtered Navier-Stokes equations. The LES resolves the large flow scales that depend directly on the geometry where the small scales are modelled by the sub-grid-scale models. LES is expected to improve the description of the aerodynamic and combustion processes in Internal Combustion Engines.

This paper addresses the topic of developing the combustion model GCM (Gradient Combustion model) for the Large Eddy Simulation (LES) method. Another part of this paper presents numerical investigations of cycle-to-cycle combustion pressure variability with comparison to experimental data. The Gradient Combustion model (GCM) based on the Turbulent Flame Speed Closure Model (TFSCM) is validated against the experimental data for a multi-cycle gasoline direct injection research engine (SCRE). It is shown that the introduced combustion model is stable and capable of proper representation of the experimental results which is one of the assets of the LES method.

Keywords: gasoline engine, direct injection, cycle-to-cycle variability, LES, combustion, SCRE

Metoda LES jako narzędzie do analizy fluktuacji ciśnienia dla kolejnych cykli pracy w silnikach benzynowych o wtrysku bezpośrednim

Metoda LES jest obecnie zaawansowanym narzędziem numerycznym do analizy przepływów turbulentnych. Metoda LES opiera się na połączeniu klasycznej metody uśredniania równań Naviera-Stokes (RANS) z bezpośrednią analizą numeryczną (DNS). Oznacza to, że duże struktury wirowe są rozwiązywane niejawnie poprzez filtrowanie równań Naviera-Stokesa. W metodzie LES oznacza to obliczanie przepływu dużej skali, który zależy od geometrii, podczas gdy przepływ w małej skali jest modelowany modelem podsiatkowym (ang. *Sub-grid-scale models, SGS*). Uważa się, że metoda LES pozwoli na poprawienie numerycznego opisu aerodynamiki i procesów spalania w silnikach tłokowych.

Artykuł przedstawia wyniki prac rozwojowych nad modelem spalania w metodzie LES. Model GCM (model spalania oparty na metodzie gradientu) został zastosowany do obliczeń wielocyklicznych i ich weryfikacji z wynikami eksperymentalnymi. Wyniki eksperymentalne pozyskano z badań na jednocylindrowym silniku badawczym (SCRE) o wtrysku bezpośrednim. W pracy pokazano, że model spalania jest stabilny numerycznie oraz otrzymane wyniki są zgodne z wynikami eksperymentalnymi, co jest jedną z ważniejszych zalet metody LES.

Słowa kluczowe: wtrysk bezpośredni, fluktuacje cykliczne, LES, spalanie, silnik benzynowy, SCRE

Dariusz PIASECKI

PTNSS-2013-SC-147

Zbigniew J. SROKA

EVALUATION OF THE THERMODYNAMIC COMBUSTION PROCESS IN THE ENGINE SUPPLIED WITH GAS HAVING A LOW METHANE CONTENT

Exploitation of coal deposits is accompanied by extraction of methane, which can be a fuel for internal combustion engines. Methane with other gases states mixture with different chemical composition. It is called mine gas. Differences in the composition and the ability to lean combustion is explored in this study, where the authors have focused their attention on the selected thermodynamic parameters and operating indicators of internal combustion engine. The assessment was made on the virtual engine, which is a compilation of the actual engine, demonstrating the need for assistive technology such as charging, variable valve timing and variable compression ratio. They provide energy, despite the restrictions of the poor in the methane deposits to maintain the desired output power and reduced fuel consumption by ensuring environment-friendly operation.

Keywords: combustion engine, thermodynamics, methane

Ocena parametrów termodynamicznych procesu spalania w silniku zasilanym paliwem o małej zawartości metanu

Eksplatacji złóż węgla kamiennego towarzyszy wydobywanie się metanu, który może stanowić paliwo do tłokowych silników spalinowych. Metan występuje w mieszaninie z innymi gazami i stanowi tzw. gaz kopalniany o zróżnicowanym składzie chemicznym. Różnice w składzie oraz możliwość spalania mieszanek ubogich jest przedmiotem rozważań w niniejszej pracy, gdzie autorzy skupili swoją uwagę na wybranych parametrach termodynamicznych i wskaźnikach pracy silnika spalinowego. Ocenę dokonano na wirtualnym silniku, będącym kompilacją silników rzeczywistych, wykazując konieczność stosowania technik wspomagających jak: doładowanie, zmienne fazy rozrządu czy zmienny stopień sprężania. Zapewniają one mimo ograniczeń

energetycznych związanych z ubogimi w metan złożami gazu kopalnianego utrzymanie na pożądanym poziomie mocy paliwowej, a przez zmniejszone zużycie paliwa zagwarantowanie proekologicznej eksploatacji.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, termodynamika, metan

Marek REKSA
Zbigniew J. SROKA

PTNSS-2013-SC-148

THE IMPACT OF FUEL PROPERTIES ON SHAPE OF INJECTED FUEL SPRAY

The debate on alternative fuels includes quality of combustion process depends on the properties of these fuels. The physicochemical parameters of fuel determine besides other the shape of the fuel jet, which effects on creation of mixture with air. The paper proposes a simplified method for assessing the shape of injected fuel spray based on the analysis of digital photos taken with the ordinary camera. Differences in the core of spray, jet angle and the presence of fuel droplets were presented for three different fuels. The results, described only briefly in this paper, can be helpful during the fuel injector designing or to test the engines.

Keywords: internal combustion engine, fuels, research

Wpływ właściwości paliw na kształt wtryskiwanej strugi

W dyskusji nad paliwami alternatywnymi przewija się zagadnienie jakości procesu spalania uzależnione od właściwości tych paliw. Parametry fizykochemiczne paliw decydują między innymi o kształcie strugi wtryskiwanego paliwa, co przenosi się na sposób tworzenia mieszaniny z powietrzem. W pracy zaproponowano uproszczoną metodę oceny kształtu strugi wtryskiwanego paliwa na podstawie analizy zdjęć wykonanych kamerą cyfrowego. Wykazano zróżnicowanie w rdzeniu strugi, kącie rozpylenia oraz obecności kropeł paliwa dla trzech różnych paliw. Uzyskane wyniki, opisane tylko skrótowo w niniejszej pracy, mogą być pomocne na etapie konstruowania wtryskiwaczy lub podczas badań silnikowych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, paliwa, badania.

Marek IDZIOR
Paweł STOBNIKI
Ireneusz PIELECHA
Jakub CZAJKA

PTNSS-2013-SC-149

RESEARCH AND ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE INJECTION PRESSURE ON SPRAYING FUEL IN THE CHAMBER ABOUT THE FIXED VOLUME

In the article findings of the influence of the injection pressure on spraying fuel were presented on pose engine research position in the chamber about the fixed volume. In first his part they entered into information concerning the object of examinations, as well as a description of the position used for examinations was introduced to interaction of the stream of fuel and the wall of the piston. In second the part of the article was described methodology of performed examinations and a preparatory analysis of quality changes of spraying fuel with using the method of fast filming, for the isolated fuel injection was described.

Keywords: injection pressure, optical methods, injector, CI engines

Badania i analiza wpływu ciśnienia wtrysku na rozpylenie paliwa w komorze o stałej objętości

W artykule przedstawiono wyniki badań wpływu ciśnienia wtrysku na rozpylenie paliwa na pozasilnikowym stanowisku badawczym w komorze o stałej objętości. W pierwszej jego części zawarto informacje dotyczące obiektu badań oraz zaprezentowano opis stanowiska wykorzystanego do badań interakcji strugi paliwa i ścianki tłoka. W drugiej część artykułu opisano metodologię wykonanych badań oraz przedstawiono wstępną analizę zmian jakości rozpylenia paliwa z wykorzystaniem metody szybkiego filmowania dla pojedynczego wtrysku paliwa.

Słowa kluczowe: ciśnienie wtrysku, metody optyczne, wtryskiwacz, silniki o ZS

Jacek PIELECHA
Jerzy MERKISZ
Krystian LABĘDŹ
Arkadiusz STOJECKI

PTNSS-2013-SC-150

THE EFFECT OF MILEAGE OF THE VEHICLE FUELED WITH NATURAL GAS ON THE VEHICLE'S ECOLOGICAL INDICES

Since the end of the last century, might be observed an increase in interest of the leading automotive companies in factory-fitted CNG vehicles. It is caused by economic reasons, associated with lower prices of alternative fuels and the tax allowance schemes applied in some countries of Western Europe, as well as by the wish to include in the company's range of products vehicles fitted for this type of fuel. The paper presents results of exhaust emission tests for vehicles (VW Caddy EcoFuel) with mileage of 75,000 and 500,000 km, respectively, belonging to different emission classes (Euro 4 and Euro 5). The obtained results allowed for defining the effect of the vehicle's mileage on ecological indices of the vehicle fueled with natural gas.

Keywords: compressed natural gas, exhaust emission, real traffic conditions

Wpływ przebiegu pojazdu zasilanego gazem ziemnym na jego wskaźniki ekologiczne

Od końca ubiegłego wieku obserwowany jest wzrost zainteresowania wiodących koncernów motoryzacyjnych pojazdami przystosowanymi fabrycznie do zasilania gazem ziemnym. Spowodowane jest to zarówno względami ekonomicznymi wynikającymi z korzystniejszej ceny paliw alternatywnych, polityką ulg podatkowych stosowaną w niektórych krajach Europy Zachodniej jak i samym faktem chęci posiadania w swojej ofercie pojazdów przystosowanych do zasilania tym rodzajem paliwa. W artykule przedstawiono wyników badań emisji spalin pojazdów (VW Caddy EcoFuel) odpowiednio po przebiegach 75 000 km i 500 000 km, różniące się jednocześnie klasą emisyjną (Euro 4 i Euro 5). Uzyskane wyniki pozwoliły na zdefiniowanie wpływu przebiegu pojazdu na wskaźniki ekologiczne pojazdu zasilanego gazem ziemnym.

Słowa kluczowe: gaz ziemny, emisja spalin, rzeczywiste warunki ruchu

Zbigniew ROBAK
Tomasz IŁUK
Aleksander SOBOLEWSKI
Marek RUDKOWSKI
Czesław SMOLKA

PTNSS-2013-SC-151

RESULTS OF STUDIES ON JOHN DEERE 4045 ENGINE FUELED WITH COKE OVEN GAS

The subject of research was an engine John Deere 4045 with mechanical power of 50 kW customized for dual fuel operation on ON/coke oven gas, driving an electricity generator. Very promising effects as well as low emission of pollutants were obtained with 8–9 % of nominal ON dosage. Series of test has been conducted to select proper amount of ignition injection which were done together with use of flue gas emission measurements. Research was done using real gas in Coke plant "Jadwiga" in Zabrze. Gas was subjected to additional scrubbing of naphthalene with use of original technology of coke oven gas purification. Acquired results and experience gained, opened the path for the use of, cheaper in exploitation, co generators of high power.

Keywords: piston engine, compression ignition, coke gas

Wyniki badań silnika John Deere 4045 zasilanego gazem koksowniczym

Przedmiotem badań był silnik John Deere 4045 o mocy mechanicznej 50 kW przystosowany do zasilania dwupaliwowego ON/gaz koksowniczy, napędzający agregat prądowocowy. Uzyskano bardzo obiecujące efekty przy 8–9 % nominalnej dawki ON oraz niską emisję zanieczyszczeń. Przeprowadzono serie testów nad doborem optymalnej wielkości dawki zapłonowej połączone z pomiarami składu emitowanych spalin. Badania prowadzono z wykorzystaniem rzeczywistego gazu w Kombinacie Koksochemicznym S.A. w Koksowni „Jadwiga” w Zabrzu. Gaz poddano dodatkowej operacji usuwania naftalenu przy wykorzystaniu oryginalnej technologii oczyszczania gazu koksowniczego. Uzyskane wyniki i zebrane doświadczenia otwierają drogę do wykorzystania tańszych w eksploatacji agregatów kogeneracyjnych dużych mocy.

Słowa kluczowe: silnik tłokowy, zapłon samoczynny, gaz koksowniczy

Aleksander SOBOLEWSKI

Marek ŚCIAŻKO

Zbigniew ROBAK

Marek RUDKOWSKI

Zdzisław BOROWIEC

PTNSS-2013-SC-152

COKE OVEN GAS AS A FUEL FOR GAS ENGINE

Coke oven gas acquired during production of coke is composed of 50 % hydrogen, about 25 % methane, about 6 % carbon monoxide and around 2 % of higher hydrocarbons and has a lower heating value about of 18 MJ/m³. Depending upon the scale of production of coke plant it is available in quantities from 5–100 thousand m³/h. Application as a fuel for gas engine, due to contaminants in its composition, mainly naphthalene and tars is difficult. An original, waste free, method was developed for additional cleaning of coke gas from naphthalene and tars on the basis of scrubbing with diesel oil, which is utilized further as an ignition injection in dual fuel engine. This solution has been applied for a patent protection.

Keywords: coke oven gas, naphthalene, gas engine

Gaz koksowniczy paliwem do silnika gazowego

Gaz koksowniczy otrzymywany w koksowniach podczas produkcji koksu zawiera w swoim składzie ponad 50 % wodoru, ok. 25 % metanu, ok. 6 % tlenu węgla oraz ok. 2 % wyższych węglodorów i posiada wartość opałową na poziomie 18 MJ/m³. W zależności od wielkości produkcji zakładu koksowniczego dostępny jest w ilościach od 5–100 tys. m³/h. Wykorzystanie go jako paliwa

do silnika gazowego, z uwagi na zawarte w nim zanieczyszczenia, głównie naftalenu i smoły jest utrudnione. Opracowana została oryginalna, bezodpadowa metoda dodatkowego doczyszczania gazu koksowniczego z naftalenu i smół na drodze wymywania olejem napędowym, który utylizowany jest jako dawka zapłonowa w silniku dwupaliwowym. Rozwiązanie zostało zgłoszone do ochrony patentowej.

Słowa kluczowe: gaz koksowniczy, naftalen, silnik gazowy

Andrzej KAŻMIERCZAK

PTNSS-2013-SC-155

BENCH TESTS RESULTS ANALYSIS OF THE ENGINES MODELLED ELEMENTS

This paper presents an analysis of the bench tests results of an internal combustion engines modelled elements. The investigated samples was made through the technology used to manufacture the cylinder and piston rings. The original materials and coatings were retained. The aim of this research was to determine the influence of employed coatings on friction and friction pairs wear resistant in an internal combustion engines. The emphasis was given here on the variant investigation in which the counterface was made of nitrided cast iron or was not subjected to this process.

Keywords: combustion engine, wear, surface free energy (SFE), friction

Analiza wyników stanowiskowych badań modelowych elementów silników spalinowych

W artykule przedstawiono analizę wyników stanowiskowych badań modelowych elementów silników spalinowych. Badaniom poddano próbki wykonane z użyciem technologii stosowanych do wykonywania cylindrów oraz pierścieni tłokowych. Zachowano oryginalne materiały oraz powłoki. Celem badań było określenie wpływu powłok precyzyjnych na tarcie i zużycie par trących stosowanych w silnikach spalinowych. Badania przeprowadzono wariantowo z zastosowaniem przeciwpróbek żeliwnych azotowanych i nie poddanych procesowi azotowania.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, zużycie, swobodna energia powierzchniowa (SFE), tarcie

Krzysztof ŚLIWIŃSKI

PTNSS-2013-SC-156

ENERGY RECUPERATION WITH USE OF THE THERMODYNAMIC CYCLES

One of the most important priorities placed before the thermal machine builders is increase in their efficiency and limitation of their influence on the environment by reduction of harmful components and waste heat emission to the atmosphere. These restrictions are enforced by rising fuel prices and increasingly stringent environmental standards. One of the ways of achieving this goal is the use of energy recovery systems. These systems are used in both industrial applications as well as in motor vehicles and working machines. In industrial generator sets are commonly used cogeneration systems that utilize waste heat from the combustion engine for heating purposes or waste heat from the production process directly as the aid to electric current generation. They are currently being developed and partially implemented systems using theoretical Rankine cycles, Ericsson, and Stirling to ensure high efficiency conversion of heat.

Keywords: energy recovery, Rankine and Ericsson cycle, Stirling cycle

Rekuperacja energii z wykorzystaniem obiegów termodynamicznych

Jednym z najważniejszych priorytetów stawianych przed konstruktorami maszyn cieplnych jest zwiększenie ich sprawności oraz ograniczenie ich wpływu na środowisko przez zmniejszenie emisji szkodliwych związków do atmosfery i odpadowego ciepła. Ograniczenia te są wymuszone wzrostem cen paliw, jak i coraz bardziej rygorystycznym normom ekologicznym. Jednym ze sposobów realizacji tego celu jest stosowanie układów rekuperacji energii. Układy te stosowane są zarówno w instalacjach przemysłowych jak i w pojazdach samochodowych i maszynach roboczych. W przemysłowych agregatach prądotwórczych najczęściej stosuje się układy kogeneracyjne wykorzystujące ciepło odpadowe z silnika spalinowego w celach grzewczych lub ciepło odpadowe z procesów produkcyjnych bezpośrednio do wspomagania generowania prądu elektrycznego. Obecnie są opracowywane i częściowo wdrażane układy wykorzystujące obiegi teoretyczne Rankine'a, Ericssona i Stirlinga mające zapewnić dużą sprawność konwersji ciepła.

Słowa kluczowe: rekuperacja energii, obieg Rankine'a, obieg Ericssona, obieg Stirlinga

Jacek HUNICZ
Michał GĘCA

PTNSS-2013-SC-157

CYCLE-BY-CYCLE VARIABILITY IN CAI ENGINE WITH INTERNAL EGR AND DIRECT GASOLINE INJECTION

Cycle-by-cycle variability in CAI gasoline engine was studied in terms of indicated mean effective pressure and combustion timing variations. Cyclic variability was analyzed for two different engine loads and different injection timings, applied during negative valve overlap. It was found that fluctuations of combustion course and produced indicated work reveal deterministic oscillations, where engine was operated in close to misfire regime. Moreover, kind of correlation between consecutive cycles was found to be affected by fuel injection strategy.

Keywords: controlled auto-ignition, cycle-by-cycle variability, injection strategy

Zmienność cykliczna procesu roboczego silnika CAI z wewnętrzną recyrkulacją spalin i bezpośrednim wtryskiem benzyny

W pracy przedstawiono analizę zmienności cyklicznej procesu roboczego benzynowego silnika CAI (*controlled auto-ignition*) przeprowadzoną na podstawie średniego ciśnienia indykowanego oraz przebiegu spalania. badania przeprowadzono dla dwóch wartości obciążenia silnika oraz różnych kątów początku wtrysku paliwa w czasie ujemnego współotwarcia zaworów. Uzyskane wyniki wykazały występowanie zdeterminowanych oscylacji przebiegu kąтового spalania oraz ilości pacy generowanej w cyklu roboczym w warunkach pracy silnika w pobliżu granicy wypadania zapłonów. Ponadto zaobserwowano, że rodzaj korelacji pomiędzy kolejnymi cyklami zależy od strategii wtrysku.

Słowa kluczowe: kontrolowany samozapłon, zmienność cykliczna, strategia wtrysku

Aleksander MAZANEK
Janusz JAKÓBIEC
Zygmunt BURNUS

PTNSS-2013-SC-161

THE INFLUENCE OF FREE STEROL GLYCOSIDES ON LOW-TEMPERATURE PARAMETERS OF DIESEL FUEL

This paper presents the issues connected with the influence of trace structures – free sterol glycosides in diesel fuel with fatty acid methyl esters FAME on low-temperature parameters of the fuel. The paper contains a description of the chemical structure of these compounds and their possible sources. Some experience of researchers mainly from the U.S. and Europe dealing with problems of the greasy deposits on filters in diesel engine fuel systems and also in tank bottoms in vehicles fueled with bio diesel during the winter is described.

Keywords: fuel, diesel, low-temperature parameters

Znaczenie wolnych glukozydów steroli w kształtowaniu parametrów niskotemperaturowych olejów napędowych

Streszczenie: W pracy przedstawiono problematykę wpływu obecności struktur śladowych – wolnych glukozydów steroli w oleju napędowym z dodatkiem estrów metylowych kwasów tłuszczowych FAME na parametry niskotemperaturowe tego paliwa. Praca zawiera opis struktury chemicznej tych związków, oraz możliwych źródeł ich pochodzenia. Opisano dotychczasowe doświadczenia badaczy głównie z USA i z Europy zajmujących się problemem pojawiania się w okresach zimowych mazistych osadów na filtrach układu zasilania silników o ZS i w zbiornikach pojazdów samochodowych zasilanych olejem napędowym z dodatkiem biokomponentów.

Słowa kluczowe: paliwo, olej napędowy, parametry niskotemperaturowe

Stefan POSTRZEDNIK
Zbigniew ŻMUDKA
Grzegorz PRZYBYŁA

PTNSS-2013-SC-162

BASIC CONDITIONS AND EFFECTIVENESS OF REPLACEMENT OF CONVENTIONAL LIQUID FUEL WITH GASEOUS FUEL TO COMBUSTION ENGINE DRIVE

Internal combustion engines are fuelled mostly with liquid fuels. Nowadays more and more the gaseous fuels are applied as driving fuel of combustion engines. In case of spark ignition engines the liquid fuel (petrol) can be replaced totally without additional troubles by the gas fuels. This possibility in case of compression engines is essentially restricted. Self-ignition of the fuel gas appears at higher temperatures in comparison to self-ignition of classical diesel oil. Solution if this problem can be achieved by using of the dual fuel system. The diesel engine can be fulfilled with the fuel gas basically, but for ignition of the prepared fuel gas – air mixture a specified amount of the liquid fuel (diesel oil) should be additionally injected into the combustion chamber. Diesel engine working with the dual fuel system has to perform simultaneously the needed effective mechanical torque and power output. For assurance that the combustion process in the cylinder proceeds without mistakes and completely, some basic conditions should be satisfied. In the frame of this work, three main aspects of this problem are taken into account: a. filling of the engine, b. stoichiometry of the combustion, c. performance of mechanical parameters (torque, power). A complex analysis of these conditions connected with the dual fuel combustion process has been done and some results of the carried out investigations are presented in the paper.

Keywords: fuelling of internal combustion engines, substitution of fuels, gas fuels, dual fuel system, efficiency

Podstawowe uwarunkowania oraz efektywność wykorzystania paliwa gazowego do napędu silnika spalinowego z zapłonem samoczynnym

Tłokowe silniki spalinowe zasilane są zazwyczaj paliwami ciekłymi (benzyna, olej napędowy). Aktualnie do napędu silników spalinowych wykorzystywane są często także paliwa gazowe. W tym zakresie zwykle stosowane są systemy z zapłonem iskrowym, chociaż spotkać można inne rozwiązania. W przypadku silników z zapłonem samoczynnym wymagane jest zastosowanie podwójnego systemu paliwowego (tzw. systemu dualnego), w ramach którego łącznie z paliwem gazowym podawana jest nieduża dawka paliwa ciekłego, która inicjuje zapłon przygotowanej gazowo-powietrznej mieszanki palnej. Dla zapewnienia, że proces spalania przebiegać będzie prawidłowo, a pracujący silnik osiągnie wymagany moment obrotowy (moc efektywną), szereg uwarunkowań powinno być ściśle dotrzymane. W pracy dokonano teoretyczno-obliczeniowej analizy uwarunkowań związanych z prawidłowym funkcjonowaniem silnika spalinowego, wyposażonego w dwupaliwowy system zasilania; w aspekcie uwarunkowań stechiometrycznych oraz pozyskiwanego momentu obrotowego.

Słowa kluczowe: zasilanie silników, paliwa gazowe, dwupaliwowy system zasilania, efektywność układu

Piotr OLEKSYK

PTNSS-2013-SC-163

THE DEVELOPMENT OF INSTALLATION SUPPLIED BY LPG IN SI ENGINE WITH PETROL DIRECT INJECTION

The article compares two installation of Italian BRC manufacturer adopting engines with direct fuel injection to supply liquid LPG (Liquified Petroleum Gas). The first is an installation of indirect injection volatile gas phase to the intake manifold, which has been presented on the market since several years. The second one is modern, innovative system which uses original injectors and standard high – pressure fuel pump to supply liquid LPG directly into the combustion chamber. All the works related to the installation were completed in the third decade of 2012 and currently it is prepared to be implemented on the market. This article describes the design and operation of the system, advantages and disadvantages of presented solutions.

Keywords: SI engine with direct injection, LPG fuel, injection of liquid LPG

Rozwój instalacji zasilania paliwem LPG stosowanych w silnikach ZI z bezpośrednim wtryskiem benzyny

W artykule porównano dwie instalacje włoskiej firmy BRC przystosowujące silniki z bezpośrednim wtryskiem benzyny do zasilania gazem płynnym LPG (gaz skroplony). Pierwsza to instalacja wtrysku pośredniego lotnej fazy gazu do kolektora dolotowego, która obecna jest na rynku od kilku lat. Druga instalacja jest nowoczesnym, innowacyjnym systemem, w którym wykorzystuje się oryginalne wtryskiwacze oraz standardową, wysokociśnieniową pompę benzyny do wtryskiwania skroplonego gazu LPG bezpośrednio do komory spalania. Prace nad instalacją zostały zakończone w trzeciej dekadzie 2012 roku i obecnie jest ona przygotowywana do wdrożenia. W artykule omówiono budowę i zasadę działania systemu oraz wady i zalety przedstawionych rozwiązań.

Słowa kluczowe: silnik ZI z bezpośrednim wtryskiem, paliwo LPG, wtrysk skroplonego LPG

Tomasz GIŁOWSKI
Zdzisław STELMASIAK

PTNSS-2013-SC-164

IMPACT OF SYMMETRICAL DIVISION OF INITIAL DOSAGE DIESEL OIL ON THE SELECTED THERMODYNAMIC PARAMETERS OF THE WORKING MEDIUM AND OPERATION PARAMETERS DUAL FUEL ENGINE FUELLED CNG

The paper shows the impact of division and quantity pilot dose on selected operation parameters dual fuel engine fuelled CNG. The primary objective of this study was identify why the means of pilot dose division affect on the combustion process, economic and environmental performance of the engine and determine feasibility of optimal control of diesel injection dose. Studies have shown a beneficial effect dose distribution (for two and three single dose) on the engine parameters. Observed increase the overall efficiency of the engine, reducing NO_x concentration, maximum pressure, rate of pressure rise, the heat release rate and temperature of medium. Pointed to the possibility of a significant reduction of NO_x emissions by splitting the dose and longer delay the injection of additional doses.

Keywords: dual fuelling, natural gas, divided dose, heat release rate, combustion

Wpływ symetrycznego podziału dawki inicjującej ON na wybrane parametry termodynamiczne czynnika roboczego oraz wskaźniki pracy silnika dwupaliwowego zasilanego CNG

W pracy przedstawiono wpływ podziału i wielkości dawki inicjującej na wybrane parametry pracy silnika dwupaliwowego zasilanego CNG. Podstawowym celem pracy było wskazanie jak sposób podziału dawki inicjującej wpływa na przebieg procesu spalania, parametry ekonomiczne i ekologiczne silnika oraz określenie możliwości optymalnego doboru sterowania wtryskiem dawki oleju napędowego. Badania pokazały korzystny wpływ podziału dawki (na dwie i trzy pojedyncze dawki) na parametry silnika. Obserwowano wzrost sprawności ogólnej silnika, zmniejszenie stężenia NO_x , ciśnień maksymalnych, szybkości narastania ciśnienia, szybkości wydzielania ciepła i temperatur czynnika. Wskazano na możliwości istotnej redukcji emisji NO_x przez podział dawki i wydłużanie opóźnienia wtrysku dawek dodatkowych.

Słowa kluczowe: zasilanie dwupaliwowe, gaz ziemny, dawka dzielona, szybkość wydzielania ciepła, spalanie

Andrzej LECHOWICZ
Andrzej AUGUSTYNOWICZ

PTNSS-2013-SC-165

HYBRID POWERTRAIN WITH AN APPLICATION OF A PLANETARY GEAR

This paper presents mathematical modeling and simulation result of vehicle with a simple parallel hybrid powertrain with planetary gear for the buggy hybrid vehicle. This system consists of a planetary set and combines two power sources: combustion engine (ICE) and electric motor (EM). On the basis of kinematic analysis and simulations in Matlab/Simulink environment it was indicated that the proposed solution of the hybrid powertrain offers the possibility of continuous gear control within the entire range of the vehicle speeds and has a greater range of the possible

control field than the traditional powertrain with a classical CVT transmission.

Keywords: hybrid system, hybrid vehicle, energy management, powertrain

Hybrydowy układ napędowy wykorzystujący przekładnię planetarną

W artykule przedstawiono model matematyczny hybrydowego układu napędowego w pojeździe typu buggy. Badany układ składa się z silnika spalinowego, maszyny elektrycznej oraz przekładni planetarnej. Na podstawie analizy kinematycznej i badań symulacyjnych, wykonanych w środowisku Matlab/Simulink wykazano, że proponowane rozwiązanie hybrydowego układu napędowego umożliwia bezstopniową zmianę przełożenia w całym zakresie prędkości pojazdu oraz posiada znacznie większy zakres pola sterowań niż tradycyjny układ napędowy z klasyczną przekładnią CVT.

Słowa kluczowe: napęd hybrydowy, przekładnia planetarna, zintegrowane sterowanie

Krzysztof PARCZEWSKI
Henryk WNEK

PTNSS-2013-SC-166

STUDY OF THE VEHICLE DYNAMICS WITH THE APPLICATION OF SCALE MODELS

The paper presents an attempt to use physical models of vehicles on a scale to analyze the dynamics of the real motion of vehicles. Geometric parameters of the model and the kinematics and dynamics of motion defined using the theory of similarity and dimensional analysis. The problems associated with the construction and control models was presented. Considerations for stability of the vehicle motion connected with its characteristic parameters such as weight distribution on each axis, the height of the center of mass, moments of inertia of both the vehicle and the sprung mass and the stiffness and damping of the body as well as the position of the roll axis and the characteristic parameters of the tire. A separate problem is the control of model, time delay and repetition performed maneuvers. Despite the structural design results are very promising and allow for the transfer of the results of tests of the mobile model on a real vehicle. This means that in the case of vehicles manufactured individually, or vehicle, where tests can not be done, it may be replaced by tests and measurements made on the scale model.

Keywords: similarity, study of mobile vehicle models, stability testing of vehicles, model test

Badanie dynamiki ruchu pojazdu z wykorzystaniem modeli wykonanych w skali

W pracy przedstawiono próbę wykorzystania modeli fizycznych pojazdów w skali do analizy dynamiki ruchu rzeczywistych pojazdów. Parametry geometryczne modelu oraz kinematykę i dynamikę ruchu określono wykorzystując teorię podobieństwa i analizę wymiarową. Omówiono problemy związane z konstruowaniem i sterowaniem modeli. Zagadnienia dotyczące stateczności ruchu pojazdu wiążą się z jego parametrami charakterystycznymi takimi jak: rozkład masy na poszczególne osie, wysokość środka ciężkości, momenty bezwładności zarówno całego pojazdu jak i masy resorowanej oraz sztywność i tłumienie drgań nadwozia a także położenie

osi przechyłu i parametry charakterystyczne opon. Osobny problem stanowi sterowanie modelu, zwłoka czasowa i powtarzalność wykonywanych manewrów. Pomimo problemów konstrukcyjnych wyniki badań są bardzo obiecujące i pozwalają na przeniesienie wyników pomiarów z mobilnego modelu na pojazd rzeczywisty. Co oznacza, że w przypadku pojazdów, produkowanych jednostkowo, bądź pojazdów, których badań nie da się przeprowadzić, można je zastąpić badaniami i pomiarami wykonanymi na modelu w skali.

Słowa kluczowe: podobieństwo, badania mobilnych modeli pojazdów, badania stateczności pojazdów, badania modelowe

Ewa ROSTEK
Maciej BABIAK

PTNSS-2013-SC-168

THE PROSPECTS OF EVALUATION OF SELECTED ENGINE LUBRICATING OIL PARAMETERS WITH THE USE OF THERMOANALYSIS METHODS

One of the most important process in the internal combustion engine, which has the influence on durability and reliability, but also on fuel consumption and emission, is the lubrication of all engine kinematic pairs. For the sake of cylinder liner lubrication method and character, it is unavoidable to get the lubricating oil to the combustion chamber. As a consequence the lubricating oil takes part in the combustion process. In the paper the prospects of evaluation of selected engine lubricating oil parameters, such as crystallization temperature, self ignition temperature or thermal decomposition products, are presented.

Keywords: engine lubrication oil, thermal analysis

Możliwości oceny wybranych właściwości silnikowych olejów smarowych za pomocą metod termooanalitycznych

Jednym z ważniejszych procesów, mającym wpływ m.in. na trwałość i niezawodność silnika oraz na zużycie paliwa i emisję toksycznych składników spalin, jest proces smarowania wszystkich węzłów tarcia. Ze względu na sposób i charakter smarowania tulei cylindrowej nieuniknione jest przedostawanie się części oleju smarowego do komory spalania, przez co poza samym procesem smarowania, bierze on również częściowo udział w procesie spalania. W artykule przedstawiono możliwości wykorzystania metod termooanalitycznych do określenia wybranych właściwości oleju takich jak np. temperatura krystalizacji, temperatura samozapłonu, produkty rozkładu termicznego.

Słowa kluczowe: silnikowe oleje smarowe, analiza termiczna

Władysław KOZAK
Maciej BAJERLEIN
Tomasz BOROWCZYK
Łukasz RYMANIAK

PTNSS-2013-SC-169

CHARGE MOTION AND COMBUSTION PROCESSES IN THE COMBUSTION ENGINE CYLINDER

The paper analyzes the possibilities of improving the efficiency and sustainability of a combustion engine. It describes the main factors which determine combustion engines production as well as widespread means of decreasing their exhaust emission. In the analysis, the fundamental laws of chemical kinetics are referred to combustion processes in the engine cylinder in order to identify the main factors that determine these processes. The paper focuses mainly on charge motion inside the cylinder during fuel inlet and,

in conclusion, it shows that precise air control allows controlling exhaust emission to a certain extent, and consequently, allows controlling engine efficiency.

Keywords: charge motion, combustion, exhaust emission,

Wpływ ruchu ładunku na proces spalania w cylindrze silnika spalinowego

W artykule zaprezentowano rozważania dotyczące poprawy sprawności oraz własności ekologicznych silników spalinowych. Omówiono czynniki kształtujące rozwój obecnie produkowanych jednostek spalinowych, a także powszechnie stosowane rozwiązania obniżające ich emisję. Przedstawiono podstawowe prawa kinetyki chemicznej i odniesiono je do procesu spalania w cylindrze. Na podstawie tych praw określono najważniejsze czynniki mające wpływ na przebieg spalania. W pracy skupiono się głównie na procesie napełniania oraz ruchu ładunku podczas suwu ssania. Wykazano, że odpowiednie sterowanie powietrzem dostarczanym do cylindra umożliwi uzyskanie pewnej kontroli nad przebiegiem spalania, a co za tym idzie pozwoli wpłynąć na emisyjność oraz sprawność silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: ruch ładunku, proces spalania, emisja spalin

Mariusz CHWIST

Michał ZYCH

Arkadiusz JAMROZIK

PTNSS-2013-SC-170

ERROR ANALYSIS OF THE ENGINE CONTROL UNIT IN TRUCKS DIAGNOSIS

Today an effective control of the work a car is possible thanks to a diagnostic tester which works on OBDII/EOBD systems. In this paper functions of diagnostic devices for trucks were presented and we can see a servicing test with diagnostic computer system. Damaged engine drivers were analyzed, for example errors registered in service station.

Keywords: On-Board Diagnostic, heavy duty vehicles, drive unit

Analiza błędów sterownika silnika w diagnostyce pojazdów ciężarowych

Obecnie skuteczna kontrola pracy pojazdu samochodowego jest możliwa dzięki wykorzystaniu testerów diagnostycznych pracujących w oparciu o system OBD II/EOBD. W pracy przedstawiono funkcje diagnostyków do pojazdów ciężarowych oraz pokazano przebieg badania serwisowego z zastosowaniem komputerowego systemu diagnostycznego. Poddano analizie wybrane awarie sterownika silnika, na przykładzie zarejestrowanych błędów w stacji obsługi pojazdów.

Słowa kluczowe: system diagnostyki pokładowej OBD, pojazdy ciężarowe, jednostka napędowa

Tomasz SKRZEK

PTNSS-2013-SC-172

EFFECT OF THE COMPRESSION RATIO ON OPERATIONAL PARAMETERS OF A NATURAL GAS FUELLED COMPRESSION IGNITION ENGINE OPERATING IN A DUAL-FUEL MODE

The present paper relates to the problem of the effect of compression ratio of a dual-fuel compression ignition engine fuelled with natural gas (CNG) on basic operational parameters of this engine. There is presented an established concept of the engine

compression ratio variations and the obtained results are presented in the form of the following load characteristics: specific energy consumption, overall thermal and mechanical efficiencies, harmful exhaust emissions as well as speed characteristic of the maximum torque. Analysis of the obtained results permits to conclude that the compression ratio in a dual-fuel compression ignition engine influences substantially the above mentioned parameters. Therefore, it should be set precisely.

Keywords: compression ratio, dual-fuel engine, combustion process, natural gas

Wpływ stopnia sprężania na parametry pracy silnika o zapłonie samoczynnym zasilanym dwupaliwowo gazem ziemnym i olejem napędowym

Artykuł dotyczy zagadnienia wpływu stopnia sprężania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym, na podstawowe parametry jego pracy. W artykule przedstawiano przyjętą koncepcję zmiany stopnia sprężania silnik, oraz zaprezentowano wybrane wyniki w formie charakterystyk: obciążeniowych jednostkowego zużycia energii, sprawności ogólnej, cieplnej, mechanicznej, zawartości składników w spalinach, a także charakterystyki prędkościowej momentu maksymalnego. Analiza wyników badań prowadzi do wniosków że stopień sprężania w dwupaliwowym silniku o ZS wpływa w sposób istotny na opisane parametry pracy dlatego też powinien być starannie dobrany.

Słowa kluczowe: stopień sprężania, silnik dwupaliwowy, proces spalania, gaz naturalny

Sławomir LUFT

Tomasz SKRZEK

PTNSS-2013-SC-173

EFFECT OF THE COMPRESSION RATIO ON SELECTED COMBUSTION PROCESS PARAMETERS IN A NATURAL GAS FUELLED COMPRESSION IGNITION ENGINE OPERATING IN A DUAL-FUEL MODE

The present paper relates to the problem of the effect of compression ratio of a dual-fuel compression ignition engine fuelled with natural gas (CNG) on selected combustion process parameters. In the course of investigation, there were registered pressure values in the combustion chamber versus crankshaft angle for various compression ratios. The obtained characteristics enabled to determine such combustion process parameters as: maximum pressure P_{max} , mean rate of pressure rise $(\Delta p/\Delta \alpha)_{sr}$, maximum rate of pressure rise $(dp/d\alpha)_{max}$, versus torque M , as well as fuel burnout ratio x versus crankshaft angle α . Analysis of the results indicates strong relationship between the above mentioned parameters and the compression ratio ε of a dual-fuel engine.

Keywords: compression ratio, dual-fuel engine, combustion process, natural gas

Wpływ stopnia sprężania na wybrane parametry procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym dwupaliwowo gazem ziemnym i olejem napędowym

Artykuł dotyczy zagadnień wpływu stopnia sprężania dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego gazem naturalnym CNG na wybrane parametry procesu spalania. W ramach badań dokonano rejestracji przebiegu ciśnień w komorze

spalania w funkcji obrotu wału korbowego dla różnych wartości stopnia sprężania. Zarejestrowane charakterystyki pozwoliły na wyznaczenie takich parametrów procesu spalania jak: ciśnienie maksymalne P_{max} , średnia szybkość narastania ciśnienia $(\Delta p/\Delta \alpha)_{sr}$, maksymalna szybkość narastania ciśnienia $(dp/d\alpha)_{max}$, w funkcji momentu obrotowego M , oraz stopnia wypalenia dawki x w funkcji obrotu wału korbowego α . Analiza uzyskanych wyników wykazuje silną ich zależność od wartości stopnia sprężania ϵ silnika dwupaliwowego.

Słowa kluczowe: stopień sprężania, silnik dwupaliwowy, proces spalania, gaz naturalny

Łukasz, JANCZEWSKI
Jacek NOWAKOWSKI

PTNSS-2013-SC-174

VIBROACOUSTIC DIAGNOSIS OF THE INTERNAL COMBUSTION DIESEL ENGINE AT THE END OF ASSEMBLY LINE

Method for quality evaluation of internal combustion diesel engine based on the wavelet transformation of the cold test vibroacoustic data and artificial intelligence methodology has been presented. Based on the presented investigations conclusion has been made that application of wavelet transformation and artificial neural network enables efficient classification of the different engine states. Because false engine states classification is still possible this method should not be used for purpose of binary classification (good-bad) but can be used as part of the diagnostic expert system.

Keywords: cold test, wavelet transformation, neural network, engine fault diagnosis

Diagnostyka wibroakustyczna silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym na końcu linii montażowej

W referacie przedstawiono wibroakustyczną metodę oceny jakości silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym opartą o wykorzystanie informacji zebranych podczas realizacji testu zimnego, zastosowanie transformacji falkowej oraz metod sztucznej inteligencji. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że połączenie metody transformacji oraz sztucznych sieci neuronowych pozwala na uzyskanie wysokiej skuteczności klasyfikacji stanów wibroakustycznych silnika. Natomiast z uwagi na możliwość wystąpienia błędnej klasyfikacji stanów uważa się, że metoda ta może stanowić wyłącznie element diagnostycznego systemu doradczego.

Słowa kluczowe: test zimny, transformacja falkowa, sieci neuronowe, diagnostyka silnika spalinowego

Zdzisław STELMAŚIAK
Marcin MATYJASIK

PTNSS-2013-SC-177

EXHAUST EMISSIONS OF DUAL FUEL SELF-IGNITION ENGINE WITH DIVIDED INITIAL DOSE

In the paper is discussed an effect of initial dose division on emission of toxic components in exhaust gases of dual fuel self-ignition engine run on CNG as the main fuel and on Diesel oil used to ignition of the gas. To disadvantageous features of the dual fuel engine belongs excessive worsening of engine performance at partial loads due to leaning of gaseous mixture. It results from worsening of combustion process of lean mixtures, effecting in

excessive emission of toxic components of exhaust gases. In the present paper one strived after reduction of this problem by division of the initial dose. The second dose of the Diesel oil, according to assumptions, should activate fading combustion of the gas. The investigations have confirmed advantageous effect of division of the dose on emission of the NO_x , at slight increase of CO and THC. Simultaneously, overall efficiency of the engine has increased.

Keywords: dose divided, gas, diesel oil, exhaust emission, toxic components, combustion

Emisja spalin dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym z dzieloną dawką inicjującą

W pracy przedstawiono wpływ podziału dawki na emisję toksycznych składników spalin dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego gazem ziemnym CNG jako paliwem głównym i olejem napędowym inicjującym zapłon gazu. Niekorzystną cechą silników dwupaliwowych jest nadmierne pogorszenie parametrów przy częściowych obciążeniach wskutek zubożeniu mieszaniny gazowej. Wynika to z pogorszenia procesu spalania ubogich mieszanin, czego efektem jest nadmierna emisja toksycznych składników spalin. Problem ten w przedstawionej pracy starano się zmniejszyć przez podział dawki inicjującej. Druga dawka oleju napędowego wg założenia miała aktywizować zanikające spalanie gazu. Badania potwierdziły korzystny wpływ podziału dawki na emisję NO_x , przy niewielkim zwiększeniu emisji CO i THC. Równocześnie zwiększeniu uległa sprawność ogólna silnika.

Słowa kluczowe: dawka dzielona, gaz, olej napędowy, emisja spalin, składniki toksyczne, spalanie

Tomasz, KNEFEL
Tomasz, GANCARCZYK

PTNSS-2013-SC-178

DYNAMIC AND STRENGTH ANALYSIS OF INJECTOR OF COMMON RAIL INJECTION SYSTEM

Most of currently manufactured diesel engines for passenger vehicles are equipped with the common rail injection systems in which injectors with electromagnetic valves are mounted. In this paper a method of investigation for model analysis of common rail injector in supply systems of diesel engines was presented. The analysis was based on Autodesk Inventor, MSC.Adams and MSC.Patran/MS.Nastran software packages. The research was divided into three stages, each of which was lead with the use of a proper software. In the first stage a geometrical model of the device was developed according to the carried out measurements of injector elements. In the second stage there was developed a structural model and the results of a simulation and dynamical analysis of injector performance were given. In the third stage finite element method based strength analysis of a chosen element of the device was performed. Final remarks and recommendations concerning a methodology of numerical analysis of the injector were formulated.

Keywords: diesel engine, common rail injection system, injector

Analiza dynamiczna i wytrzymałościowa wtryskiwacza zasobnikowego układu wtryskowego common rail

Większość aktualnie produkowanych silników o zapłonie samoczynnym, przeznaczonych do napędu samochodów osobowych, jest wyposażona w układy zasilania typu common rail,

w których stosowane są wtryskiwacze z elektromagnetycznym zaworem. W artykule zaproponowano metodykę postępowania przy prowadzeniu modelowej analizy wtryskiwacza zasobnikowego układu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym. Analizę oparto o pakiety: Autodesk Inventor, MSC.Adams, MSC.Patran/ MSC.Nastran. Rozważania podzielono na trzy etapy i w każdym z nich zastosowano odpowiednie oprogramowanie. W pierwszym, w oparciu o przeprowadzone pomiary elementów wtryskiwacza, opracowano geometryczny model urządzenia, w drugim model strukturalny oraz przedstawiono wyniki symulacji analizy dynamicznej pracy wtryskiwacza, a w trzecim, w oparciu o metodę elementów skończonych, przeprowadzono wytrzymałościową analizę wybranego fragmentu urządzenia. Sformułowano ogólne uwagi i zalecenia dotyczące prowadzenia analizy numerycznej wtryskiwacza.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, zasobnikowy układ zasilania, common rail, wtryskiwacz

Stanisław SZWAJA
Michał SKROBECKI

PTNSS-2013-SC-180

WEAR TESTS OF AN IC ENGINE FUELED AGGRESSIVE LANDFILL GAS IN LONG-TERM OPERATION

The paper presents results of wear tests of an internal combustion engine working on raw landfill gas. Particularly, lubricating oil degradation rate and metallic contamination in oil resulted from friction were of the interest. Furthermore, several other engine oil parameters were discussed. Investigation was conducted using two various lubricating oils. Time of engine continuous work under research was 1000 h. On the basis of results from the research works conclusion on fast degradation of the oil in the engine fed raw landfill gas was confirmed. These both oils applied to the tests were characterized with similar rate of their degradation and similar content of metallic contamination, that led to conclusion on similar wear processes of engine parts in these both tests. It was evaluated, that lubricating oil exchange period for the engine working under specified circumstances should not exceed 1000 h.

Keywords: engine, wear, lubricating oil, long-term engine operation, landfill gas

Badania zużyciowe silnika zasilanego agresywnym gazem wysypiskowym pracującego w cyklu długoterminowym

W artykule przedstawiono wyniki badań zużyciowych silnika pracującego na surowym gazie wysypiskowym. Szczególnie zwrócono uwagę na szybkość degradacji oleju silnikowego oraz poziom zanieczyszczeń metalicznych w oleju będących wynikiem działania procesów ściernych w silniku. Ponadto omówiono inne parametry oleju silnikowego, podlegające pogorszeniu. Badania przeprowadzono na dwóch różnych olejach silnikowych. Okres eksploatacji silnika podlegający badaniom wynosił 1000 godzin jego ciągłej pracy. Na podstawie przeprowadzonych badań uzyskano wyniki potwierdzające postępującą degradację oleju smarującego w silniku zasilanym biogazem wysypiskowym. Obydwa oleje silnikowe użyte do badań wykazywały porównywalny stopień degradacji oraz porównywalną zawartość substancji metalicznych, co świadczyło o podobnym przebiegu zużycia elementów silnikowych. Oceniono, że okres cyklicznej wymiany oleju dla silnika pracującego w takich warunkach nie powinien przekraczać 1000 godzin pracy.

Słowa kluczowe: silnik, zużycie, olej smarujący, długotrwała eksploatacja silnika, gaz wysypiskowy

Marek BRZEŻAŃSKI
Rafał SALA

PTNSS-2013-SC-181

IN-SERVICE PROBLEMS OF SELECTIVE CATALYTIC REDUCTION SYSTEMS FOR REDUCTION OF NITROGEN OXIDES

This paper describes the development of selective catalytic reduction systems which are used for reduction of nitrogen oxides in diesel engines in passenger vehicles. The paper presents a methodology of application development and solutions for problems encountered in service. The main solution which allows the requirements of Euro 6 limit to be met (as applied by various car manufacturers), is the introduction of the SCR system as an upgrade of the existing aftertreatment systems that meet the Euro 5 emission standard consisting of a diesel oxidation catalyst (DOC) and a particulate matter filter (DPF).

Keywords: nitrogen oxide emissions, SCR catalytic converter, AdBlue, ammonia

Problemy eksploatacji systemów selektywnej redukcji katalizacyjnej tlenków azotu

W artykule opisano rozwój systemów selektywnej redukcji katalizacyjnej, stosowanych do redukcji tlenków azotu w silnikach pojazdów osobowych. Przedstawiono metodykę rozwoju aplikacji oraz rozwiązania napotkanych problemów badawczych i eksploatacyjnych. Głównym założeniem pozwalającym na spełnienie wymagań normy Euro 6, stosowanym przez różnych producentów pojazdów, jest wprowadzenie systemu SCR, jako rozbudowa istniejących układów oczyszczania spalin, spełniających normę emisji Euro 5 i składającego się z reaktora utleniającego DOC oraz filtra cząstek stałych DPF.

Słowa kluczowe: emisja tlenków azotu, reaktor katalizacyjny SCR, AdBlue, amoniak

Bartłomiej DUDZIAK

PTNSS-2013-SC-182

EXAMPLES OF PARTS REGENERATION USED IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES MADE IN LMD TECHNOLOGY

This article presents examples of regeneration of the internal combustion engines parts that have been damaged as a result of wear. Engine parts have been regenerated with the use of laser technology – Laser Metal Deposition (LMD) and selected metal alloy powder. Laser cladding have been done on the surface of the elements, in order to reproduce the shape and material loss. All elements have been presented in the used state and after the regeneration along with a discussion of specific aspects of the process.

Keywords: regeneration of parts, laser cladding, LMD, durability and reliability of engines

Przykłady regeneracji części używanych w silnikach spalinowych wykonane w technologii LMD

W artykule zostaną przedstawione przykłady regeneracji części silników spalinowych, które uległy awarii w wyniku ich zużycia eksploatacyjnego. Części zregenerowano z zasto-

sowaniem technologii Laser Metal Deposition (LMD) poprzez trójstrumieniowy nadmuch odpowiednio dobranego proszku stopu metali i laserowe napawanie na zużytej powierzchni elementów, w celu odtworzenia kształtu i ubytku materiału. Przedstawiono elementy w stanie zużytym i po regeneracji wraz z omówieniem szczegółowych aspektów procesu technologicznego.

Słowa kluczowe: regeneracja części, laserowe napawanie, LMD, trwałość i niezawodność silników

Jan SZCZEPANIAK
Jacek KROMULSKI
Bartłomiej DUDZIAK

PTNSS-2013-SC-183

DYNAMIC LOADS ACTING ON THE FARM TRACTOR OPERATOR AT WORK IN THE FIELD WITH THE INCREASED OPERATING SPEED

The article presents the results of dynamic load analysis of the tractor with aggregate for pre sawing tillage that were made while working in the field with nominal and increased operating speed. The results of research on actual vibration level on tractor driver's seat cooperating with the agricultural aggregate, equipped with innovative spring teeth, have been presented. The amount of absorbed power by the tractor's operator, based on physical model (7 degrees of freedom) have been calculated, as a function of operating speed of tractor and agricultural aggregate.

Keywords: vibration, dynamic loads, tractor, agriculture, increased operating speed

Obciążenia dynamiczne oddziaływujące na operatora zestawu ciągnik rolniczy-agregat podczas pracy na polu ze zwiększoną prędkością roboczą

W artykule przedstawiono wyniki badań układu ciągnik-agregat do upraw przedsiwnych, wykonane podczas pracy na polu z nominalną i ze zwiększoną prędkością roboczą. Przedstawiono wyniki badań dotyczące rzeczywistego poziomu drgań siedziska operatora ciągnika rolniczego współpracującego z agregatem uprawowym przedsiwnym, wyposażonym w innowacyjne zęby sprężyste. Wyznaczono wielkość energii zaabsorbowanej przez operatora, w oparciu o model fizyczny (7 stopni swobody), w funkcji prędkości ruchu zestawu ciągnik rolniczy-agregat.

Słowa kluczowe: drgania, obciążenia dynamiczne, ciągnik rolniczy, rolnictwo, zwiększona prędkość robocza

Tomasz KNEFEL
Andrzej CIURLA

PTNSS-2013-SC-184

USE OF STANDARD COMPUTER PACKAGES IN THE ANALYSIS OF THE FUEL INJECTION PROCESS

This paper presents the results of level analysis of the possibility of using Microsoft Excel and Matlab as a tool useful in the analysis of the fuel injection. Measurements included bench testing common rail injection system. Recorded voltage waveforms of control signals generated by the injectors and pressure sensor. Then, after an analysis of selected methods of filtration, as a tool for treatment of interference waveforms, Chebyshev filter is selected. Analysis of the results showed that the injection will change the fuel pressure in the tank, appropriate to its parameters. In addition, it was found that

the used programs allow for the treatment, analysis and presentation of voltage signals underlying the assessment of injection.

Keywords: diesel engine, common rail, divided dose, injection time

Wykorzystanie standardowych pakietów informatycznych w analizie procesu wtrysku paliwa

W artykule przedstawiono ocenę możliwości wykorzystania programów Microsoft Excel i Matlab jako narzędzi do analizy wtrysku paliwa. Pomiary obejmowały badania stanowiskowe układu wtryskowego common rail. Rejestrowano przebiegi napięciowe sygnałów sterujących wtryskiwaczami oraz sygnały generowane przez fabryczny czujnik ciśnienia umieszczony w zasobniku. Po analizie dostępnych metod filtracji wybrano filtr Czebyszewa, jako narzędzie służące do usuwania zakłóceń ze zmierzonych przebiegów. Analiza wyników badań wykazała, że wtrysk powoduje istotne zmiany ciśnienia paliwa w zasobniku, które można wykorzystać do oceny pracy układu zasilania. Zastosowane ogólnodostępne pakiety informatyczne umożliwiają analizę, jak i prezentację graficzną wyników pomiarów.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, common rail, dzielona dawka, czas wtrysku

Józef NITA

PTNSS-2013-SC-185

UNREPEATABILITY FROM CYCLE TO CYCLE OF THE MIXTURE COMPOSITION BURNED IN THE GDI ENGINE

The paper presents some results of the analysis of variation from cycle to cycle the mixture composition burned in one of the GDI engine cylinders. The control algorithm in the selected states of the engine have been identified. High stability of the average composition in the engine states governed by the system with two-state oxygen sensor were found. Cyclic composition fluctuates around a stable average value over a wide range. These oscillations are significantly lower in states without the engine control. In the highly dynamic transients autonomous throttle control system is being running, that corrects regardless of the external control of the air filling the cylinders. This is a characteristic of the control system.

Keywords: DGI engine, cyclic mixture composition, unrepeatability of the mixture composition, controlling the mixture composition

Niepowtarzalność z cyklu na cykl składu mieszanki spalanej w silniku GDI

W pracy przedstawiono wybrane wyniki analizy zmienności z cyklu na cykl składu mieszanki spalanej w jednym z cylindrów silnika GDI. Dokonano identyfikacji algorytmu sterowania w wybranych stanach pracy silnika. Stwierdzono wysoką stabilność składu średniego w stanach silnika regulowanych systemem z dwustanową sondą lambda. Skład cyklowy oscyluje wokół stabilnej wartości średniej w szerokim zakresie. Oscylacje te są istotnie mniejsze w stanach pracy silnika bez tej regulacji. W stanach przejściowych o dużej dynamice uruchamiany jest system autonomicznego sterowania przepustnicą, korygujący niezależnie od jej zewnętrznego sterowania, napełniania cylindrów powietrzem. Jest to cecha znamienna tego systemu sterowania.

Słowa kluczowe: silnik GDI, skład cyklowy mieszanki, niepowtarzalność składu mieszanki, sterowanie składem mieszanki

Józef NITA
Zbigniew WOŁCZYŃSKI

PTNSS-2013-SC-186

ESTIMATION OF CYCLE-TO-CYCLE VARIATIONS OF THE AIR-FUEL RATIO IN AN ENGINE WITH INDIRECT GASOLINE INJECTION

The paper presents results of investigation on cycle-to-cycle variations of the air-fuel ratio in a naturally-aspirated spark ignition engine with an indirect multipoint fuel injection. The air fuel ratio was controlled with the application of an algorithm developed by the authors. Its characteristic feature is the ability to adjust a required air-fuel ratio from cycle to cycle. Estimation of cycle-to-cycle variations was carried out on the basis of the engine test bed investigation under transient and steady operating conditions. The obtained results were compared to those presented in [1], obtained for manufacturer's parameters. The comparative analysis has revealed decreased variations of the air-fuel ratio controlled with the application of the developed system. Additionally, the results indicated further improvement directions of the developed control system.

Keywords: spark ignition engine, cylinder fill, cycle-to-cycle air-fuel ratio, cycle-to-cycle control

Ocena fluktuacji składu mieszanki wysterowanej z cyklu na cykl w silniku z pośrednim wtryskiem benzyny

W publikacji przedstawiono wyniki badań nad fluktuacją wysterowanego składu mieszanki paliwowo-powietrznej w wolnossącym silniku o zapłonie iskrowym z wtryskiem pośrednim wielopunktowym benzyny. Skład mieszanki wysterowano według opracowanego we własnym zakresie algorytmu. Jego znaną cechą jest konstytuowanie mieszanki w cylindrze o wymaganym składzie w trybie z cyklu na cykl. Ocenę fluktuacji tak wysterowanego składu mieszanki wykonano na bazie wyników z badań hamownianych silnika w wybranych stanach ustalonych i przejściowych. Otrzymane wyniki porównano z wynikami przedstawionymi w pracy [1], uzyskanymi dla fabrycznego sterowania w tym silniku. Analiza porównawcza wykazała obniżenie fluktuacji składu mieszanki wysterowanej opracowanym systemem. Badania wskazały ponadto kierunki dalszego doskonalenia opracowanego sposobu sterowania.

Słowa kluczowe: silnik benzynowy, napełnienie cylindra, cyklowy skład mieszanki, sterowanie z cyklu na cykl

Jerzy LARISCH
Zdzisław STELMASIAK

PTNSS-2013-SC-187

DUAL FUELLING SI ENGINE BY MIXING ALCOHOL AND GASOLINE

The Department of Internal Combustion Engines and Vehicles, Technical University of Bielsko-Biala are carried out work on alternative fuels in the area of feeding of dual-fuel SI engines. The article presents the concept of dual fuel engine with MPI injection of alcohol and gasoline fuels using a mixing device. The solution consists in mixing fuel (gasoline and alcohol) close the fuel manifold which provides variable share of alcohol in fuel, depending on engine operating conditions (engine revolution and load), and its thermal state. Fuels are delivered to the mixer which allow the suitable selection of the proportion of alcohol and gasoline. Prepared mixture is injected through the original injectors to engine manifold, around the inlet valve. This paper presents a preliminary

analysis of the control algorithm, for a spark ignition engine fueled by the proposed mixing device.

Keywords: dual fuel engine, alcohol, mixer, toxicity, thermal efficiency, thermal load

Dwupaliwowe zasilanie silnika o zapłonie iskrowym z udziałem mieszalnika alkoholu i benzyny

W Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej prowadzone są prace dotyczące wykorzystania paliw alternatywnych w ramach dwupaliwowego zasilania silników ZI. W artykule przedstawiono koncepcję dwupaliwowego zasilania silnika o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem alkoholu i benzyny za pomocą mieszalnika paliw. Przedstawione rozwiązanie polega na mieszaniu paliw (benzyny i alkoholu) przed kolektorem paliwowym, co zapewnia zmienne udziały alkoholu w paliwie zależnie od warunków pracy silnika (prędkości obrotowej i obciążenia) oraz jego stanu cieplnego. Paliwa dostarczane są do mieszalnika, który umożliwia odpowiedni dobór proporcji alkoholu i benzyny. Przygotowana wstępnie mieszanina paliw wtryskiwana jest przez oryginalne wtryskiwacze silnika do kolektora, w okolicy zaworu dolotowego. W niniejszej pracy przedstawiono wstępną analizę algorytmu sterowania silnikiem zasilanym dwupaliwowo za pomocą proponowanego mieszalnika paliw.

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, alkohol, mieszalnik, toksyczność spalin, sprawność ogólna, obciążenie cieplne

Jerzy LARISCH

PTNSS-2013-SC-188

ELECTROMECHANICAL ACTUATOR FOR VALVE TIMING CHANGES IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The Department of Internal Combustion Engines and Automotive Technical University of Bielsko-Biala, work is underway on the development of internal combustion engines, both in research as well as the construction with a large share of graduates. This paper presents the concept of controlled electromechanical device designed to change the angular position of the camshaft and thus control valve timing. A preliminary draft of the device was made with the participation of students. The proposed mechanism for controlling the instantaneous angular position of the camshaft uses an electromagnet. Designed in line with the assumption features a small size. This mechanism does not require significant intervention in engine construction and the timing system such as drilling oil channels in the camshaft. The device can outperform time of operation most of described solutions of actuators. Presented in the work of the mechanism is a concept design sketches. The solution is continuously optimized in terms of kinematic, dynamic and endurance.

Keywords: timing four-stroke engine, changing valve timing, valve timing mechanism, timing control system, internal combustion engines, filling the engine, overall efficiency

Elektromechaniczny siłownik zmian faz rozrządu w silniku spalinowym

W Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej prowadzone są

prace dotyczące rozwoju silników spalinowych zarówno w zakresie badań jak i konstrukcji z dużym udziałem dyplomantów. W artykule przedstawiono koncepcję urządzenia sterowanego elektromechanicznie przeznaczonego do zmian kątownego położenia wałka rozrządu, a tym samym sterowania fazami rozrządu. Projekt wstępny urządzenia powstał przy udziale studentów. Proponowany mechanizm do sterowania chwilowym kątownym położeniem wałka rozrządu wykorzystuje elektromagnes przyciągająco-odpychający. Zaprojektowane urządzenie zgodnie z założeniami cechuje się małymi gabarytami. Zastosowanie tego mechanizmu nie wymaga istotnych ingerencji w konstrukcję silnika i w układ rozrządu takich jak, drażnienie kanałów olejowych w wałku rozrządu. Urządzenie przewyższa szybkością działania większość opisanych rozwiązań zmiany faz rozrządu. Zaprezentowana w pracy koncepcja mechanizmu ma charakter szkiców konstrukcyjnych. Rozwiązanie jest ciągle optymalizowane pod względem kinematycznym, dynamicznym i wytrzymałościowym.

Słowa kluczowe: rozrząd silnika czterosuwowego, zmiana faz rozrządu, mechanizmy regulacji faz rozrządu, systemy sterowania rozrządem, silniki spalinowe, napelnienie silnika, sprawność ogólna

Andrzej SUCHETA

PTNSS-2013-SC-189

THEORETICAL MODELING THE OTTO CYCLE WITH EQUILIBRIUM COMPOSITION IN COMBUSTION PRODUCTS AND EGR

The study analyzes the theoretical Otto cycle, with dissociation during expansion process and exhaust gas recirculation. Balance equations for process components and thermodynamic relations for perfect gases was provided. It was assumed that the composition of expansion gases in the process will be in equilibrium state but variable depending on the composition of the fuel, the equivalence ratio and transient temperature and pressure. The results of sample calculations for propane as fuel was presented.

Keywords: internal combustion engine, Otto cycle, equilibrium

Modelowanie teoretycznego cyklu Otto z uwzględnieniem równowagowego składu spalin i recyrkulacji

W pracy poddano analizie teoretyczny obieg Otto, w którym uwzględniono dysocjację i recyrkulację spalin. Zestawiono równania bilansowe dla przemian składowych oraz podano zależności termodynamiczne dla gazów traktowanych jak półdoskonałe. Założono, że spaliny w przemianie ekspansji będą miały zmienny skład równowagowy zależny od rodzaju paliwa, współczynnika stechiometrycznego oraz od zmieniających się w tej przemianie temperatury i ciśnienia. Przedstawiono wyniki przykładowych obliczeń dla propanu jako paliwa.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, obieg Otto, równowaga chemiczna spalin

Marek BRZEŻAŃSKI
Rafał SALA

PTNSS-2013-SC-190

THE INFLUENCE OF ADBLUE DOSAGE ON THE PROCESS OF SELECTIVE CATALYTIC REDUCTION OF NITROGEN OXIDES

This article presents test results obtained for nitrogen oxides emission reduction by the method of selective catalytic reduction in a diesel engine. A special steady-state test cycle was prepared in order to identify the most critical operating points of the SCR system. Areas of low system performance and the reasons for solid fractions formation and deposition were also investigated. The research examined the phenomenon of the occurrence of ammonia slip emissions into the environment.

Keywords: nitrogen oxide emissions, SCR catalytic converter, AdBlue, urea, ammonia slip

Wpływ wielkości dawki AdBlue na proces selektywnej redukcji katalitycznej tlenków azotu

W artykule zawarto wyniki badań systemu zmniejszania emisji tlenków azotu metodą selektywnej redukcji katalitycznej SCR. Opracowano test badawczy, w którym wskazano krytyczne stany pracy systemu. Zidentyfikowano obszary małej skuteczności redukcji oraz przyczyny odkładania się stałych depozytów. Zbadano także przyczyny pojawiania się emisji amoniaku do otoczenia.

Słowa kluczowe: emisja tlenków azotu, reaktor katalityczny SCR, AdBlue, urea, ammonia slip

Adrian WALASZYK
Waldemar BUSZ

PTNSS-2013-SC-191

APPLICATION OF OPTICAL METHOD FOR THE ANALYSIS DELAY BETWEEN CONTROL INJECTOR COIL AND BEGINNING OF THE FUEL INJECTION

This paper describes the use of optical methods for measuring the delay between the control coil of injector and the real occurrence of fuel injection. For this purpose LED diode was used in the infrared spectrum and a photodiode as detector. Fuel injection takes place between these elements causing the voltage drop in the photodiode circuit, and fuel injection time record. The measurements were made on the testing bench of pumps and injectors CSM "Autoelektronika Kędzia".

Keywords: diagnostics, diesel engine, injector, method of optical

Zastosowanie metody optycznej do analizy opóźnienia pomiędzy wysterowaniem cewki wtryskiwacza, a początkiem wtrysku paliwa

W artykule przedstawiono zastosowanie metody optycznej do pomiaru opóźnienia pomiędzy wysterowaniem cewki wtryskiwacza, a fizycznym wystąpieniem wtrysku paliwa. W tym celu zastosowano diodę w zakresie fal podczerwonych i fotodiodę jako detektor. Wtrysk paliwa następuje pomiędzy tymi elementami powodując spadek napięcia na fotodiodzie i rejestrację czasu wtrysku paliwa. Pomiarzy zostały przeprowadzone na stanowisku testowania pomp i wtryskiwaczy firmy CSM "Autoelektronika Kędzia".

Słowa kluczowe: diagnostyka, silnik ZS, wtryskiwacz, metoda optyczna

Marek BRZEŻAŃSKI
Jerzy CISEK
Wojciech MAREK
Tadeusz PAPUGA

PTNSS-2013-SC-192

INVESTIGATION OF THE COMBUSTION ENGINE FUELLED WITH HYDROGEN

The results of the investigations of SI engine fuelled with hydrogen have been presented in article. The idea of hydrogen feeding system and the aim and methodology of carried out measurement have been also described. Obtained results have been compared to the results of tests carried out during natural gas feeding of the same engine.

Keywords: hydrogen, SI combustion engine

Badania silnika zasilanego wodorem

W artykule zaprezentowano wyniki badań silnika o zapłonie iskrowym zasilanego wodorem. Przedstawiono koncepcję systemu zasilania wodorem oraz cel i metodykę przeprowadzonych pomiarów. Uzyskane wyniki porównano do wyników badań prowadzonych podczas zasilania silnika gazem ziemnym.

Słowa kluczowe: wodór, silnik spalinowy o zapłonie iskrowym

Marek BRZEŻAŃSKI
Jerzy CISEK
Wojciech MAREK
Michał MARECZEK
Tadeusz PAPUGA

PTNSS-2013-SC-193

INVESTIGATIONS OF THE FUEL SUPPLY SYSTEM OF STATIONARY COMBUSTION ENGINE FED WITH NATURAL GAS

The idea of the new fuel supply system of the turbocharged SI engine equipped with the natural gas multipoint injection system has been presented in article. Results of tests of work and ecological parameters of that engine have been presented. Obtained results have been compared to the results of investigations carried out for standard mixer fuel supply system.

Keywords: hydrogen, SI combustion engine, exhaust gases emission

Badania systemów zasilania stacjonarnego silnika spalinowego zasilanego gazem ziemnym

W artykule przedstawiono koncepcję nowego systemu zasilania turbodoładowanego silnika o ZI z wielopunktowym wtryskiem gazu ziemnego. Zaprezentowano wyniki badań parametrów roboczych i ekologicznych. Uzyskane wyniki porównano do wyników badań przeprowadzonych dla standardowego, mieszalnikowego systemu zasilania.

Słowa kluczowe: gaz ziemny, wielopunktowy wtrysk, silnik spalinowy o zapłonie iskrowym, emisja spalin

Marek BRZEŻAŃSKI
Jerzy CISEK
Wojciech MAREK
Michał MARECZEK
Tadeusz PAPUGA

PTNSS-2013-SC-194

INVESTIGATION OF THE COMBUSTION ENGINE FUELLED WITH HYDROGEN AND MIXED N-BUTANOL WITH ISO-BUTANOL

The results of the investigations of SI engine fuelled with hydrogen and mixed n-butanol with iso-butanol have been presented in article. The idea of flexible feeding system and the aim and methodology of carried out measurement have been also described. Obtained results have been compared to the results of tests carried out during flexible feeding of the same engine.

Keywords: hydrogen, flexible feeding, SI combustion engine

Badania silnika przy dwupaliwowym zasilaniu wodorem z dodatkiem fazy ciekłej n-butanolu i izo-butanolu

W artykule zaprezentowano wyniki badań silnika o zapłonie iskrowym zasilanego wodorem z dodatkiem fazy ciekłej n-butanolu i izo-butanolu. Przedstawiono koncepcję systemu zasilania dwupaliwowego oraz cel i metodykę przeprowadzonych pomiarów. Uzyskane wyniki zasilania dwupaliwowego porównano do wyników badań prowadzonych podczas zasilania silnika wyłącznie alkoholową fazą ciekłą.

Słowa kluczowe: wodór, silnik spalinowy wielopaliwowy o zapłonie iskrowym

Lech J. SITNIK

PTNSS-2013-SC-195

ARTIFICIAL INTELLIGENCE IN CONTROL OF I.C. ENGINE

Paper shows, that using of artificial intelligence in diesel engine control is possible on the example of fuel injection time (fuel dose) control as well as the injection advance angle in each of cylinders separately. It was proved that for the engine run control it is possible to use Radial Basis Function (RBF) neuronal network. Applying of these networks is easy. The optimization of their structure is also simple. It does not have also the necessity of selection of the function of transformations. It is a big advantage. It was shown that the RBF network is suitable both to modeling of the advance angle of fuel injection and the fuel injection time. In both applications the predictions of values of object responses are with high efficiencies.

Keywords: IC engine, control, artificial intelligence, optimization

Sztuczna inteligencja w sterowaniu silnikiem spalinowym

Artykuł przedstawia dane potwierdzające, że sterowanie silnikiem spalinowym z wykorzystaniem sztucznej inteligencji jest możliwe. Pokazano to na przykładzie doboru wielkości dawki paliwa oraz kąta wyprzedzenia wtrysku indywidualnie w każdym cylindrze. Sztuczna inteligencja oparto na sieciach neuronowych o radialnych funkcjach bazowych (RBF). Optymalizacja tychże jest stosunkowo prosta gdyż ogranicza się w istocie do wyboru liczby neuronów w jedynej warstwie pośredniej sieci. Pokazano, że tego typu sieci nadają się zarówno do sterowania kątem wyprzedzenia wtrysku jak i czasem trwania wtrysku. Uzyskana predykcja danych pomiarowych modelem matematycznym jest zadziwiająco dobra.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, sterowanie, sztuczna inteligencja, optymalizacja

Dawid CEMPIEL

PTNSS-2013-SC-196

AUTOMATIC CLASSIFIER OF THE KIND OF CAR SHOCK ABSORBER DAMAGE

The article presents an analysis of the impact of external factors (extra load, tire pressure changes) on the value of the EUSAMA ratio. A method of automatic diagnosis of shock absorbers is proposed. This method is based on image analysis using a neural network appraising the "EUSAMA plus" ratio in the time domain. For the purpose of this paper a mathematical model of quarter of the car suspension with the test stand based on the method EUSAMA was prepared. The method of automatic diagnosis of shock absorbers assumes the correctness of the EUSAMA test. The results met expectations.

Keywords: shock absorber diagnosis, EUSAMA method, neural network, image analysis, automatic classifier

Automatyczny klasyfikator rodzaju uszkodzenia amortyzatora samochodowego

W artykule przedstawiono analizę wpływu czynników zewnętrznych (dodatkowe obciążenie, zmiany ciśnienia w oponach) na wartość wskaźnika EUSAMA. Jednocześnie zaproponowano automatyczną metodę diagnozowania stanu amortyzatorów przy pomocy analizy obrazów z wykorzystaniem sieci neuronowej oceniającej przebieg wartości wskaźnika EUSAMA w czasie. Na potrzeby pracy przygotowano model matematyczny części zawieszenia wraz ze stanowiskiem badawczym opartym o metodę EUSAMA plus. Zamodelowano układ odzwierciedlający dynamikę jednej czwartej zawieszenia pojazdu. Metoda automatycznego diagnozowania stanu amortyzatorów zakłada poprawność przeprowadzonego badania metodą EUSAMA. Uzyskane wyniki spełniły oczekiwania.

Słowa kluczowe: diagnozowanie amortyzatorów, metoda EUSAMA, sieć neuronowa, analiza obrazu, automatyczny diagnosta, klasyfikator

Andrzej HARLECKI

PTNSS-2013-SC-197

Andrzej URBAŚ

Jacek NOWAKOWSKI

Aleksander BYRSKI

ANALYSIS OF DYNAMICS OF THE PISTON-CRANK SYSTEM OF A SELECTED INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH THE USE OF THE MSC.ADAMS AND ANSYS SOFTWARE INTERFACE

The paper presents a method of stress analysis of components of the piston-crank system of a selected internal combustion engine as an example of the mechanical system with quick-changing dynamics. In the analysis of the dynamics of the system, carried out in the MSC.ADAMS and ANSYS software environment, the flexibility of all the major members of the system, i.e. piston with piston pin, connecting rod, and crankshaft, was taken into account. The final part of the analysis includes calculations of strength of the aforementioned system members. In authors' opinion, the method presented may be useful in the up-to-date process of designing internal combustion engines.

Keywords: dynamics, internal combustion engine, piston-crank system, MSC.ADAMS and ANSYS software

Analiza dynamiki układu tłokowo-korbowego wybranego silnika spalinowego przy użyciu interfejsu programów MSC.ADAMS i ANSYS

W pracy przedstawiono metodę analizy wytrzymałościowej członów układu tłokowo-korbowego wybranego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym, stanowiącego przykład układu mechanicznego o szybkozmiennej dynamice. W analizie dynamiki układu, zrealizowanej w środowisku programów MSC.ADAMS i ANSYS, uwzględniono podatność wszystkich jego podstawowych członów, tzn. tłoka wraz ze sworzniem tłokowym, korbowodu i wału korbowego. Finalną część analizy stanowiły obliczenia wytrzymałościowe wymienionych członów. Zdaniem autorów, prezentowana metoda może być użyteczna w nowoczesnym pojmowanym procesie projektowania silników spalinowych.

Słowa kluczowe: dynamika, silnik spalinowy, układ tłokowo-korbowy, interfejs programów MSC.ADAMS i ANSYS

Jan DZIDA

PTNSS-2013-SC-198

THE POTENTIAL INFLUENCE OF HYBRID AND ELECTRIC DRIVETRAINS ON VEHICLE'S MOTION DIRECTION

The paper indicated that hybrid and electric drivetrains, besides its well known ecological values, are particularly advantageous for designing advanced systems of wheel control, which influence the direction of vehicle's motion (Torque Vectoring). Starting from the description of complex systems meant for combustion engine powered vehicles, it was stated that when wheels are propelled by electric motors, realization of such system is simpler. The basic types and examples of such designs were reviewed; and their structure, associated issues and limitations were emphasized. The summary underlined the importance of this aspect of electric motor propulsion, which translates into improved active safety of vehicles.

Keywords: vehicle's drivetrains, hybrid and electric propulsions, propulsion control

Możliwości hybrydowych i elektrycznych układów napędowych w oddziaływaniu na kierunek ruchu pojazdu

W artykule wskazano, że napędy hybrydowe i elektryczne, oprócz znanych walorów ekologicznych, są szczególnie korzystne do budowania zaawansowanych systemów sterowania napędem kół, które wpływają na kierunek ruchu pojazdu (*Torque Vectoring*). Wychodząc od opisu złożonej budowy takich systemów w pojazdach napędzanych silnikiem spalinowym stwierdzono, że w przypadku napędzania kół silnikami elektrycznymi, realizacja funkcji takiego systemu jest prostsza. Omówiono zasadnicze rodzaje i przykłady takich konstrukcji, uwypuklając różnice w ich strukturze oraz występujące problemy i ograniczenia. W podsumowaniu podkreślono ważność tego aspektu napędzania kół silnikami elektrycznymi, co przekłada się na poprawę bezpieczeństwa czynnego pojazdów.

Słowa kluczowe: układy napędowe pojazdów, napędy hybrydowe i elektryczne, sterowanie napędem

Bartosz HEJNY
Dariusz PIETRAS

PTNSS-2013-SC-199

THE ANALYSIS OF THE DESIGN AND OPERATING PARAMETERS OF DOWNSIZED ENGINES

This paper presents an analysis of some of the design and operating parameters of selected engines. The main aim of the analysis was the comparison of selected engine parameters, in terms of both the performance and design, that have direct impact on their durability and operation. The calculation parameters have been primarily determined based on generally available technical specifications of the engines. The calculations were based on the engine speed characteristics (according to the manufacturer specification or in the absence of the said data, based on the research performed on the test bench). The methodology of the engine parameter analysis has been carried out in two stages. The first step involved a comparison of the base engine and a 'downsized' engine for a given vehicle model with a view to determining of possible applications / general trends. The second stage was an attempt to compare and evaluate the alternatives for the engines in terms of: modern [downsized] diesel engine compared to modern [downsized] gasoline engine. The results of the analysis have been shown on the charts and in the conclusions.

Keywords: downsizing, SI engine, CI engine, engine performance parameters

Analiza parametrów konstrukcyjnych i operacyjnych silników spalinowych zgodnych z koncepcją „downsizingu”

W artykule przedstawiono analizę niektórych parametrów konstrukcyjnych i operacyjnych wybranych silników spalinowych i określenie jej znaczenia w kontekście założeń downsizingu silników. Głównym celem analizy było porównanie wytypowanych parametrów, zarówno pod względem aspektów użytkowych, jak i konstrukcyjnych, mających bezpośredni wpływ na trwałość oraz eksploatację. Parametry obliczeniowe wyznaczone zostały głównie na podstawie ogólnie dostępnych specyfikacji technicznych silników. Do obliczeń wykorzystano także charakterystyki prędkościowe silników (według danych producentów lub w razie braku innych danych z badań dostępnych z hamowni). Metodyka analizy parametrów pracy silników przeprowadzana została dwuetapowo. Etap pierwszy obejmował porównanie silników bazowych i typu „downsized” dla danego modelu pojazdu z nastawieniem na określenie wniosków/tendencji ogólnych. Etap drugi stanowi próbę porównania i oceny alternatyw dla rozważanych silników w ujęciu: nowoczesny [downsized] ZS – nowoczesny [downsized] ZI. Wyniki analiz przedstawiono na wykresach a całość rozważań zakończono wnioskami.

Słowa kluczowe: downsizing, silnik ZI, silnik ZS, parametry pracy silnika

Grzegorz WCISŁO

PTNSS-2013-SC-200

DETERMINATION OF THE IMPACT OF FAME BIOCOMPONENT ON THE FRACTION COMPOSITION OF DIESEL ENGINE FUELS

The paper presents the results of studies to determine the fractional composition of biofuels, bio-component containing the FAME and diesel. Formulated biofuels 'B' containing 7 %, 15 %, 25 %, 50 % and 100 % of FAME. Biofuels are produced

from FAME use oil in the reactor of his own design type GW 200. The study was conducted in accordance with the requirements of BS EN ISO 3405:2012 (ASTM D 1160) using automated distillers HAD 620/1 by Herzog. Experiments have shown that both the beginning of distillation and its course depending on the amount of RME in diesel fuel. The greater the amount of FAME biodiesel that later starts the beginning of the distillation. Experiments have shown that both the beginning of distillation and its course depending on the amount of FAME in diesel fuel. The greater the amount of FAME biodiesel that later starts the beginning of the distillation. Among the studied biofuels only B7 and B15 FAME can meet the requirements for a standard diesel, which states that 95 % v/v fuel must evaporate to a temperature of 360 °C (633 K).

Keywords: biofuel, biodiesel FAME, fractional composition

Zdzisław CHŁOPEK

PTNSS-2013-SC-203

IMPACT ASSESSMENT OF MONITORING OF POLLUTANT EMISSION FROM AUTOMOTIVE INTERNAL COMBUSTION ENGINES ON THE EFFECTIVENESS OF PRO-ENVIRONMENTAL ACTIONS IN MOTORIZATION

Motorization is the cause of many environmental threats, in particular pollutant emissions. Therefore a number of actions, including constitution increasingly stringent regulations on pollutant emission from internal combustion engines, are taken. Unfortunately, there is practically no effective control of the technical condition of vehicles with regard to pollutant emission during operation. The results can be seen as numerous cases of significant pollutant emissions from internal combustion engines with nominally high environmental categories. The results of simulation studies of pollutant emission in the case of failure of the vehicles nominally belonging to advanced ecological category are presented in the paper. It was found that the ecological effects of absence of efficient monitoring of emissions from automotive engines are at least comparable to those of obsolete vehicles operation.

Keywords: internal combustion engines, pollutant emission, environmental protection

Ocena wpływu nadzorowania emisji zanieczyszczeń z samochodowych silników spalinowych na skuteczność działań proekologicznych w motoryzacji

Motoryzacja jest przyczyną licznych zagrożeń środowiska, w szczególności emisji zanieczyszczeń. Podejmowane są w związku z tym liczne działania, m.in. stanowione są coraz bardziej rygorystyczne przepisy dotyczące emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych. Niestety praktycznie brak jest skutecznej kontroli stanu technicznego pojazdów samochodowych ze względu na emisję zanieczyszczeń w czasie eksploatacji. Skutkiem tego są widoczne liczne przypadki znacznej emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych nominalnie stosunkowo zaawansowanych kategorii ekologicznych. W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych emisji zanieczyszczeń w przypadku niespełnienia przez pojazdy o nominalnie zaawansowanej kategorii ekologicznej przepisów dotyczących emisji zanieczyszczeń. Stwierdzono, że efekty ekologiczne braku skutecznego nadzorowania emisji zanieczyszczeń z samochodowych silników spalinowych są co najmniej porównywalne ze skutkami eksploatacji przestarzałych pojazdów.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, emisja zanieczyszczeń, ochrona środowiska

RESULTS OF THE TESTS ON THE LUBRICITY OF SOME BIOFUELS

The paper presents the results of research on lubricating properties of rapeseed oil methyl ester and its blends with diesel fuel. The study was conducted on a test bench built by the author. The test bench allows to conduct research with a rotary and reciprocate-rotary movement. Test cycle lasts about 11 hours, and the length of friction in rotary movement exceeds 20 km. Fuel circulates in open or closed circuit and the temperature is maintained at a set level. Conditions in the proposed test are more similar to the actual operation conditions of the injection system in real engine than in standardized tests. The results show that despite the reduction in the coefficient of friction by using FAME, the wear of samples increases.

Keywords: biofuel, friction coefficient, lubricity

W referacie przedstawiono wyniki badań własności smarnych estru metylowego oleju rzepakowego i jego mieszanek z ON. Badania prowadzono na zbudowanym przez autora stanowisku. Stanowisko umożliwia realizację testu badawczego w cyklu obrotowym oraz obrotowo-zwrotnym. Cykl badawczy trwa ok. 11 godzin, a droga tarcia w cyklu obrotowym przekracza 20 km. Paliwo krąży w obiegu otwartym lub zamkniętym a jego temperatura jest utrzymywana na zadanym poziomie. Warunki proponowanego testu są bardziej od testów znormalizowanych zbliżone do warunków pracy aparatury wtryskowej rzeczywistego silnika. Wyniki badań wykazują, że mimo obniżenia wartości współczynnika tarcia przy zastosowaniu FAME, zużycie smarowanych paliwem próbek rośnie.

Słowa kluczowe: biopaliwo, współczynnik tarcia, smarność





INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

ul. Księcia Bolesława 6

01-494 Warszawa 46

DIAGNOSTYKA SYSTEMÓW TRIBOLOGICZNYCH STATKÓW POWIETRZNYCH

Optyczna spektrometria emisyjna

bezpośrednie określenie koncentracji 19 pierwiastków metalicznych w oleju smarującym



Fluorescencja rentgenowska

określenie koncentracji wybranych pierwiastków metalicznych w produktach zużycia wydzielonych z oleju smarującego



Ferrografia

wizualna analiza produktów zużycia oraz wyznaczanie wskaźników zużycia układów tribologicznych



Czystość cieczy roboczych

określenie klasy czystości olejów hydraulicznych oraz smarowych metodą bezpośrednią

- Ocena i prognozowanie stanu technicznego układu w trakcie bieżącej eksploatacji;
- Określenie składu chemicznego;
- Uzyskiwanie wczesnych sygnałów podwyższonego zużycia elementów zespołów układu;
- Wykrywanie stanów przedawaryjnych;
- Identyfikacja źródła zanieczyszczeń cieczy roboczej;
- Prowadzenie eksploatacji układu wg stanu technicznego;
- Planowanie terminów niezbędnych obsług i remontów.



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

Zebrań Zarządu
Zebrań Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Zgłoszenia

Prenumerata

Zapowiedź

Skład-osobowy

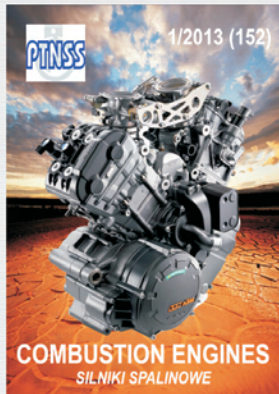
Bieżący numer

Koncepcja wyd.

Archiwum

Współpraca

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl