



3/2010 (142)



# COMBUSTION ENGINES

## *SILNIKI SPALINOWE*



Politechnika Radomska  
im. Kazimierza Pułaskiego

**Invite to**

IV International Congress  
on Combustion Engines

**PTNSS KONGRES – 2011**

***THE DEVELOPMENT OF COMBUSTION ENGINES***

June 16<sup>nd</sup> - 17<sup>th</sup>, 2011

Radom

Poland

[www.ptnss.pr.radom.pl](http://www.ptnss.pr.radom.pl)

**POLISH SCIENTIFIC SOCIETY  
OF COMBUSTION ENGINES**

Organisation Office: Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn

Al. B. Chrobrego 45, 26-600 Radom

tel: +48 48 361 76 49, e-mail: kongres\_org@ptnss.pl



## COMBUSTION ENGINES

*SILNIKI SPALINOWE*

Scientific Magazine

*Czasopismo naukowe*

3/2010 (142)

October 2010

Rok XLIX

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

**Polskie Towarzystwo Naukowe**

**Silników Spalinowych**

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

tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038

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

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

### **Scientific Board/Rada Programowa:**

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr inż. Mirosław Wszyński

### **Editorial Office/Redakcja:**

Institut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 0-61 6652207, 0-61 6652240, 0-61 6652118

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

### **Editorial Staff/Zespół redakcyjny:**

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP

(*Editor-in-Chief*/redaktor naczelny)

[redakcja@ptnss.pl](mailto:redakcja@ptnss.pl)

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

### **Cooperation/Współpraca:**

dr inż. Maciej Bajerlein,

mgr Tomasz Pawlak

### *Editorial*

It has been nine years since Polish Scientific Society of Combustion engines was born to life. It has been the main mission of our society to integrate the automotive engineering and scientific communities. Currently, PTNSS counts almost 380 ordinary, 9 honorary and 14 supporting members (one of them based abroad).

The activity of PTNSS is driven by statutory aims and programs adopted by the General Assembly. We consistently realize the objectives related to supporting and improving scientific and technical activities in the area of combustion engines and organize activities that integrate the industrial, scientific and didactic circles. We are committed to realizing opinion making, advisory and supporting activities. The results of our activity are frequent meetings and tangible effects of our work.

A major achievement of PTNSS in the years 2008–2010 was the organization of III International Congress on Combustion Engines held in June 2009. A positive reception and success of the congress motivated the executive board to continue and organize IV International Congress on Combustion Engines to be held in 2011.

Our great achievement is regular publication of a bilingual quarterly magazine *Combustions Engines/Silniki Spalinowe*. A huge interest in paper publishing in the magazine and recognition of the high standard of its content only proves the right azimuth that PTNSS have taken, not to mention the fact that the architects of the project take great pride in it, which can only motivate to work even harder.

Our society took patronage over a variety of other scientific events such as co-organizing conferences and scientific symposiums.

The participation of PTNSS in the activities of scientific entities manifests itself through assistance in the development of Polish engineering and scholarly personnel (doctorates and habilitations). Such activities have two forms: the organization and realization of engine related scientific symposiums also in the form of doctoral workshops and funding of a Professor Zygmunt Szlachta Annual Scientific Award for the best doctoral dissertation in the field of combustion engines. Our Society also puts emphasis on the collaboration with other scientific societies.

The control over the progress of individual PTNSS activities and their transparency for the members has been implemented by launching a PTNSS Internet Database.

Irrespective of our successes, further forms and areas of activity are still ahead of us. We feel the need to boost the opinion making force of the Society in the scientific and industrial community and to integrate local scientific groups. We look forward to the future with optimism, aware of the challenges that are ahead of us for years to come.

*Executive Board of the  
Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**Contents/Spis treści**

Editorials/Od Redakcji ..... 1

**Conferences/Konferencje**

*P. Bielaczyc, J. Woodburn*: Global trends in emissions regulation and reduction (perspectives from the 1<sup>st</sup> International Exhaust Emissions Symposium)/*Światowe trendy w zakresie rozwoju norm oraz redukcji emisji związków szkodliwych spalin (na podstawie materiałów zaprezentowanych na Pierwszym Międzynarodowym Sympozjum Emisji Spalin)* (2010-SS3-301)..... 3

**Research/Badania**

*M. Brzeżański, E. Pieczora, K. Kaczmarczyk*: Solutions of diesel drives for use in underground workings of hard coal mine/Rozwiązania napędów spalinowych do zastosowań w wyrobiskach podziemnych węgla kamiennego (2010-SS3-302)..... 28

*M. Erdmański, K. Szymaniec*: Performance characteristic of C-130E Hercules aircraft engine under variable work conditions/Charakterystyka pracy silnika samolotu C-130E Hercules w zmiennych warunkach pracy (2010-SS3-303)..... 41

*J. Kropiwnicki*: Estimation of vehicle operational fuel consumption/Ocena eksploatacyjnego zużycia paliwa samochodów (2010-SS3-304)..... 48

*Z. Stelmasiak, J. Semikow*: The possibilities of improvement of spark ignition engine efficiency through dual fueling of methanol and gasoline/Możliwości poprawy sprawności silnika o zapłonie iskrowym przez dwupaliwowe zasilanie alkoholem metylowym i benzyną (2010-SS3-305)..... 59

*J. Czaban, D. Szpica*: The assessment of external and operating indexes of LPG fueled engines/Ocena wskaźników zewnętrznych i operacyjnych silników zasilanych LPG (2010-SS3-306)..... 68

*G.M. Szymański, F. Tomaszewski*: Vibroacoustic methods of assessing valve clearance in combustion engines. An analysis of signals in the area of frequency/Wibroakustyczne metody luzu zaworów silników spalinowych. Analiza sygnałów w dziedzinie częstotliwości (2010-SS3-307)..... 76

**Design/Konstrukcja**

*R. Mosakowski*: The reduction of the reaction torque of a straight four-cylinder four-stroke engine/Redukcja momentu reakcyjnego silnika rzędowego czterocylindrowego (2010-SS3-308)..... 82

**News/Aktualności**

Aktualności silnikowe..... 88

**Bibliography/Bibliografia**

Books, monographies, studies/Książki, monografie, rozprawy ..... 94

**Personalities/Personalia**

Professor Stanisław Jarnuszkiewicz (1921-2010)  
– Memories/Wspomnienie ..... 96

**Conferences/Konferencje**

Zapowiedzi konferencji silnikowych ..... 98

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku  
**Combustion Engines/Silniki Spalinowe**  
otrzymują **9 punktów**  
zgodnie z Komunikatem nr 16/2010 Ministra Nauki  
i Szkolnictwa Wyższego z dnia 21 czerwca 2010 r.

**Editor/Wydawca****Polskie Towarzystwo Naukowe  
Silników Spalinowych**

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska  
tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 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, photocopying or otherwise without prior permission 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 single issue PLZ25 + postage and packing.  
Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.  
Cena numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.

**Preparation to print/Przygotowanie do druku**  
ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA  
60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A

Nakład: 650 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.

**Reviewers/Recenzenci:**

dr hab. inż. Marek Brzeżański, prof. nzw.  
prof. dr hab. inż. Sławomir Luft  
dr hab. inż. Józef Nita, prof. nzw.  
prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz  
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny  
prof. dr hab. inż. Kazimierz Romaniszyn  
dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. nzw.  
prof. dr hab. inż. Mirosław Wyszynski

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

**Cover/Okladka**

I – Hydrogen One Cylinder Engine (fot. [www.press.bmwgroup.com](http://www.press.bmwgroup.com)),  
background (© Witold Krasowski – Fotolia.com)  
IV – Mercedes-Benz CLS-Class, engine (6-cyl, 3498 cm<sup>3</sup>,  
225 kW) (fot. [media.daimler.com](http://media.daimler.com))

## Global trends in emissions regulation and reduction (perspectives from the 1<sup>st</sup> International Exhaust Emissions Symposium)

*BOSMAL recently hosted the First International Exhaust Emissions Symposium, which featured thirteen presentations on the topics of emissions regulation and the influences this legislation exerts on test procedures, emissions reduction efforts and drivetrain technologies. Emissions test methods and facilities will have to alter to reflect the reduced emissions limits to be introduced in the near future. Emissions reduction efforts include further development of catalyst systems and the development of fuels. Biofuels and biofuel blends are key in this area. Advanced lubricants will also play a key role. The potential for synergy between these actors is evident. In addition to aftertreatment systems, drivetrain technologies such as hybrid drive and exhaust gas reformation clearly have the potential for substantial emissions reduction for a wide range of pollutant species. Automotive research is at the heart of each of these areas of development, and will be ongoing in the industry's continued efforts regarding harmful exhaust emissions.*

Key words: combustion engines, emission regulation, exhaust aftertreatment

### Światowe trendy w zakresie rozwoju norm oraz redukcji emisji związków szkodliwych spalin (na podstawie materiałów zaprezentowanych na Pierwszym Międzynarodowym Sympozjum Emisji Spalin)

*BOSMAL był gospodarzem Pierwszego Międzynarodowego Sympozjum Emisji Spalin, na którym zostało zaprezentowanych trzynaście referatów dotyczących rozwoju przepisów prawnych dotyczących ograniczania emisji związków szkodliwych spalin i ich wpływu na rozwój metod wykonywania testów emisji spalin, sposobów ograniczania emisji związków szkodliwych spalin i nowych konstrukcji w dziedzinie układów napędowych pojazdów. W niedalekiej przyszłości metody pomiaru emisji spalin, a także laboratoria i aparatura pomiarowa będą musiały sprostać zaostrożonym wymaganiom i limitom emisji związków szkodliwych spalin. Wysiłki czynione w dziedzinie redukcji zanieczyszczeń powietrza dotyczą również dalszego rozwoju układów katalitycznego oczyszczania spalin, a także rozwoju paliw. Wprowadzanie biopaliw, jak również ich mieszanin z paliwami pochodzenia mineralnego, są jednym z kluczowych kierunków w tej dziedzinie. Zaawansowane środki smarujące również pełnią ważną rolę. Potencjał jaki zawiera rozwój tych dwóch materiałów jest bardzo znaczący. Oprócz systemów oczyszczania spalin, zaawansowane technologie układów napędowych takich jak układy hybrydowe oraz ograniczanie emisji spalin z silnika mają poważny wpływ na redukcję emisji w szerokim zakresie występujących rodzajów związków szkodliwych spalin. Badania prowadzone w przemyśle motoryzacyjnym pełnią decydującą rolę dla rozwoju każdej z tych dziedzin i są nieprzerwanie prowadzone w celu ograniczenia szkodliwej emisji ze źródeł motoryzacyjnych.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, normy emisji spalin, układy oczyszczania spalin

### Introduction

The main drivers that have an influence on current and future personal transportation development are:

- climate change as the biggest environmental challenge: strong action dedicated to the contribution of the transport sector to the reduction of greenhouse gas emissions, global CO<sub>2</sub> legislation targets for new passenger cars (PC) and light commercial vehicles (LCV);
- emissions regulation development at European, US and Asian levels, regulation as an incentive for innovation (examples: Euro 5 and Euro 6, US Tier 2, LEV II-SULEV, 2009 Japanese long-term regulations, new hydrogen vehicle regulations, etc).

Road transport emissions are responsible for around 20 per cent of all greenhouse gas emissions in the European Union. In 2009 the EU revealed a package of energy-related legislation concerning improvements in vehicle fuel efficiency and the composition of the range of transport fuels.

### Wprowadzenie

Głównymi czynnikami mającymi wpływ na obecny i przyszły rozwój środków transportu są:

- zmiana klimatu jako największe wyzwanie dla ochrony środowiska: duży nacisk skierowany na wkład sektora transportowego w redukcję emisji gazów cieplarnianych, globalne przepisy dotyczące ograniczania emisji CO<sub>2</sub> dla nowych samochodów osobowych (PC), a także lekkich samochodów użytkowych (LCV);
- rozwój norm dotyczących ograniczania emisji związków szkodliwych na rynkach europejskim, amerykańskim oraz azjatyckim, regulacje prawne jako zachęta do innowacyjności (przykład: Euro 5 i Euro 6, US Tier 2, LEV II-SULEV, Japońskie długoterminowe normy emisji 2009, regulacje dotyczące nowych samochodów zasilanych wodorem, itd.).

Emisja pochodząca z transportu drogowego stanowi około 20% całkowitej emisji gazów cieplarnianych w Unii Europejskiej. W 2009 roku Unia Europejska wydała pakiet

At the First International Exhaust Emissions Symposium, experts from automotive and engine manufacturers and their suppliers discussed all these emissions-related issues and reported on the status quo, current trends and the near future regarding IC engine exhaust gas emissions. Attendees shared and gained knowledge about a variety of subjects related to gaseous and particulate matter emissions; emissions legislation trends; emissions testing methods and equipment; development trends in vehicular technology concerning improvements in emissions results and fuel consumption; the composition of transport fuels and their influence on emissions; development of engine oils; biofuels and their role in future fuel blends. This symposium, held over 20-21 May 2010, was hosted at BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd, in Bielsko-Biala, Poland. On Thursday 20 May, delegates from twenty-seven organisations, representing between them seven different countries, presented papers in four sessions covering the following areas: *emissions legislation and test method development, catalyst technology and emissions reduction methods, and engine fuel and oil development.*

The symposium was opened by BOSMAL President Dr Antoni Swiatek. In his opening address, he mentioned how regulation of exhaust emissions had been a crucial driver of the development of combustion engines, and that this driver would continue to be of great importance in the future too.

After opening the conference session, BOSMAL's Dr Piotr Bielaczyc delivered the first presentation of session one. This session, chaired by Dr Bielaczyc, focused on emissions legislation and its role as a driver for drivetrain development and testing. (Figs. 1 and 2). The other speakers were Les Hill (Horiba Europe), Kurt Engeljehringera (AVL) and Rudi Kreuzer of Weiss.

This first session was followed by the opening ceremony of BOSMAL's new Euro 5/6 emissions testing laboratory, located inside a climatic chamber of volume 620 m<sup>3</sup> (Figs. 4 and 5). This facility – one of only a handful in Europe – enables the execution of emissions and performance tests at ambient temperatures ranging from -35°C to +60°C, with high thermal stability. Within the chamber, an AVL single

rozwiązań legislacyjnych związanych ze zmniejszeniem zużycia paliwa, a także składem paliw stosowanych w transporcie.

Podczas Pierwszego Międzynarodowego Sympozjum Emisji Spalin, eksperci z przemysłu motoryzacyjnego, przedstawiciele producentów silników spalinowych, a także ich dostawcy dyskutowali o wszystkich kwestiach związanych z emisją związków szkodliwych spalin ze źródeł motoryzacyjnych a także wymieniali spostrzeżenia odnośnie obecnego stanu prawnego, aktualnych trendów oraz niedalekiej przyszłości dotyczącej problemu zanieczyszczeń spalin z silników spalinowych. Uczestnicy sympozjum dzielili się wiedzą dotyczącą wielu zagadnień związanych z lotnymi i stałymi składnikami spalin, trendów w dziedzinie zaostrzania przepisów i norm dotyczących dopuszczalnej emisji, metod badawczych emisji spalin oraz wyposażenia laboratoriów badawczych, kierunków rozwoju w transporcie kołowym skierowanych na ograniczenie zużycia paliwa oraz obniżanie emisji związków szkodliwych, składu paliw używanych w transporcie drogowym i ich wpływu na poziom emisji, polepszenia olejów silnikowych, biopaliw i ich przyszłego zastosowania w produkcji paliw płynnych.

Sympozjum zorganizowane przez Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL odbyło się w dniach 20-21 maja 2010 roku w Bielsku-Białej. 20 maja delegaci z 27 firm i instytucji, wywodzący się z siedmiu różnych krajów, prezentowali referaty w czterech sesjach dotyczących następujących zagadnień: *przepisy prawne i metody badawcze emisji składników szkodliwych spalin, technologie systemów katalizacyjnego oczyszczania spalin oraz metody redukcji emisji, trendy rozwojowe paliw i olejów silnikowych.*

Sympozjum zostało zainaugurowane przez dyrektora BOSMAL dr hab. inż. Antoniego Świątka. W swoim wystąpieniu na ceremonii otwarcia, wspominał on jak kluczową rolę odgrywają regulacje dotyczące norm emisji spalin w rozwoju silników spalinowych oraz jak ważną rolę będą one nadal odgrywać w przyszłości.

Po przedstawieniu programu naukowego sympozjum, dr inż. Piotr Bielaczyc przedstawił pierwszą prezentację w I sesji sympozjum. Sesja ta skupiała się na zagadnieniach



Fig. 1. A presentation being delivered during the first Symposium session

Rys. 1. Prezentacja referatu podczas pierwszej sesji sympozjum



Fig. 2. A presentation being delivered during the first Symposium session

Rys. 2. Referat przedstawiony przez Kurta Engeljehringera z AVL podczas pierwszej sesji sympozjum



Fig. 3. Les Hill of HORIBA Europe being presented with a certificate for his contribution

Rys. 3. Les Hill z firmy HORIBA Europe wyróżniony dyplomem za przedstawiony referat



Fig. 4. Delegates at the opening ceremony of BOSMAL's Euro 5/6 emissions testing laboratory

Rys. 4. Uczestnicy sympozjum podczas ceremonii otwarcia nowego laboratorium emisji Euro 5/6 BOSMAL

roll chassis dynamometer of maximum power 258 kW is installed, along with a high-capacity ventilation system. The laboratory features high accuracy temperature and humidity monitoring systems, capable of maintaining the desired temperature and humidity levels to within  $\pm 1.2^{\circ}\text{C}$  and  $\pm 5$  per cent, respectively, during emissions tests. Wind-speed simulation and exhaust extraction equipment which satisfy the demands of the proposed Euro 6 legislation are also installed. The laboratory boasts an analysis system

związanych z rozwojem ustawodawstwa w obszarze norm ograniczania emisji związków szkodliwych spalin oraz nowych testów emisji spalin i jego wpływu na rozwój przemysłu motoryzacyjnego (rys. 1 i 2). Kolejnymi prezydentami w tej sesji byli Les Hill (Horiba Europe), Kurt Engeljehringler (AVL, Austria) i Rudi Kreuzer (Weiss, Niemcy).

Po zakończeniu pierwszej sesji technicznej nastąpiła ceremonia otwarcia nowego laboratorium badania emisji spalin Euro 5/6, umieszczonego wewnątrz komory klimatycznej o

pojemności  $620\text{ m}^3$  (rys. 4 i 5). Obiekt ten – jeden z najnowocześniejszych w Europie – umożliwi wykonanie testów emisji związków szkodliwych spalin i pomiaru osiągnięć samochodu w zakresie temperatur otoczenia od  $-35^{\circ}\text{C}$  do  $+60^{\circ}\text{C}$ , z wysoką stabilnością temperatury. Wewnątrz komory zainstalowano jednorolkową hamownicę podwoziową firmy AVL o mocy maksymalnej 258 kW, wraz z wysoko wydajnym systemem wentylacyjnym. Laboratorium posiada systemy monitoringu temperatury i wilgotności o dużej dokładności pozwalających utrzymywać pożądany poziom temperatury i wilgotności podczas testów emisji z dokładnością odpowiednio  $\pm 1,2^{\circ}\text{C}$  i  $\pm 5\%$ . Zastosowany wentylator nadmuchiwy symulujący opór powietrza oraz wyciąg spalin spełniają wymagania przyszłej normy emisji spalin Euro 6. Laboratorium jest wyposażone w system do analizy spalin firmy HORIBA, składający się z systemu pomiarowego i próbkującego



Fig. 5. Internal view of BOSMAL's new Euro 5/6 emissions testing laboratory, within a  $620\text{ m}^3$  climatic chamber

Rys. 5. Komora klimatyczna nowego laboratorium badania emisji Euro 5/6

from HORIBA, consisting of a CVS-CFV sampling system together with an exhaust dilution tunnel, a set of MEXA 7400 HRTLE exhaust analysers and a VETS management system. Dr Świątek warmly thanked variously firms who

go spaliny typu CVS-CFV wraz z tunelem do rozcieńczania spalin, zestawu analizatorów spalin MEXA 7400 HRTLE i systemu sterującego pomiarami VETS. Dr Świątek serdecznie podziękował firmom, które były zaangażowane w



Fig. 6. BOSMAL's Dr Świątek presenting a commemorative plaque to Roland Steyh of Weiss

Rys. 6. Dr hab. A. Świątek wręczający pamiątkowe wyróżnienie Rolandowi Steyh z firmy WEISS



Fig. 7. BOSMAL's Dr Świątek presenting a commemorative plaque to Rudolf Moerkl of HORIBA

Rys. 7. Dr hab. A. Świątek wręczający pamiątkowe wyróżnienie Rudolfowi Moerkl z firmy HORIBA

had been central to the development and implementation of the new laboratory. Delegates from AVL of Austria, Weiss of Germany, HORIBA's Austrian division and Multiform and Linde Gas of Poland were presented with plaques inscribed with letters of gratitude for services rendered (Figs. 6 and 7). These delegates were also all invited to participate in the cutting of the ribbon which marked the formal opening of the new laboratory (Fig 8 and 9).

Attendees later participated in further sessions. The second session, focussing on emissions reduction strategies and the technology required for those strategies (advanced catalyst systems, hybrid systems), was chaired by Prof. Jerzy Merkisz (Poznan Technical University and BOSMAL, Poland.) The final two sessions were devoted to fuels and lubricants and their roles in reducing harmful exhaust emissions from modern vehicles. These sessions were chaired by Prof. Mirosław Wyszynski (Birmingham University, UK) and Dr Andrzej Szczotka (BOSMAL, Poland), respectively. Presentations featured in these sessions included contributions from leading automotive and fuels companies, including Fiat Powertrain Technologies, GM Powertrain Europe, ENI, Petronas and PKN Orlen. All

budowę i wyposażenie nowego laboratorium. Delegaci z firm: AVL z Austrii, Weiss z Niemiec, HORIBA z Austrii oraz Multiform i Linde Gaz Polska zostali uhonorowani pamiątkowymi dyplomami jako podziękowanie za wykonane prace (rys. 6 i 7). Wymienieni delegaci brali również udział w przecięciu wstęgi w czasie otwarcia nowego laboratorium badania emisji spalin (rys. 8 i 9).

Po ceremonii otwarcia nowego laboratorium badania emisji uczestnicy sympozjum uczestniczyli w dalszych sesjach naukowych. Sesji drugiej, która dotyczyła ograniczania emisji związków szkodliwych spalin i metod oraz rozwiązań technicznych wprowadzanych dla ograniczania tej emisji (zaawansowane systemy reaktorów katalitycznych, napędy hybrydowe) przewodniczył prof. Jerzy Merkisz (Politechnika Poznańska i Instytut BOSMAL). Dwie końcowe sesje były poświęcone paliwom i olejom silnikowym i ich roli w ograniczaniu szkodliwej emisji spalin z nowoczesnych pojazdów. Tym sesjom przewodniczyli prof. Mirosław Wyszynski (Birmingham University, Anglia) i dr Andrzej Szczotka (BOSMAL). Prezentacje referatów w tych sesjach były przeprowadzone przez przedstawicieli czołowych firm



Fig. 8. AVL's Werner Moser at the ribbon-cutting ceremony for BOSMAL's Euro 5/6 climatic chamber

Rys. 8. Werner Moser z AVL podczas ceremonii przecięcia wstęgi z okazji otwarcia nowego laboratorium badania emisji Euro 5/6



Fig. 9. BOSMAL President Dr Antoni Świątek at the ribbon-cutting ceremony for BOSMAL's Euro 5/6 climatic chamber

Rys. 9. Dyrektor BOSMAL dr hab. inż. Antoni Świątek podczas ceremonii przecięcia wstęgi z okazji otwarcia laboratorium badania emisji Euro 5/6

sessions generated a number of pertinent questions posed to the speaker following the presentations. Questions covered both the material presented, and the implications of trends, effects and concepts described within each paper. A total of thirteen papers were presented, between them forming a detailed, profoundly technical examination of current progress towards mitigating exhaust emissions and what technologies and actors can be expected to play an increased role in this area in the future. All speakers were presented with certificates commemorating their contribution to the symposium (Fig. 3). Later that evening, participants were hosted at a dinner and social event in the Beskidy mountains. Feedback from those attending the symposium was very positive, and given the level of interest shown by so many key players in the automotive industry, BOSMAL hope to organise similar events in future years.

In order to document the symposium in a format that was simultaneously conveniently compact and sufficiently detailed, paper abstracts were prepared independently by symposium participants from BOSMAL's staff, and are presented below, along with one key slide from each presentation.

### Abstracts and selected key slides

#### ***Exhaust Pollutants and CO<sub>2</sub> Emissions Reduction as the Main Drivers of Automobile Powertrain Development – Dr Piotr Bielaczyc, BOSMAL, Poland***

Of the many sources of energy on Earth, fossils fuels dominate in terms of current energy consumption. The transportation sector is characterised by near-total reliance on fossil oil as an energy source. Projections for total global energy demand, based on predictions for future population growth, imply that global energy demand could double by the year 2050. The share of energy consumed in the transport sector is significant, and is increasing year on year; there are currently 260 million light duty (LD) passenger vehicles in Europe alone – one for every two Europeans. All these vehicles emit both carbon dioxide and harmful exhaust gases, along with particulate matter in many cases.

It is the regulation of these outputs that are the main drivers of powertrain development (Fig. 10) – CO<sub>2</sub> emissions reduction legislation and emissions regulatory development at European, US and Asian levels. These two drivers were identified as likely to cause both an increasing share of Diesel/CNG/LPG engines in the market, and further significant development of fuels containing lower amounts of carbon. The introduction of new engine/aftertreatment technologies was also identified as an important result of these drivers.

Reduction of CO<sub>2</sub> emissions is dependent on a reduction in fuel consumption, which is a worthy goal for multiple reasons. The main health effects of certain well-known (e.g. PM) and lesser-known (e.g. nitro-PAH) exhaust outputs vary widely in nature and severity, but all are deserving of attention and will be increasingly targeted in future legislative moves. Emissions regulation also generates new test procedures and test cycles. A recent example of great significance is Japan's new JC08 cycle. Such procedures and cycles will be increasingly stringent, and require test facilities of much

z przemysłów motoryzacyjnego i paliwowego jak FPT, GM Powertrain Europe, ENI, Petronas i PKN Orlen. W czasie wszystkich sesji była prowadzona dyskusja z autorami referatów na temat prezentowanych trendów, koncepcji, rozwiązań konstrukcyjnych i możliwych do uzyskania efektów. Łącznie zostało zaprezentowanych 13 referatów, między innymi przedstawiających szczegółowe scenariusze w ograniczaniu emisji związków szkodliwych spalin, jakie rozwiązania techniczne i w jakich krajach wprowadzane, będą odgrywały decydującą rolę w tej dziedzinie.

Autorzy referatów zostali uhonorowani pamiątkowymi dyplomami za ich wkład w program naukowo-techniczny (rys. 3). Po zakończeniu programu naukowego sympozjum uczestnicy sympozjum zostali zaproszeni na wspólne spotkanie koleżeńskie w górach Beskidach.

Opinie prezentowane ze strony uczestników sympozjum były bardzo pozytywne, a chęć uczestnictwa w sympozjum spotkała się dużym zainteresowaniem ze strony ważnych przedstawicieli przemysłu motoryzacyjnego. BOSMAL planuje organizację podobnych spotkań w kolejnych latach.

Na podstawie materiałów zaprezentowanych na sympozjum zostały przygotowane i zaprezentowane poniżej streszczenia prezentowanych referatów, zawierające najistotniejsze informacje oraz slajdy z każdej prezentacji.

### Streszczenia referatów

#### ***Ograniczanie emisji związków szkodliwych spalin i emisji CO<sub>2</sub> jako główne czynniki wpływające na rozwój przemysłu motoryzacyjnego – Piotr Bielaczyc, BOSMAL***

Pośród wielu źródeł energii występujących na ziemi, dominuje konsumpcja paliw kopalnych jako głównego źródła energii. Sektor transportowy charakteryzuje się prawie całkowitym uzależnieniem od ropy naftowej jako źródła do produkcji paliw. Przewidywania dotyczące światowego zapotrzebowania energii, bazujące na trendach zwiększenia liczebności przyszłych populacji, wskazują, iż światowe zapotrzebowania w energię może być dwukrotnie zwiększone do roku 2050.

Udział energii zużywanej przez sektor transportowy jest znaczący i zwiększa się z roku na rok. Obecnie w Unii Europejskiej jest użytkowanych się 260 milionów samochodów osobowych, jeden pojazd przypada na dwóch Europejczyków. Wszystkie te pojazdy emitują dwutlenek węgla i szkodliwe składniki spalin, i w wielu przypadkach cząstki stałe.

Istotne jest regulowanie tych zagadnień, które są głównymi czynnikami pobudzającymi rozwój motoryzacji (rys. 10) – przepisy regulujące dopuszczalną emisję CO<sub>2</sub> oraz rozwój norm określających poziom emisji związków szkodliwych spalin w Europie, USA oraz Azji. Te dwa czynniki są uważane za prawdopodobnie główną przyczynę wzrastającego udziału w strukturze rynku silników napędzanych olejem napędowym, gazem ziemnym (CNG), bądź gazem propan-butan (LPG), a także znaczny wpływ na rozwój paliw zawierających zmniejszoną zawartość węgla. Wprowadzenie nowych konstrukcji silników i układów katalitycznego oczyszczania spalin jest także uznawane jako ważny rezultat oddziaływania tych czynników.

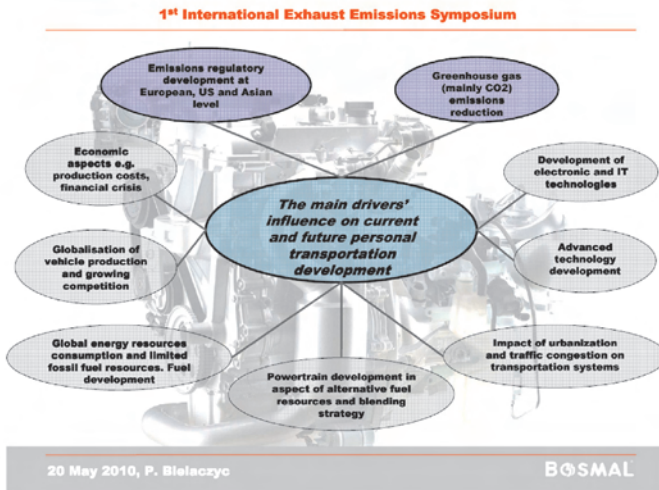


Fig. 10. Drivers influencing LD vehicle development

Rys. 10. Czynniki wpływające na rozwój konstrukcji pojazdów samochodowych

an altogether different level of sophistication. While passenger cars account for only 7 per cent of global anthropogenic CO<sub>2</sub> emissions, legislators have had the automotive industry as a target for some time. A 120-130 g/km limit is planned for the EU for 2015, and an ambitious figure of 95 g/km has been proposed for 2020. Recent trends, and the 2009 EU fleet average of 154 g/km imply that meeting these targets will be extremely difficult. Modifications to existing drivetrains, tyres, aerodynamics etc could deliver substantial benefits, but these alone would fall short of the 95 g/km target. As the amount of CO<sub>2</sub> emitted depends on the carbon content of the fuel combusted, fuels with lower carbon:hydrogen ratios are of great interest. Adaptation of drivetrains to enable efficient, clean usage of such fuels is a major driver of powertrain development.

Fossil fuels will likely remain as the dominant energy source until at least the year 2030, but by this time highly refined spark ignition and compression ignition engines will be the dominant sources of drive. Hybrid drivetrains will play an increasingly important role. Global anthropogenic CO<sub>2</sub> emissions will continue to rise, and the rate of increase will in fact accelerate, fuelled mainly by population growth in developing nations. In the automotive industry, the development of alternative and biofuels is the right course to take towards reduction of emissions of CO<sub>2</sub> and exhaust pollutants. Such strategies have profound implications for the drivetrains of the near future.

#### **Future Trends in Emissions Certification Legislation and some Implications for Measurement Techniques – Les Hill, Horiba Europe, UK**

The last forty years have seen substantial progress made towards reducing exhaust emissions, but key challenges remain and will likely be caused by future legislation in this area. Recent legislation has introduced real-world drive cycles, off-cycle limits, increased vehicle durability (equivalent to up to around fifteen years' usage in the case of Californian legislation), particle number (PN) limits, and significant fines

Redukcja emisji CO<sub>2</sub> uzależniona jest od zmniejszenia zużycia paliwa, które jest ważnym celem z wielu powodów. Negatywny wpływ na zdrowie kilku dobrze poznanych (np. cząstki stałe) i gorzej poznanych (np. nitro-WWA) składników gazów spalinyowych znacznie się różni pod względem występowania i pod względem szkodliwości na zdrowie ludzkie, ale wszystkie one zasługują na uwagę i w przyszłości będą głównymi obiektami zmian w regulacjach ustawowych. Przepisy dotyczące ograniczania emisji wymuszają opracowanie nowych procedur testów badawczych i cykli jezdnych. Ostatnim znaczącym przykładem jest nowy japoński test jezdny JC08. Procedury badawcze, a także testy jezdne będą coraz ostrzejsze i wymagać będą zdecydowanie bardziej zaawansowanych metod pomiarowych i laboratoriów badawczych.

Pomimo faktu, iż samochody osobowe odpowiadają jedynie za 7 procent globalnej emisji CO<sub>2</sub> pochodzenia antropogenicznego, od jakiegoś czasu ustawodawcy skupili się na działaniach dotyczących właśnie przemysłu motoryzacyjnego. Planuje się w krajach Unii Europejskiej wprowadzenie limitu emisji CO<sub>2</sub> na poziomie 120-130 g/km w roku 2015, zaproponowano także bardzo ostry limit wynoszący 95 g/km do roku 2020. Obecne kierunki rozwoju i średnia emisji dla floty pojazdów w krajach UE w 2009 roku powoduje, iż osiągnięcie tych celów może okazać się bardzo trudne. Modyfikacja istniejących układów napędowych, opon, aerodynamiki itp. umożliwia uzyskanie jedynie niewielkich korzyści, nie gwarantując jednak na znaczne zbliżenie się do spełnienia limitu 95 g/km. Z racji na dużą zależność emitowanego CO<sub>2</sub> od zawartości węgla w spalanej paliwie, paliwa o niższym współczynniku węgla:wodór stanowią obecnie obiekt znacznego zainteresowania. Zaadaptowanie systemów napędowych umożliwiających efektywne i czyste wykorzystanie tych paliw stanowi główny kierunek rozwoju przemysłu silnikowego.

Paliwa pochodzenia mineralnego prawdopodobnie pozostaną dominującym źródłem energii przynajmniej do roku 2030, ale do tego czasu głównymi źródłami napędu będą udoskonalone silniki spalinyowe o zapłonie iskrowym i samoczynnym. Napęd hybrydowy będzie odgrywał coraz to bardziej znaczącą rolę. Globalna emisja CO<sub>2</sub> pochodzenia antropogenicznego będzie nadal wzrastać, a tempo tego wzrostu będzie większe, powodowane wzrastającą liczbą ludności w krajach rozwijających się. W przemyśle motoryzacyjnym, rozwój paliw alternatywnych i biopaliw jest właściwą drogą prowadzącą do zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> i zanieczyszczenia gazami spalinyowymi. Ta strategia będzie miała znaczący wpływ na rozwój systemów napędowych w najbliższej przyszłości.

#### **Kierunki rozwoju przepisów homologacyjnych dotyczących ograniczania emisji związków szkodliwych spalin i ich wpływ na techniki pomiarowe – Les Hill, Horiba Europe, Anglia**

Przez ostatnie 40 lat dokonano znaczącego postępu w dziedzinie zmniejszenia emisji gazów spalinyowych, ale

for non-compliance. The introduction of such fines (€95 per gCO<sub>2</sub>/km per vehicle by 2020) for exceeding emission limits would multiply up to extremely significant sums for large-volume manufacturers active in the EU. Manufacturers will demand results that are more accurate and reproducible than ever before, because of the serious financial implications of any slight overestimation of exhaust emission levels.

The very structure of US emissions legislation has been altered. There are now standard-setting parts for each category, and a common test procedures section by application type. The 1065 was the first of these, for testing HD engines; the 1066 for LD vehicles, which may be released in 2011, is likely to be very similar. The 1065 has met accusations of being unspecific and not using international units. This document is currently still undergoing final editing, even after release – made possible due to the fact that all documentation of this type is now released online. The 1065 has been identified as having profound implications for laboratory design and instrumentation, most notably in the following areas: emissions measurement equipment (CVS, emissions analysers, PFDS etc); test cell configuration; test automation systems and data reporting; and requiring a significant number of analyser/system verifications with increased quality assurance.

#### New Or Modified Analytical Techniques HORIBA

- Future requirements for certification may require new compounds for measurement
  - NH<sub>3</sub> (for active NO<sub>x</sub> reduction methods)
  - NO<sub>2</sub> (to reduce the concentration at roadside)
    - Cannot be measured from CVS bag
  - N<sub>2</sub>O (Greenhouse Gas measurement)
    - Very low emission from vehicle  
0.3 ppm in dilution air  
low concentration in CVS bag ~ 1 ppm
    - High interference from other compounds (CO<sub>2</sub>, CO, CH<sub>4</sub> etc)
  - Expanded requirement for alcohols and carbonyl compounds ?
    - Ethanol, methanol, acetaldehyde, formaldehyde, acetone etc
    - On-line direct measurement technique would be an advantage

Exhaust Test Cells | Active Test Cells | Power & Environment | Vehicle | Semiconductor | Control **HORIBA**

Fig. 11. Implications of emissions legislation for analytical techniques  
Rys. 11. Wpływ ustawodawstwa dotyczącego emisji związków szkodliwych na technikę analityczną

Euro 6 legislation introduces particle number standards, which must not be measured from raw exhaust gas, and so several implications for particle number measuring equipment become apparent in light of this (Fig. 11). Significantly, the PN standard effectively tightens the PM mass specification, as the number specified equates to a mass lower than specified in the regulation. Second-by-second PN measurement requires high precision equipment and various pre-sampling treatment processes.

In recognition of the increasingly important role hybrid drivetrains play in efforts to reduce fuel consumption and emissions at low vehicle speeds, hybrid-specific testing procedures for both light- and heavy-duty applications have been specified. Potential problems with CVS systems and gas dilution with air have been identified.

główne wyzwania pozostały i będą przyczyną dalszego rozwoju ustawodawstwa w tej dziedzinie.

Obecne ustawodawstwo wprowadziło cykle jezdne zbliżone do rzeczywistych, limity emisji w tych cyklach czy przedłużenie czasu użytkowania pojazdu gdy jego emisja jest niższa od limitu (równowartość około piętnastu lat użytkowania w przypadku ustawodawstwa kalifornijskiego), limit liczby cząstek (PN) i znaczące kary za niepodporządkowanie się tym przepisom. Wprowadzenie tych kar (€95 za każdy dodatkowy gram CO<sub>2</sub>/km, za każdy samochód do 2020 roku) za przekraczanie dopuszczalnych limitów emisji może wielokrotnie się do olbrzymiej sumy dla dużych producentów samochodów aktywnych w Europie. Producenci pojazdów będą żądali od konstruktorów rozwiązań, które są bardziej zaawansowane i możliwe do wdrożenia niż wcześniej, z uwagi na znaczne problemy finansowe powstałe w wyniku jakiegokolwiek przeszacowania poziomu emisji gazów spalinowych.

Rzeczywista struktura ustawodawstwa w USA dotyczącego ograniczania szkodliwych emisji została zmieniona. Obecnie wykorzystuje się usystematyzowane elementy dla każdej kategorii pojazdu i wspólną sekcję procedur testowych dla wszystkich typów pojazdów.

Norma badawcza CFR1065 służy do testów silników pojazdów ciężarowych; norma CFR1066 przeznaczona dla samochodów osobowych, która ma być przedstawiona w 2011 roku, prawdopodobnie będzie bardzo podobna. Norma CFR 1065 spotkała się z krytyką, iż jest niesprecyzowana i nie używa międzynarodowych jednostek. Obecnie trwają nadal prace nad tym dokumentem, nawet po jego wprowadzeniu – jest to możliwe z racji na fakt, iż wszystkie dokumenty tego typu wprowadzane są w sposób ciągły. Procedura 1065 wymusiła głębokie zmiany w projektowaniu laboratoriów i aparatury badawczej, najbardziej w następujących obszarach: sprzętu do pomiaru emisji (CVS, analizatory do pomiarów poziomu emisji, PFDS itp.); wyposażeniu laboratoriów badawczych, systemach automatyzacji testów badawczych i przedstawiania danych; wymaga dodatkowo znaczącej liczby analiz i systemów weryfikacyjnych, które podniosły dokładność uzyskiwanych wyników.

Norma Euro 6 wprowadza limity emisji liczby cząstek stałych, których nie wolno mierzyć w nierozcieńczonych gazach spalinowych, jak również wprowadza kilka znaczących wymagań dotyczących aparatury badawczej do pomiaru cząstek stałych (rys. 11). Znaczącym jest, iż pomiar liczby cząstek stałych (limit PN) zaostrza również masową specyfikację cząstek stałych PM, ponieważ liczba wyróżnia też cząsteczki o znacznie mniejszej masie. Sekundowy Pomiar PN z krokiem 1 sekunda wymaga precyzyjnego sprzętu pomiarowego i specjalnych procesów przygotowania próbek.

W uznaniu wzrastającego znaczenia napędów hybrydowych w działaniach prowadzących do zmniejszenia zużycia paliwa i emisji przy niższych prędkościach pojazdu, określono procedury testowe uwzględniające specyfikę napędu hybrydowego, zarówno dla samochodów osobowych jak i ciężarowych. Przy tych pomiarach mogą wystąpić potencjalne problemy z systemami poboru spalin CVS i rozcieńczeniem gazów spalinowych powietrzem.

The globalisation of test cycles and procedures, as currently under development by the WLTP was highlighted. The EPA now plays a role in the regulation of greenhouse gas emissions, and EPA car and truck CO<sub>2</sub> reduction curves have been released.

Various compounds have been introduced in recent legislation, or are possible future targets. Nitrous oxide has been identified as a species emitted in low concentrations which is already regulated in certain markets and may be of importance in the EU in the future. Interference from other compounds is known to be an issue with N<sub>2</sub>O, as are detection limits for this trace exhaust emission component. EPA legislation requires the use of PLOT columns in gas chromatograph analysers. Laser technology could play a role in the detection of multiple compounds, and current designs could be improved with the aid of quantum cascade technology, switching to the mid-IR band and thereby enabling detection limits as a low as 2 ppb.

#### **Emission Testing of Modern Vehicle Concepts – Kurt Engeljehringer, AVL, Austria**

While progress has been made in reducing CO<sub>2</sub> emissions in the EU fleet, the 2008 target had not been achieved by January 2009. This was instrumental in the creation of the highly ambitious proposed 2020 target of 95 g/km. Recent and forthcoming legislative measures regarding the reduction of greenhouse gases (including, but not limited to, CO<sub>2</sub>) will have a significant impact on test procedures and facilities.

Air quality legislation has recently come into focus as a highly significant factor in acceptable levels of exhaust emissions. Concern over concentrations of various noxious gases in the ambient air in certain European cities has led to the adoption of air quality standards. In monitoring these standards, on-road testing and roadside testing will play an increasingly important role. NO<sub>2</sub> will be of increasing importance, thanks to efforts to keep concentrations of this gas low and maintain air quality. Air quality legislation introduced at local level (i.e. city legislation) will dramatically alter buying habits, as this may in effect determine whether it is possible to drive a vehicle in a certain area.

The introduction of the Euro 5 & 6 regulations not only tightens existing limits for various exhaust components; they also introduce PM number counting (in addition to total mass) and particulate matter limits for GDI engines. Facilities for accurately sampling and measuring these outputs must be included in facilities designed to test to these standards (Fig. 12).

New US CFR documentation amends somewhat the requirements of any installation used for certification according to EPA standards. Current planned investments in test bed facilities, both for engines and for vehicles, should factor in the requirements of these documents, so as to avoid costly upgrades/replacements in the future. CFR standards do allow the use of alternative procedures, but acceptance of such procedures is dependent upon statistical proof of accuracy and reproducibility, which can be hard to provide. CFR regulations include stipulations relating to units (calculations are based on moles); performance (based on

Harmonizacja testów i może być znaczące również w krajach UE w przyszłości. Zakłócenia pochodzące od innych związków chemicznych są problemem przy określeniu emisji N<sub>2</sub>O, gdyż granice wykrywalności dla tak śladowych emisji są zbyt duże. Norma wprowadzona przez agencję EPA wymaga użycie kolumny PLOT w chromatografii gazowej służącej do analizy gazów spalinowych. Technologia laserowa może odegrać znaczącą rolę w wykrywaniu skomplikowanych związków chemicznych, a obecne procedury badawczych, nad którą pracuje obecnie WLTP, jest również godna uwagi. Amerykańska Agencja Ochrony Środowiska EPA odgrywa znaczącą rolę w ustawodawstwie dotyczącym emisji gazów cieplarnianych, czego efektem jest wydanie przez tę agencję wymagań dotyczących redukcji CO<sub>2</sub> emitowanego przez pojazdy osobowe i ciężarowe.

Limity dla różnych związków chemicznych zostały wprowadzone w obecnym ustawodawstwie lub są możliwymi celami na przyszłość. Emisja tlenków azotu została określona została jako grupa związków emitowanych w niskim stężeniu, ta emisja podlega ograniczeniu na kilku rynkach i jej ograniczenie konstrukcje mogą być ulepszone przy pomocy technologii układów kaskadowych, przełączając się do średniego pasma promieniowania podczerwonego i tym samym umożliwiając wykrywanie limitów tak małych jak 2 ppb (części na miliard).

#### **Badania emisji dla nowoczesnych typów samochodów – Kurt Engeljehringer, AVL, Austria**

Pomimo uzyskania znacznej redukcji CO<sub>2</sub> we flocie samochodów w UE, cel założony na 2008 rok nie został osiągnięty do stycznia 2009 roku. To odgrywało znaczącą rolę w kształtowaniu wysokich wymagań zaproponowanych do roku 2020 na poziomie 95 g/km. Ostatnie i zbliżające się limity emisji dotyczące redukcji gazów cieplarnianych (dotyczące nie tylko CO<sub>2</sub>) będą mieć znaczący wpływ na procedury pomiarowe tej emisji oraz wyposażenie badawcze.

Wymagania dotyczące jakości powietrza stają się ostatnio bardzo znaczącym czynnikiem w akceptowalnym poziomie emisji związków szkodliwych spalin. Obawy związane z koncentracją różnych związków szkodliwych w powietrzu atmosferycznym w niektórych krajach europejskich, prowadzą do ustalenia standardów odnośnie jakości powietrza. Testy drogowe oraz pozadrogowe odgrywają coraz ważniejszą rolę w kontrolowaniu tych wymagań. Emisja NO<sub>2</sub> stawać się będzie coraz ważniejszą kwestią, dzięki wysiłkom utrzymywania koncentracji tego gazu na niskim poziomie oraz zapewnienia odpowiedniej jakości powietrza. Rozwiązania prawne dotyczące jakości powietrza na poziomie lokalnym (wymagania obowiązujące w miastach) zmieniają zasadniczy sposób nawyki kierowców, i mogą w praktyce określać czy jest możliwe użytkowanie danego pojazdu w określonym terenie.

Wprowadzenie norm emisji Euro 5 i 6 nie tylko zaostrza obowiązujące limity dla wielu składników spalin, lecz również wprowadza limit liczby cząstek stałych (oprócz masy całkowitej) oraz limity cząstek stałych dla silników benzynowych z wtryskiem bezpośrednim paliwa. Urządzenia do dokładnego próbkowania i pomiaru tych składników spalin

statistical evaluations); analyser specifications (range no longer important – now related to actual engine emissions); analyser functioning (must not switch analogue gains for continuous measurement) and CLD analysers ( $\text{CO}_2$  and  $\text{H}_2\text{O}$  quenching must be very limited).

The increasing use of regenerative exhaust aftertreatment systems had led to the creation of testing regimes for such devices, which must be tested immediately after, just before, and during regenerative phases. The aim of such procedures is to assess the effect of regenerations on exhaust emissions. A comparison of mean results with and without regeneration leads to the calculation of a regeneration factor,  $K_r$ .

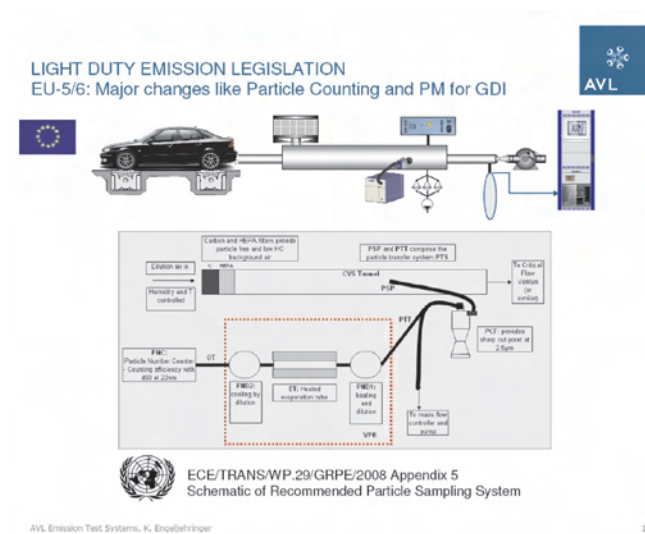


Fig. 12. The addition of the particle number sampling system to an emissions laboratory

Rys. 12. Dodatkowy system do liczenia ilości cząstek stałych w laboratorium badania emisji

Specialised test procedures have also been developed for hybrid vehicles. With a weighted mean of results from different battery charge states being taken as the final emissions figure.

Certain factors likely to feature in future legislation and already testable with existing technology. Measurement of driveability, manoeuvre-based tests (e.g. turns) and highly accurate fuel consumption data are all possible with the latest technology. Current advanced laboratory facilities can permit measurement of the exhaust gas carbon mass balance with sufficient accuracy such that calculated and directly measured fuel consumption figures agree to within 0.1 per cent.

#### **Changes in the new Euro 5 and Euro 6 Regulations and the Consequences for Test Chamber Design – Rudi Kreuzer, Weiss Umwelttechnik, Germany**

Both the Euro 5/6 and EPA CFR-1065 procedures introduce major changes which will alter both the specification of testing facilities and the way in which tests are performed. The tightening of maximum permissible emissions of gaseous exhaust components and the introduction of a particle number limit represent two highly significant departures from

muszą wchodzić w skład wyposażenia przeznaczonego do testów według tych przepisów (rys. 12).

Nowe amerykańskie przepisy CFR zmieniają wymagania dotyczące zainstalowanej aparatury badawczej używanej do badań homologacyjnych zgodnie z wymaganiami EPA. Obecnie planowane inwestycje dotyczące hamowni silnikowych lub podwoziowych powinny uwzględniać te wymagania, aby uniknąć w przyszłości kosztownych unowocześnień bądź wymian sprzętu. Wymagania zawarte w przepisach CFR dopuszczają użycie alternatywnych procedur badawczych, ale akceptacja takich procedur musi się odbywać w oparciu o statystyczne dowody dotyczące dokładności i powtarzalności, co może być trudne do zapewnienia. Przepisy CFR zawierają warunki odnośnie jednostek (obliczenia wykonywane są w molach), osiągow (oparte na równaniach statystycznych), specyfikacji analizatorów (zakres pomiarowy nie jest obecnie istotny – odnosi się do rzeczywistej koncentracji składników toksycznych), funkcjonowania analizatorów (podczas ciągłego pomiaru nie można przełączać danego zakresu pomiarowego), funkcjonowania analizatorów CLD (interferencja  $\text{CO}_2$  i  $\text{H}_2\text{O}$  musi być bardzo ograniczona).

Coraz częstsze zastosowanie systemów oczyszczania spalin zdolnych do regeneracji prowadzi do tworzenia procedur badawczych dla takich urządzeń, które muszą być badane natychmiast po, tuż przed oraz podczas fazy regeneracji. Celem tych procedur jest ocena wpływu regeneracji na poziom emisji. Porównanie średniej wyników z i bez regeneracji prowadzi do obliczeń współczynnika regeneracji  $K_r$ .

Specjalistyczne procedury testowe są także rozwijane dla pojazdów hybrydowych. Wyniki ze średniej ważonej dla różnych stopni naładowania baterii są uważane za finalny poziom emisji.

Pewne wymagania prawdopodobne w przyszłych i obecnych rozwiązaniach legislacyjnych są testowane przy użyciu dostępnych konstrukcji. Określenie własności trakcyjnych pojazdu, testowanie manewrowości pojazdów (np. jazda po łuku) oraz bardzo dokładne pomiary zużycia paliwa jest osiągalne przy użyciu najnowszej techniki pomiarowej. Obecnie specjalistyczny sprzęt pomiarowy pozwala na pomiar masy węgla w spalinach z wystarczającą dokładnością, taką jak masa węgla obliczana na podstawie emisji i na tej podstawie bezpośredni pomiar zużycie paliwa z dokładnością do 0,1%.

#### **Zmiany w nowych przepisach Euro 5 i Euro 6 oraz ich konsekwencje dla konstrukcji komór do testów emisji – Rudi Kreuzer, Weiss Umwelttechnik, Niemcy**

Nowe przepisy, zarówno Euro 5/6 jak i EPA CFR-1065 wprowadzają duże zmiany które zmienią zarówno specyfikacje wyposażenia badawczego jak i sposób wykonywania testów. Zaostrzenie limitu maksymalnej dopuszczalnej ilości składników szkodliwych spalin: gazowych oraz wprowadzenie limitu dla ilości stanowi dwa znaczące utrudnienia w stosunku do poprzednich wymagań. Podobne limity dotyczące masy oraz ilość cząstek stałych są przewidywane w normach Euro 5 i Euro 6. Wymagania dla

pervious requirements. Identical particle mass and number limits are stipulated in Euro 5 and Euro 6.

Globally, standards for all types of combustion engines are becoming more stringent, regardless of engine size and application. Limits for  $\text{NO}_x$ , HC and PM have even been defined for off-road machinery, from heavy trucks and agricultural machinery right down to chain saws and similar devices. The EU, USA, China, Japan and India have all set lower off-road emissions limits for the coming years, according to vehicle/device power rating.

For many types of heavy-duty off-road vehicle and device, emission limits are now work-based rather than distance-based, as g/km have been replaced with g/kWh.

Implications of the new standard procedures affect the design and configuration of both climatic chambers and analysers, as shown in Fig. 13.

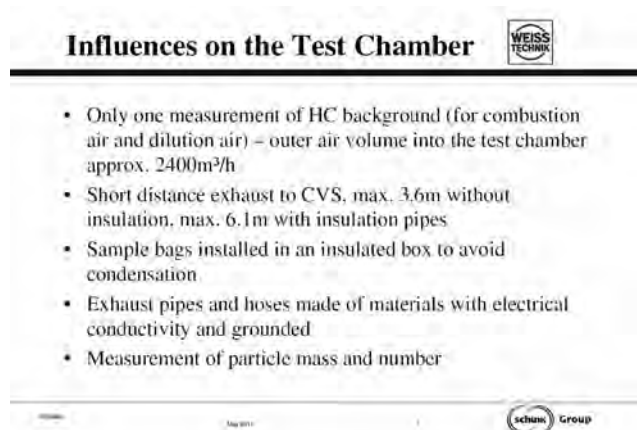


Fig. 13. Influences on chamber design

Rys. 13. Czynniki wpływające na projekt komory

Modern chambers designed to certificate road vehicles according to these standards must feature a number of systems: cooling and humidifying systems, with sensors; exhaust extraction and outer air make up facilities; some form of pressure release system; and, for safety reasons, HC and CO monitors. The maximum length of tubing from the exhaust to the CVS system is limited to 3.6 metres; this can be increased to 6.1 metres if the pipes are thermally insulated. Similarly, sample bags must be housed in insulated housing to avoid condensation. Pipes and hoses for the transport of exhaust gas samples must be made of electrically conductive materials, and must be adequately earthed.

Measurement of background levels of hydrocarbons need only be performed once – the combustion engine air intake and dilution airflows are assumed to have the same HC content. The flow rate of external air into the chamber must be approximately 2400 m<sup>3</sup>/hour (around 667 litres per second).

The introduction of altitude testing in CFR-1065 necessitates a separate system for creating pressures lower than standard atmospheric pressure.

Climatic chambers must be able to take a chamber to  $-7^{\circ}\text{C}$  for the incoming test procedures, and further to  $-30$

wszystkich typów silników spalinowych stają się bardziej surowe, niezależnie od objętości skokowej silnika czy jego zastosowania. Ograniczenia emisji dla  $\text{NO}_x$ , HC oraz PM zostały zdefiniowane nawet dla pojazdów pracujących poza drogami, poczynając od samochodów ciężarowych i sprzętu rolniczego aż po piły łańcuchowe i podobne urządzenia. Kraje takie jak UE, USA, Chiny, Japonia i Indie ustaliły niższe limity emisji na zbliżające się lata, zgodnie ze wskaźnikiem mocy dla samochodów/urządzeń. Dla wielu typów ciężkich pojazdów do zastosowań poza drogowych oraz maszyn roboczych, limity emisji odnoszą się do pracy wykonanej przez urządzenie niż do pokonanego dystansu, g/km są zastępowane przez g/kWh. Nowe procedury badawcze wpływają na proces projektowania i konfiguracji zarówno dla komór klimatycznych jak i analizatorów spalin, jak pokazano na rys. 13.

Współczesne komory klimatyczne są zaprojektowane tak aby homologować pojazdy drogowe zgodnie z obowiązującymi przepisami i w związku z tym zawierają wiele układów: układ chłodzenia i utrzymywania odpowiedniej wilgotności wraz z czujnikami, układ odprowadzania spalin oraz urządzenia zapewniające dopływ powietrza, systemy regulacji ciśnienia, a także ze względów bezpieczeństwa, systemy monitorowania poziomu HC i CO w powietrzu.

Maksymalna długość przewodu między wylotem spalin a systemem próbkowania CVS jest limitowana do 3,6 m, może być zwiększona do 6,1 metra jeśli rura łącząca jest izolowana termicznie. Podobnie worki próbkujące muszą być izolowane aby zapobiec kondensacji spalin. Rury i przewody służące do transportu próbkowanych spalin muszą być wykonane z materiału przewodzącego prąd oraz muszą być uziemione.

Pomiar poziomu tła węglowodorów musi być wykonany tylko raz – przepływy powietrza zasysanego przez silnik i rozcieńczonego są dobrane tak aby mieć tą samą zawartość HC. Stopień przepływu zewnętrznego powietrza do komory musi być na poziomie 2400 m<sup>3</sup>/h (około 667 litrów na sekundę).

Wprowadzenie symulacji testów na różnej wysokości od poziomu morza w CFR-1065 wymaga oddzielnego systemu do generowania ciśnienia niższego niż standardowe ciśnienie atmosferyczne.

Komora klimatyczna musi być zdolna do schłodzenia powietrza wewnątrz do temperatury  $-7^{\circ}\text{C}$  aby spełniać wymogi obowiązujących procedur, a w dalszej kolejności do  $-30$  i  $-35^{\circ}\text{C}$ . Dodatkowo oprócz uzyskania tak niskich temperatur, komora musi być w stanie utrzymywać tę temperaturę w przedłużonym czasie testu. Nie może nastąpić zakłócenie procesu osuszania dodatkowego powietrza w tych temperaturach, ponieważ typowe wymienniki ciepła instalowane w takich urządzeniach są zdolne do przetłaczania powietrza w tych temperaturach. Powstawanie niewielkich ilości lodu w tych urządzeniach nie powinno znacząco osłabiać ich funkcji.

**Wyzwania, które stawia przygotowanie wydajnego systemu katalitycznego dla silników Diesla spełniających normę Euro 6 – Dr Gerardo Carelli et al., Umicore, Włochy/Niemcy**

and  $-35^{\circ}\text{C}$ ; in addition to reaching these temperatures, they must also be able to maintain them for prolonged periods of testing. The make-up air drying process is unlikely to be compromised at such temperatures, as the heat exchangers typically installed in such facilities are capable of handling air at these temperatures. Any formation of ice in these devices should not be significant enough to impair their function.

### The Challenge of Preparing an Effective Diesel Euro 6 Catalyst System – Dr Gerardo Carelli et al., Umicore, Italy/Germany

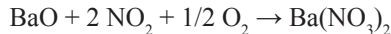
The Diesel engine can be thought of as a weapon in the fight against fuel consumption and therefore  $\text{CO}_2$  emission, but it is not without its drawbacks. No three-way catalyst (TWC) exists which can adequately treat diesel engine-out gases and  $\text{NO}_x$  remains a significant problem for this engine type.

Two possibilities for Diesel engine catalytic converter concepts are currently under investigation by manufacturers and related companies: the SCR catalyst system and the  $\text{NO}_x$  storage catalyst designs. The SCR finds many adherents in the USA, partially due to the fact that SCR systems suit larger engines. These systems rely on the availability of  $\text{NO}_2$ ; the storage catalyst forms this compound within the catalyst and the SCR obtains it from an external source. The reactions that occur within the catalysts are as follows:

SCR catalyst system:



$\text{NO}_x$  storage catalyst:



In their research programme, Umicore have investigated three different sources of  $\text{NO}_2$  to act as feedstock for the SCR catalyst system. The three points are engine-out, the Diesel oxidation catalyst and the catalysed Diesel particulate filter. Measurements performed during the NEDC test indicate that for almost all portions of the cycle the engine-out  $\text{NO}_x$  stream is much richer in  $\text{NO}_2$  than the same flow measured downstream of the DOC.  $\text{NO}_2$  formation was found to be strongly controlled by CO and HC light off – before reaching temperatures above the light off points,  $\text{NO}_2$  is consumed, rather than produced (Fig. 14). Within the DOC, sluggish kinetics hinder the formation of  $\text{NO}_2$ , and a maximum rate of formation is observed at around  $250^{\circ}\text{C}$ ; at higher temperatures thermodynamic effects reduce the  $\text{NO}_2$  output fraction.

The length (i.e. volume for constant width), and to a lesser extent the metal loading of the catalyst were found to significantly change the efficacy of  $\text{NO}_2$  production within the DOC. The space velocity (controlled by the gas flow rate) also exerts a significant control – at  $25000 \text{ hour}^{-1}$   $\text{NO}_2/\text{NO}_x$  values of up to almost 85 per cent were observed; at  $75000 \text{ h}^{-1}$  the maximum value was around 65 per cent. The presence or absence of a coating layer in the DPF impacts on  $\text{NO}_2$  formation. For most of the NEDC coated versions perform better in this respect. The precious metal

Silnik Diesla jest uważany jako oręż w walce ze zużyciem paliwa oraz wynikającą z niego emisją  $\text{CO}_2$ , posiada on jednak pewne swoje wady.

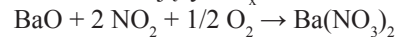
Brak trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych, które w równy sposób radzą sobie ze spalinami Diesla, w tym z  $\text{NO}_x$ , pozostaje znaczącym problemem dla tego typu silników.

Producenci reaktorów katalitycznych oraz związane z nimi instytucje badawcze rozważają obecnie dwie koncepcje konwerterów katalitycznych do silników Diesla: system katalizatorów SCR oraz katalizatory absorbujące  $\text{NO}_x$ . W USA system SCR znajduje wielu zwolenników. Częściowo poprzez fakt, że SCR dobrze nadaje się do zastosowania do większych silników. Systemy te opierają się na obecności  $\text{NO}_2$ , katalizatory absorbujące uzyskują ten składnik wewnątrz katalizatora, a system SCR z zewnętrznego źródła. Reakcje zachodzące wewnątrz katalizatorów są następujące:

system katalityczny SCR:



katalizator absorbujący  $\text{NO}_x$ :



Umicore w swoim programie badawczym analizuje trzy różne źródła  $\text{NO}_2$  dostarczanego do systemu katalizatorów SCR. Tymi trzema źródłami są: emisja gazów spalinowych z silnika, katalizator utleniający, filtr cząstek stałych z pokryciem katalitycznym. Pomiary wykonane podczas testu NEDC wskazują, że dla prawie wszystkich części cyklu badawczego emisja  $\text{NO}_x$  bezpośrednio z silnika jest dużo bogatsza w  $\text{NO}_2$  niż równoległe mierzona za katalizatorem DOC. Formowanie  $\text{NO}_2$  okazuje się być mocno zależne od temperatury aktywacji katalizatora dla utleniania CO oraz HC. Przed osiągnięciem tej temperatury  $\text{NO}_2$  jest zużywane bardziej niż produkowane (rys. 14). W katalizatorze DOC zbyt powolny przepływ osłabia formowanie  $\text{NO}_2$ , najwyższe tempo formowania zostało zaobserwowane przy temperaturze  $250^{\circ}\text{C}$ ; przy wyższych temperaturach zjawiska termodynamiczne zmniejszają emisję  $\text{NO}_2$ .

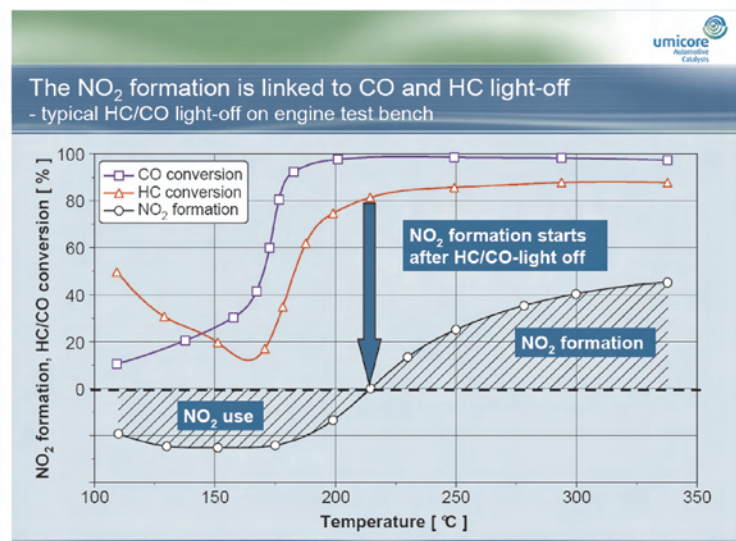


Fig. 14.  $\text{NO}_2$  formation within a DOC as a function of temperature  
Rys. 14. Formowanie  $\text{NO}_2$  w reaktorze DOC w funkcji temperatury

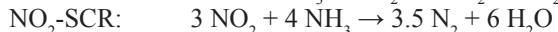
ratio was also found to be of importance, with higher Pt content versions giving equivalent or superior NO<sub>2</sub> output over the entire NEDC. Results obtained by Umicore indicate that the use of zoned technology in the DPF does not yield NO<sub>2</sub> production benefits.

Evaluation of five key parameters – the precious metal loading of the DOC, the Pt/Pd-ratio of the DOC, the precious metal loading of the DPF, the Pt/Pd ratio of the DPF and the precious metal loading in the front zone of the DPF – revealed that the Pt/Pd ratio of the DPF is the only factor to exceed statistical relevancy, with the metal loading and loading ratio of the DOC close to exerting statistically significant control. The metal balance and dimensioning of the DPF are also crucial in controlling outputs from DPF cleaning in urban environments. These findings reveal that NO<sub>2</sub> production for use as an input for SCR systems is clearly linked to HC and CO light-off, and that lower space velocities, higher Pt content and homogeneously coated filters perform best. Because of the link to light-off, the DOC has to control HC and CO emissions; the DPF can be made use of as a source of NO<sub>2</sub> when this has been achieved.

#### **Catalyst Technology Development for Euro 5 and Euro 6 Regulations – Keijo Torkkell, Ecocat, Finland**

Where SCR systems are employed, ammonia (NH<sub>3</sub>) is an essential input into the system. This can be obtained from the thermal or catalytic hydrolysis of urea in the exhaust lines. Achieving an adequate reaction rate at the low temperatures of these locations represents a challenge. Tests have shown that well-designed reactors that make use of welded mixer-type structures can produce significant quantities of ammonia, over a broad range of temperatures. Accelerated ageing leads to relatively little change in output; adding a DOC to the system produces an increase in productivity at lower temperatures. Some concern has been expressed regarding the possibility of vanadium evaporation and subsequent emission, but no evaporation of vanadium was observed in tests at up to 900°C.

The following reactions are of interest in SCR catalysts:



Diesel particulate filters benefit from the application of coatings. Ecocat's thin Sol gel coatings (less than 2 microns in thickness) maintain the openness of the pores (mode pore diameter is reduced by less than 1.5 per cent) and thus the Δp value is very close to that of the uncoated core. Ageing tests indicate that CO light-off occurs at significantly lower temperatures for catalysts with a thin platinum-containing coating, compared to standard catalysts. Soot consumption rates were also shown to be superior for this catalyst design type, although this was reduced by around 25 per cent after 200 hours' accelerated ageing (Fig. 15).

Optimum coatings also have great potential for boosting the performance of Diesel oxidation catalysts. Platinum coatings are known to foster the production of NO<sub>2</sub>, but the high cost of this precious metal means its density in the catalyst

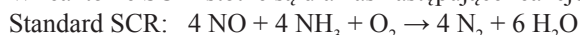
Długość reaktora katalitycznego (tzn. objętość przy stałej szerokości), oraz zmniejszenie zawartości metali szlachetnych wpływa na znaczącą zmianę wydajności powstawania NO<sub>2</sub> w obrębie katalizatora DOC. Szybkość przepływu gazu (mierzona przepływomierzem) także nabiera szczególnego znaczenia – dla 25000 godzin<sup>-1</sup> zaobserwowany stosunek NO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub> osiąga prawie 85 procent; dla 75000 godzin<sup>-1</sup> wartość maksymalna osiągała około 65 procent. Obecność lub brak powłoki katalitycznej w filtrze DPF również wpływa na formowanie NO<sub>2</sub>. W większości testów NEDC filtry DPF z powłoką katalityczną odznaczają się lepszą sprawnością formowania NO<sub>2</sub>. Stosunek zawartości metali szlachetnych został także uznany za ważny, wersje z wyższą zawartością Pt zapewniają porównywalny lub wyższy wydatek NO<sub>2</sub> w czasie testu NEDC. Wyniki otrzymane przez Umicore wskazują, że stosowanie technologii warstwowej nie przynosi korzyści w tworzeniu NO<sub>2</sub>.

Ocena pięciu kluczowych parametrów – zawartość metali szlachetnych w DOC, stosunek Pt/Pd w DOC, zawartość metali szlachetnych w DPF, stosunek Pt/Pd w DPF oraz zawartość metali szlachetnych w początkowej strefie DPF – pokazała, że stosunek Pt/Pd w DPF jest jedynym czynnikiem przewyższającym średnią statystyczną, wraz z zawartością metali szlachetnych i stosunkiem ich zawartości w DOC. Stosunek zawartości metali szlachetnych i wymiary filtra DPF są również kluczowe w kontrolowaniu emisji na wylocie z DPF-u w cyklu jazdy miejskiej. Te obserwacje pokazują, że tworzenie NO<sub>2</sub> doprowadzanego do układu SCR jest zależne od temperatury light-off dla HC i CO, filtry o mniejszej prędkości przepływu, wyższej zawartości Pt i z jednorodnym pokryciem odznaczają się najwyższą sprawnością. Ze względu na powiązanie z temperaturą *light-off*, DOC ma za zadanie kontrolować emisję HC i CO; DPF może być użyty jako źródło NO<sub>2</sub> kiedy będzie to wymagane.

#### **Rozwój konstrukcji reaktorów katalitycznych dla spełnienia norm Euro 5 i Euro 6 – Keijo Torkkell, Ecocat, Finlandia**

W układach oczyszczania spalin gdzie wykorzystuje się systemy katalityczne SCR, podstawowym dodatkiem jest amoniak (NH<sub>3</sub>). Można go otrzymać w wyniku termicznej lub katalitycznej hydrolizy mocznika w układzie wydechowym. Osiągnięcie odpowiedniej wydajności tej reakcji w warunkach niskiej temperatury stanowi duży problem. Badania wykazały, że odpowiednio zaprojektowany reaktor, zbudowany jako spawany mieszalnik może wytwarzać znaczne ilości amoniaku w szerokim zakresie temperatur. Przyspieszony proces starzenia reaktora katalitycznego prowadzi do niewielkiej zmiany wydajności; dodanie reaktora typu DOC do systemu, powoduje wzrost wydajności przy niskich temperaturach spalin. Niektórzy producenci wyrażali obawę o możliwość odparowania wanadu i wynikającą z tego niepożądaną emisję, lecz w czasie badań nie zaobserwowano parowania wanadu podczas testów w temperaturach do 900°C.

W reaktorze SCR istotne są dla nas następujące reakcje:



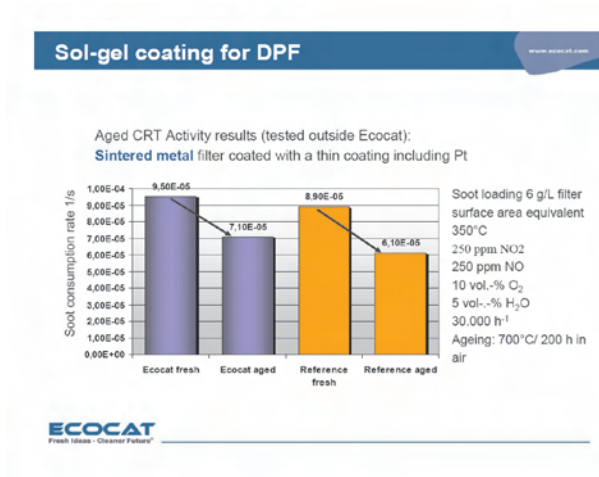


Fig. 15. Soot consumption within the DPF for four catalysts

Rys. 15. Osadzanie się sadzy w filtrze DPF dla czterech filtrów

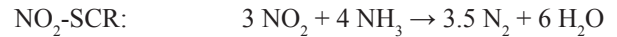
should be minimized. Using a platinum-palladium alloy gives excellent performance (in fact better than Pt alone) and slows the sintering process, thereby stabilizing the platinum component and increasing durability, and all at a reasonable cost. A Pt-Pd alloy catalyst was tested against a more conventional equivalent, and was found to give good results. NO<sub>2</sub> formation for the road aged Pt-Pd alloy catalyst was found to be superior at medium and high loads; HC conversion showed a marked increase at all load points tested.

Particulate oxidation catalysts have been proven to be viable, cost-effective options for LD and HD vehicles' particulate removal. Application-specific coatings give the best performance. Treatment of very fine particles is highly efficient, but reduces steadily to 40-50 percent for PM<sub>0.1</sub>; for larger sizes collection is more closely related to engine load.

SCR catalysts, when combined with a pre-oxidat, post-oxidat, hydrolysis catalysts and/or catalysed particulate filter, can be designed according to the application in question. Within the DPF, a uniform coating along the wall increases stability – the slow sintering that results improves the durability of the catalyst. Particulate oxidation catalysts could represent a single solution to address the problem of GDI particulate emission. Real-world vehicle road testing has confirmed the efficiency and regenerative capabilities of such devices.

#### **Ultimate Exhaust Emission Reduction: Hybrid Technologies Enter the Key Players List – Paolo Giardina Papa, Mecaprom, Italy**

Hybrid drivetrains have a significant role to play in emissions reduction efforts. Two fundamental design schemes exist: parallel (electrically assisted) hybrids and series hybrids (with range extenders). Series hybrid systems are not suitable for use in conjunction with CI engines. The problems associated with current spark ignition and compression ignition engines are brought into focus in the first 90 seconds on the NEDC (i.e. cold start), as shown in Fig. 16. During this period, over 50 per cent of CO & 90 per cent of HC emission



Filtry cząstek stałych dają większe korzyści przy zastosowaniu powłok katalitycznych. Cienka powłoka Sol gel (mniej niż 2 mikrony grubości) utrzymuje odpowiednią średnicę porów (średnica otworków w substracie jest zredukowana o mniej niż 1,5 procenta), tak więc wartość  $\Delta p$  jest bardzo zbliżona do tej na rdzeniu bez powłoki katalitycznej. Test starzenia wykazał, że temperatura *light-off* dla CO jest uzyskiwana przy znacznie niższych temperaturach dla katalizatorów z cienką platynową powłoką, w porównaniu do zwykłych katalizatorów. Współczynnik pochłaniania sadzy jest kluczowy dla reaktorów katalitycznych tego typu, mimo to osiągnięto 25 procentowy spadek po 200 godzinach przyspieszonego procesu starzenia reaktora (rys. 15).

Optimalizacja powłok katalitycznych jest także bardzo ważna dla podnoszenia wydajności reaktorów utleniających silników Diesla. Platynowe powłoki są uznawane jako sprzyjające tworzeniu NO<sub>2</sub>, lecz wysoka cena tego metalu szlachetnego skłania do minimalizacji jego zawartości w reaktorze. Użycie stopu platyna-pallad daje doskonałe efekty (w rzeczywistości lepsze niż dla samej platyny) i spowalnia proces spiekania, w związku z tym wzrasta stabilność platyny i zwiększa się trwałość reaktora, i można to osiągnąć przy bardziej umiarkowanych kosztach. Katalityczny stop Pt-Pd był testowany w porównaniu do standardowych materiałów z bardzo dobrymi wynikami. Formowanie NO<sub>2</sub> w reaktorze zawierającym powłokę Pt-Pd, testowanym w warunkach drogowych, było szczególnie wysokie w zakresie średnich i wysokich obciążeń; konwersja HC znacząco wzrosła we wszystkich testowanych punktach pracy silnika.

Reaktor utleniający cząstki stałe okazał się być istotną i atrakcyjną cenowo opcją dla pojazdów typu LD i HD, pozwalającą obniżyć emisję cząstek stałych. Zastosowane specyficzne powłoki katalityczne w tym rozwiązaniu dają najlepsze wyniki. Utlenianie bardzo małych cząstek stałych przebiega z dużą sprawnością, następuje również redukcja około 40-50 procent PM<sub>0,1</sub>; a w przypadku większych cząstek, ich utlenianie jest zależne od obciążenia silnika.

Układ SCR, gdy sprzężony jest z wstępnym reaktorem utleniającym, końcowym reaktorem utleniającym, reaktorem rozkładającym mocznik na amoniak i/lub filtrem cząstek stałych, może być zaprojektowany zgodnie z wymaganiami dla danego układu wylotowego spalin i silnika.

Wewnątrz filtra DPF, zastosowanie pokrycia katalitycznego wzdłuż ścianek filtra poprawia jego trwałość – wolne spiekanie powłoki skutkuje wzrostem trwałości reaktora.

Reaktor utleniający cząstki stałe może być dedykowany jako dodatkowe rozwiązanie problemu emisji cząstek stałych silników typu GDI. Testy pojazdów w rzeczywistych warunkach drogowych potwierdziły wydajność i możliwości regeneracji takich urządzeń.

#### **Całkowita redukcja emisji związków szkodliwych spalin: napędy hybrydowe wchodzą do listy kluczowych rozwiązań – Paolo Giardina Papa, Mecaprom, Włochy**

Napędy hybrydowe mogą odegrać główną rolę w wysiłkach dotyczących obniżenia emisji związków szkodliwych. Istnieją dwa podstawowe ich rodzaje: hybrydy równoległe

from gasoline engines for the entire 1180-second NEDC occurs; for Diesels the figures are around 90 per cent for CO and 35 per cent for HC. Catalyst light-off points, and the time in the NEDC taken to achieve these temperatures, are key points to be considered in emissions reduction strategies.

While the oxidation of HC and CO is dependent on light-off for both engine types, NO<sub>x</sub> presents different challenges according to ignition type. For SI engines NO<sub>x</sub> reduction depends on lambda control and post-treatment quality; for CI engines EGR tolerance and operation under lean conditions are the controlling factors.

For SI engines the rate of NO<sub>x</sub> generation greatly increases during periods of acceleration, due to the temporary onset of non-stoichiometric combustion during such phases. CI engines suffer high NO<sub>x</sub> levels during periods of low EGR operation.

Downsizing, an essential emissions reduction strategy, has the unfortunate effect of increasing engine load, which jeopardises low NO<sub>x</sub> operation. For CI engines, higher loads reduce the possibility of EGR operation and thereby necessitate aftertreatment systems of higher complexity (and therefore cost). Hybrid technology presents the opportunity to decouple engine load and vehicle operation. However, not all conditions permit range extenders to operate at a fixed point – high-speed highway situations, for example.

The specific advantages hybrid technology can bring vary according to the combustion engine fitted to the vehicle. For SI engines the main target is the achievement of immediate catalyst light-off. This can be achieved by increasing the engine-out temperature (load management, valve timing/lift, post-injection), and by increasing the catalyst inlet temperature (with the aid of close coupling and measures to minimise thermal inertia). Hybrid architecture can be employed to decouple engine and vehicle operation so that engine load can be optimised for fast light-off. The energy storage ability of such systems minimises any fuel consumption penalties.

(silnik spalinowy jest wspomagany przez silnik elektryczny) i hybrydy szeregowe (z silnikiem wydłużającym zasięg pojazdu). Hybrydy szeregowe nie są odpowiednie do połączenia z silnikiem ZS. Problemem aktualnych silników ZI i ZS branych pod uwagę w testach emisji jest pierwsze 90 sekund testu NEDC (po zimnym rozruchu silnika), jak pokazano na rysunku 15. Podczas tego okresu emitowane jest ponad 50 procent CO i 90 procent HC dla całego 1180 sekundowego testu NEDC; dla silnika ZS wartości te są następujące: około 90 procent CO i 35 procent HC. Osiągnięcie temperatury light-off reaktora katalitycznego i czas testu NEDC potrzebny do uzyskania tych temperatur są kluczowymi aspektami rozważanymi w strategiach ograniczania emisji.

W przypadku HC i CO ich utlenianie jest zależne od osiągnięcia temperatury light-off dla obu typów silników, natomiast emisja NO<sub>x</sub> stawia odmienne wymagania w zależności od typu silnika i rodzaju zapłonu. Dla silników ZI redukcja NO<sub>x</sub> zależy od składu mieszanki paliwo-powietrze (lambda) i jakości układu oczyszczania spalin. Dla silników ZS czynnikami decydującymi w warunkach mieszanki ubogiej jest sterowanie zaworem recyrkulacji spalin EGR.

Dla silników ZI ilość wytwarzanych NO<sub>x</sub> znacząco wzrasta w trakcie przyspieszania, spowodowane to jest chwilowym spalaniem mieszanki o składzie nie stechiometrycznym. Silniki ZS charakteryzują się na wysoką emisję NO<sub>x</sub> w trakcie niskiego poziomu recyrkulacji spalin przez zawór EGR.

Obniżanie gabarytów i masy silnika przy zachowaniu jego parametrów jest podstawowym sposobem ograniczania emisji, przy jednoczesnym niekorzystnym efekcie skutkującym wzrostem obciążenia silnika, który niekorzystnie wpływa na obniżanie poziomu emisji NO<sub>x</sub>. Dla silników ZS wyższe obciążenia obniżają możliwość sterowania EGR i wynika z tego potrzeba stosowania bardziej kompleksowych układów oczyszczania spalin a także wzrost kosztów takiego systemu. Technologie hybrydowe dają możliwość zmiany zależności wpływu obciążenia silnika na napęd pojazdu.

Jednakże nie wszystkie warunki drogowe pozwalają pracować silnikom spalinowym w ustalonych stanach pracy – na przykład w warunkach jazdy autostradowej.

Określone korzyści z zastosowania konstrukcji hybrydowej może przynieść zmienne, dostosowane do pojazdu, sterowanie silnikiem spalinowym. Dla silników ZI głównym celem jest osiągnięcie jak najszybciej temperatury *light-off* reaktora katalitycznego. To może być uzyskane przez wyższą temperaturę na wylocie z komory spalania silnika (regulacja obciążenia, sterowanie czasem/wznosem zaworów i dodatkowym wtryskiem paliwa) oraz przez wzrastającą temperaturę na dopływie (ze wsparciem sprzęgnięcia bezpośredniego oraz rozwiązaniami obniżającymi bezwładność termiczną). Struktura napędu hybrydowego pozwala rozłączać silnik spalinowy i sterowanie pojazdu, optymalizując jego obciążenie dla szybszego osiągnięcia temperatury *light-off*. Możliwość „przechowywania

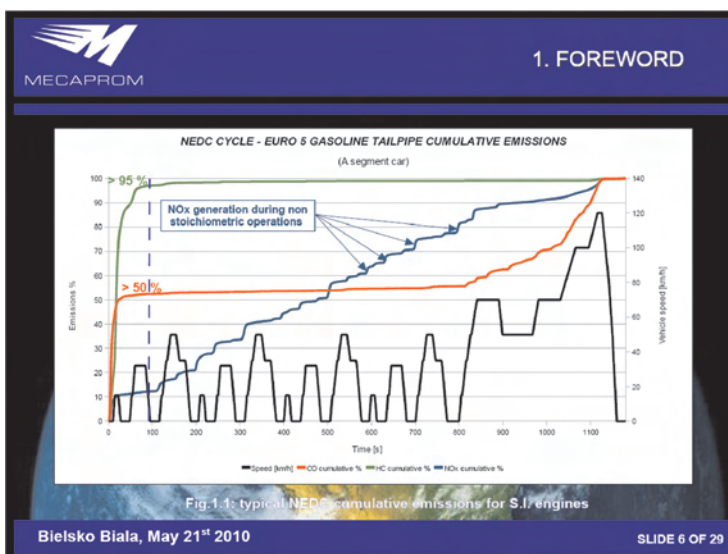


Fig. 16. Typical cumulative emissions for a Euro 5 petrol LDV

Rys. 16. Typowa sumaryczna emisja dla samochodu benzynowego Euro 5

For CI engines the main target is the control of tailpipe NO<sub>x</sub> emissions. Here the technology can be employed to reduce the dynamism of operation, confining engine load to the low NO<sub>x</sub> regime. This parallel arrangement means that there would be no impact on fuel economy, performance or driveability.

The efficient use of fuel economy is the key factor for faster catalyst light-off. It is clear which technologies are involved; these technologies have sufficient maturity such that their development is not an issue. Costs and system complexity are currently the limiting factors.

Appropriate hybrid technologies may present an opportunity to achieve an important shift from passive containment of emissions to an active approach whereby certain emissions are avoided by limiting the engine operating conditions. The key factors are: low engine-out emissions, increased efficiency of aftertreatment systems, and matching of engines to vehicles. Hybrid technology alters the balance of this last criterion by permitting flexibility in vehicle/powertrain matching and proving flexibility in the management of transient factors.

#### **Fuel Quality Evolution in Europe – Pietro Scorletti, Eni, Italy**

The involvement of the European Union (and its predecessors) in emissions reduction legislation dates to 1975, when sulphur was first targeted out of fears over the effects of acid rain. After sulphur, lead-and benzene-related regulations followed. Over time, air quality and greenhouse gas concerns have come to the fore of political debate, and legislation in these areas has been plentiful. Mandated EU values for research and motor octane numbers, vapour pressure and the levels of various components have all changed over the last two decades (Fig. 17). However, from 2005-2009 the only mandated change was regarding sulphur levels, to reduce production of PM.

The 1994 emissions agreement was novel due to the involvement of ACEA, an industry lobby and interest group, in the process. ACEA was active in EPEFE (European Programme on Emissions, Fuels and Engine Technology), which designed the NEDC. ACEA is represented in both upper tiers of the organisation and has contributed to all the projects undertaken.

Gasoline quality improvement

	1993	1996	2000	2005	2009
RON, min	95	95	95	95	95
MON, min	85	85	85	85	85
Benzene, vol%, max	5.0	5.0	1.0	1.0	1.0
Aromatics, vol%, max	-	-	42	35	35
Olefins, vol%, max	-	-	18	18	18
RVP, kPa (summer grade, max)	100	100	60	60	60
Oxygen, wt%, max	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7
Sulphur (mg/kg), max	500	500	150	50 (10)*	10

\* 10 ppm sulphur fuel in 2005 had to be geographically available in an appropriately balanced manner



Fig. 17. Evolution of gasoline fuel quality for the EU market

Rys. 17. Ewolucja jakości benzyny dla rynków UE

energii” przez taki układ obniża dodatkowe straty związane z nadmiernym zużyciem paliwa w niektórych punktach pracy silnika.

Głównym wyzwaniem dla silników o zapłonie samoczynnym jest emisja NO<sub>x</sub>. W tym przypadku technika hybrydowa może zostać wykorzystana w celu zmniejszenia dynamiki zmiany punktów pracy, ograniczając obciążenie silnika tylko do stanów pracy kiedy emisja NO<sub>x</sub> jest niska. To równoległe oddziaływanie pozwala na utrzymanie niskiego poziomu zużycia paliwa, osiągow oraz zdolności napędowych całego układu hybrydowego.

Skuteczne wykorzystanie spalane go paliwa jest kluczowym czynnikiem przyspieszającym osiągnięcie temperatury *light-off* reaktora katalitycznego. W tej dziedzinie są znane rozwiązania konstrukcyjne, które należy zastosować. Obecnie tylko cena tych rozwiązań oraz stopień komplikacji są czynnikami ograniczającymi przy ich zastosowaniu.

Zastosowanie konstrukcji napędów hybrydowych może pozwolić na osiągnięcie ważnej zmiany z pasywnego ograniczenia emisji do aktywnego podejścia do tego problemu, gdzie pewna część całkowitej emisji jest zmniejszana przez zmiany punktów pracy silnika. Kluczowymi czynnikami są: niska, bezpośrednia emisja z silnika, zwiększona sprawność systemu oczyszczania spalin oraz odpowiedni dobór silnika do pojazdu. Technika hybrydowa zmienia balans ostatniego kryterium pozwalając na elastyczność doboru pojazd/układ napędowy oraz elastyczność w zarządzaniu stanami przejściowymi pracy układu napędowego.

#### **Ewolucja jakości paliw w Europie – Pietro Scorletti, Eni, Włochy**

Zaangażowanie Unii Europejskiej (oraz jej prekursorów) w rozwój przepisów prawnych ograniczających emisję związków szkodliwych spalin datowane jest na rok 1975, gdy związki siarki okazały się odpowiedzialne za opady kwaśnych deszczów. Po siarce, ograniczenia objęły ołów i benzen. W późniejszym czasie jakość powietrza oraz emisja gazów cieplarnianych stały się głównym tematem politycznych debat; zostało wprowadzone szerokie ustawodawstwo dotyczące tego tematu. Narzucone przez UE wartości liczby oktanowej, prężności par w paliwie oraz ilość poszczególnych składników paliw zmieniły się przez ostatnie dwie dekady. Jednakże, od 2005 do 2009 roku zmianie uległa tylko dopuszczalna ilość siarki, ze względu na konieczność obniżenia emisji PM.

Porozumienie z 1994 zawarte w sprawie ograniczania emisji roku było nowatorskie poprzez zaangażowanie ACEA, przemysłowej grupy lobbystów. ACEA było aktywnie zaangażowane w realizacji programu EPEFE (Europejski Program Emisji, Paliw oraz Konstrukcji Silników), w ramach którego opracowano cykl badawczy NEDC. ACEA zaangażowane jest zarówno w kierownictwo programu badawczego jak również w realizowane projekty.

Wraz z różnymi trendami rozwoju motoryzacji jakość powietrza oraz emisja gazów cieplarnianych są głównymi czynnikami wymuszającymi poprawę jakości paliw. Zainteresowanie UE emisją gazów cieplarnianych doprowadziło do dużej liczby

In common with many automotive development trends, air quality and greenhouse gas emissions are the main driving forces for fuel quality improvements. EU concerns over greenhouse gas emissions have led to a number of initiatives to promote – and control – the usage of biofuels. Towards the end of 2009, the EU adopted two directives with significant impact on fuel quality: the renewable energy directive and the fuels quality directive, designed to work in tandem with the common goal of reducing greenhouse gas emissions associated with the production and usage of fuels.

Increased ethanol content in gasoline blends raises the prospect of material compatibility issues, including interactions with carbon storage canisters and an associated risk of deactivation. The increased volatility of such blends may impact driveability and evaporative emissions. The higher water content increases the risk of corrosion, and any separation of water within the fuel tank could result in engine damage. Increased biodiesel content in Diesel fuel raises certain potential issues. A foremost concern is material compatibility. As biodiesel is less stable than conventional Diesel fuel, there are implications for injector fouling. Finally, the altered boiling curve of biodiesel could introduce the problem of engine oil dilution. However, the current limit of 7 per cent biodiesel content does not represent a definitive technical limit, and few problems have been reported from usage in the field. Gaseous biofuels also have drawbacks in the area of quality (thereby creating a risk of injector damage), and the gases currently available are perhaps better put to use in static plants in the production of electricity.

Likely future trends regarding the evolution of fuel quality in the EU are: the gradual replacement of MTBE with ETBE (obtained from bioethanol) in gasoline blends; increasing concentrations of ethanol in gasoline blends; and an increasing proportion of FAME and FAEE in Diesel blends, in future perhaps from 2nd-generation biofuels.

The stated aim of these alterations to the fuel mix is a significant reduction in GHG emissions over the next few years. However, an unintended effect is the issue of materials compatibility – concern about this aspect will likely increase as levels of these compounds increase in fuels sold in the EU.

#### ***Alternative Diesel Fuels' Effects on Combustion and Emission of Diesel Engines – Federico Guglielmono, GMPT-E, Italy***

Diesel fuels have a central role as in-vehicle energy carriers. Electrical systems are still totally dependent on battery technology, and hydrogen alternatives have not yet been perfected. Diesel fuels, however, can be obtained from renewable sources and so alternative diesel fuels have an important part to play in efforts to reduce vehicular exhaust emissions and dependence on fossil oil. As various properties of alternative diesel fuels differ from standard Diesel (density, cetane number, etc), blending enables the production of a fuel with the desired characteristics, and enables realisation of the potential for synergy.

Use of an optical (transparent) single cylinder permits detailed images of the combustion process to be obtained,

promowanych inicjatyw, w tym zastosowania biopaliw. Przez koniec 2009 roku UE zaadoptowała dwie dyrektywy znacząco wpływające na jakość paliwa: dyrektywa o energii odnawialnej oraz dyrektywa dotycząca jakości paliw, wspólnie dyrektywy te mają za zadanie obniżyć emisję gazów cieplarnianych związanych z produkcją oraz zużyciem paliw.

Wzrost zawartości etanolu w mieszankach benzyny z alkoholem zwiększa wymagania wobec problemów odporności stosowanych z materiałów, w tym ze zbiornikami z węglem aktywnym oraz możliwością ich dezaktywacji. Zwiększona lotność takich mieszanek może wpłynąć na własności trakcyjne pojazdu oraz emisję poprzez odparowanie. Zwiększona zawartość wody w paliwie zwiększa ryzyko korozji oraz możliwość rozdzielenia wody w zbiorniku paliwa, co może doprowadzić do zniszczenia silnika. Zwiększenie zawartości biodiesla w oleju napędowym powoduje także wzrost potencjalnych problemów. Główną obawą jest odporność stosowanych materiałów na to paliwo. Ponieważ biodiesel jest mniej stabilny w porównaniu ze standardowym olejem napędowym istnieje ryzyko wadliwego działania wtryskiwaczy. Dodatkowo inna temperatura wrzenia biodiesla może spowodować problem rozcieńczenia oleju silnikowego. Jednakże obecnie obowiązujący limit do 7% zawartości biodiesla w oleju napędowym nie stanowi znaczącego problemu technicznego, niewiele problemów zostało zanotowanych w trakcie eksploatacji pojazdów.

Gazowe biopaliwa posiadają również skutki uboczne z punktu widzenia ich jakości (w związku z tym powstaje ryzyko uszkodzenia wtryskiwaczy w silniku), obecnie dostępne paliwa gazowe prawdopodobnie lepiej zużywać w silnikach stacjonarnych do produkcji energii elektrycznej.

Prawdopodobne przyszłe trendy rozwoju jakości paliw w UE to: stopniowe zakończenie stosowania MTBE na rzecz ETBE (otrzymanego z bioetanolu) w mieszankach benzynowych; zwiększone stężenie bioetanolu w mieszankach benzyn; zwiększanie zawartości FAME oraz FAEE w mieszankach oleju napędowego, w przyszłości możliwe, że pochodzących z biopaliw drugiej generacji.

Celem wprowadzanych zmian w kompozycji paliw jest znacząca redukcja gazów cieplarnianych w najbliższych latach. Jednakże występuje uboczny efekt problemu odporności stosowanych materiałów na te paliwa – obawa ta prawdopodobnie wzrośnie gdy zawartość tych składników będzie większa w paliwach sprzedawanych w UE.

#### ***Wpływ alternatywnych paliw do silników o zapłonie samoczynnym na przebieg procesu spalania oraz emisję związków szkodliwych – Federico Guglielmono, GMPT-E, Włochy***

Olej napędowy ma główną rolę w jako źródło energii do napędu pojazdu. Napędowe układy elektryczne są wciąż całkowicie zależne na technologii baterii, a alternatywa wodorowa wciąż nie jest dopracowana. Oleje napędowe mogą również być otrzymywane ze źródeł odnawialnych oraz jako paliwa alternatywne mają ważną rolę w wysiłku włożonym w zmniejszenie emisji związków szkodliwych oraz zmniejszeniu zależności od paliw kopalnych. Ponieważ różne właściwości paliw alternatywnych różnią się od

which can be analysed and correlated to temperature and soot distributions within the cylinder. Such procedures have indicated that alternative Diesels can demonstrate significantly lower peak soot concentrations during the combustion cycle. OH concentrations can be considered a proxy for autoignition phenomena and oxidation. Both GTL and FAME display similar in-cylinder OH concentrations to standard Diesel, but through a wider range of crank angles (Fig. 18). This indicates stronger soot suppression for these fuels, due to the absence of aromatic compounds in both fuels and owing to the presence of ~10 per cent oxygen in FAME B100.

FAME B100 (RME and SME) and GTL B100 were tested in a multicylinder engine at 1500 rpm, alongside standard Diesel for comparison. At 1500 rpm, the CO/NO<sub>x</sub> trade-off curve for GTL100 follows a similar trend to that of standard Diesel, but is transposed towards the origin. The alternative fuels' emissions performance varies according to the value of lambda, but both fuels outperform standard Diesel in PM emissions, particularly when  $\lambda \leq 2.2$ ; and noticeably lower HC emissions that for standard Diesel were observed at lambda values of around 1.7 and higher. Further tests on blends of RME, SME and GTL from B0-B100 at three different engine speeds reveal the performance of certain blends of these fuels to be superior to that of standard Diesel across a range of parameters, with PM showing particularly significant reductions. The only consistent exception to this is the BSFC, which was always lower for B0 Diesel. CO<sub>2</sub> emission changed relatively little. During these tests B50 blends caused no observable problems within the engine, but B100 fuel was linked to problems with the fuel injectors.

Blending can be employed to attempt to correct some of the drawbacks associated with these fuels. GTL performs well in terms of BSFC, and in terms of CO<sub>2</sub>, due to its carbon:hydrogen ratio. The BSFC of a fuel blend is directly controlled by the LHV trend of the blend components. Regarding ECU-fuel interactions, the modified LHV of fuel blends can lead to drift in the engine operating point – by up

standardowego oleju napędowego (gęstość, liczba cetanowa, itp.) odpowiednie mieszanie pozwala na produkcję paliwa o żądanej charakterystyce oraz pozwala na uzyskanie potencjalnej synergii w tym procesie.

Zastosowanie optycznego (przezroczystego), pojedynczego cylindra silnikowego pozwala na szczegółową obserwację procesu spalania, który może być analizowany oraz skorelowany z temperaturą i dystrybucją sadzy w cylindrze. Takie badania wskazały, że alternatywne oleje napędowe osiągają znacznie niższą szczytową koncentrację sadzy w trakcie cyklu spalania. Koncentracja OH może być rozważana jako pośrednia dla zjawisk samozapłonu oraz utleniania. Zarówno GTL i FAME wykazują zbliżoną koncentrację OH w porównaniu do standardowego oleju napędowego, jednak w szerszym zakresie kątów wyprzedzenia wtrysku w zależności od obrotu wału korbowego (rys. 18). Powoduje to silniejsze redukowanie sadzy dla tych paliw, z powodu braku aromatycznych związków chemicznych oraz dzięki 10% zawartości tlenu w FAME B100.

FAME B100 (RME i SME) oraz GTL B100 były badane w wielocylindrowym silniku spalinowym przy 1500 obr/min, porównawczo ze standardowym paliwem.. Przy 1500 obr/min krzywa zależności emisji CO/NO<sub>x</sub> dla GTL100 ma zbliżony kształt do standardowego oleju napędowego. Emisja związków szkodliwych dla paliw alternatywnych różni się w zależności od wartości lambda oraz w przypadku obu paliw emisja PM jest niższa niż dla standardowego oleju napędowego, szczególnie gdy  $\lambda \leq 2,2$ . Zauważalnie niższa emisja HC od standardowego oleju napędowego występuje dla lambda około 1,7 oraz wyższej. Dalsze testy mieszanek RME, SME i GTL od B0 do B100 przy trzech różnych prędkościach obrotowych silnika pokazały, że rezultaty uzyskane dla tych mieszanek są lepsze niż dla standardowego oleju napędowego w szerokim zakresie parametrów, w szczególności niższa jest emisja PM. Jedyny niekwestionowany wyjątek to jednostkowe zużycie paliwa, które było zawsze niższe dla paliwa B0. Emisja CO<sub>2</sub> zmieniała się stosunkowo niewiele. W trakcie testów badawczych zastosowanie mieszaniny B50 nie powodowały zauważalnych problemów z silnikiem, jednak B100 powodowało problemy z wtryskiwaczami.

Mieszanie paliw może zostać zastosowane w celu korekcji niektórych skutków ubocznych związanych z właściwościami poszczególnych paliw. GTL ma dobre właściwości z punktu widzenia jednostkowego zużycia paliwa oraz emisji CO<sub>2</sub> dzięki niższemu stosunkowi węgiel/wodór. Poziom jednostkowego zużycia paliwa dla mieszaniny paliw jest ściśle związany z wartościami LHV dla otrzymanej mieszaniny paliw. Z punktu widzenia interakcji kalibracji sterownika silnika ECU i paliwa, zmiana poziomu LHV mieszaniny może spowodować 10% zmianę parametrów w punktach pracy silnika przy użyciu B100. Wyjściowa kalibracja silnika może być dostosowana do nowego typu paliwa poprzez zastosowanie systemu sterowania ze

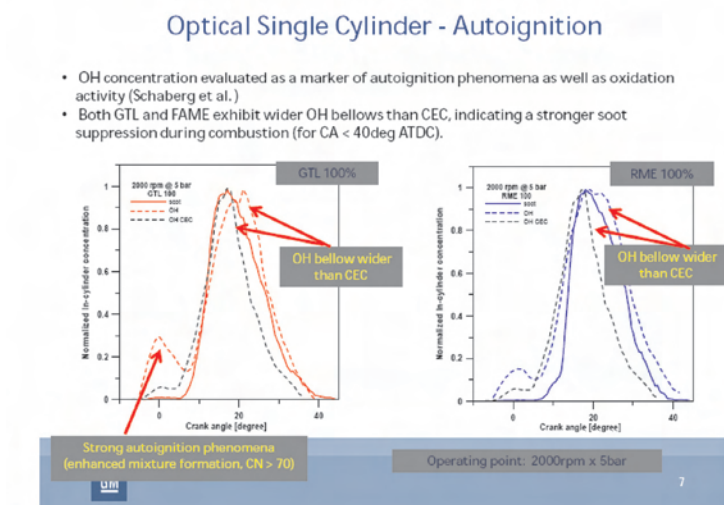


Fig. 18. Biofuel autoignition phenomena plots

Rys. 18. Schemat samozapłonu dla biopaliw

to as much as 10 per cent in the case of FAME B100. The base engine calibration can be improved for this fuel type through the application of a closed loop combustion control system to allow continuous real-time adjustment of MFB50 and IMEP. Multicylinder testing with such a system deployed revealed modest to negligible improvements for HC, CO and PM;  $\text{NO}_x$  drift was completely recovered and BSFC and  $\text{CO}_2$  remained essentially unchanged. These results confirm the high [uncontrolled] combustion efficiency of GTL.

The impact of these fuels on the modern CI engine can be divided into direct (combustion-related) and indirect (ECU-related). The fuels' various impacts are much more strongly dependent on chemical parameters (C:H ratio, aromatic content) than physical properties such as density and viscosity (which only inhibit spray formation at low speeds and pressures).

The shift in engine operating point that results from the use of fuels and blends with inferior LHVs has a heavy negative impact on  $\text{NO}_x$  and a strong positive impact on PM. Making use of in-cylinder pressure measurements permits control of the combustion process to correct some of this emissions drift, over a wide range of blends. It appears that usage of alternative Diesel fuels could be a strategy of great importance in the drive to rectify the problem of PM emission associated with CI engines.

#### **Automotive Powertrain Development: Fuels, Lubricants and Aftertreatment as Engineering Components – Michele Fucale, FPT, Italy**

Fuels, engine lubricants and exhaust line aftertreatment systems all interact and exert influences on one another. The introduction of biofuels, with differing chemico-physical properties, has complicated this relationship still further (Fig. 19). Fuels dictate the choice of materials used in the construction of the engine and its properties dictate the engine calibration, as well as the performance and emissions levels of the vehicle.

Biofuels represent an opportunity to close the carbon fuel cycle through reabsorption of emitted  $\text{CO}_2$  by the biomass used in their production. The biofuels market is dominated

sprężeniem zwrotnym pozwalając na ciągle regulowanie parametrów silnika. Badania na wielocylindrowym silniku z zastosowanym takim systemem sterowania wykazały małą lub niewielką poprawę emisji HC, CO i PM; zmiany emisji  $\text{NO}_x$  zostały ograniczone, a jednostkowe zużycie paliwa i emisja  $\text{CO}_2$  pozostały zasadniczo niezmiennione. Te wyniki potwierdziły wysoką sprawność spalania przy zastosowaniu paliwa typu GTL.

Wpływ tych paliw na nowoczesne silniki o zapłonem samoczynnym można podzielić na bezpośredni (spalanie) oraz pośredni (związany ze sterownikiem ECU). Wpływ składników paliw jest bardziej uzależniony od ich chemicznych właściwości (stosunek C:H, składniki aromatyczne) niż właściwości fizycznych takich jak gęstość i lepkość (które mogą jedynie hamować formowanie się mieszaniny paliwa z powietrzem przy niskich prędkościach obrotowych i ciśnieniach). Zmiana punktu pracy silnika, która wynika z zastosowania paliwa lub mieszanki z niższym LHV ma negatywny wpływ na emisję  $\text{NO}_x$ , ale pozytywny wpływ na emisję PM. Zastosowanie pomiaru ciśnienia spalania w cylindrze pozwala sterować procesem spalania w celu korekcji zmian emisji w szerokim zakresie mieszanek paliw. Okazuje się więc, że zastosowanie alternatywnych paliwa do silników ZS może być bardzo istotne w zmniejszeniu problemu emisji PM w tego typu silnikach.

#### **Rozwój jednostek napędowych: paliwa, oleje, oraz systemy oczyszczania spalin jako główne elementy – Michele Fucale, FPT, Włochy**

Paliwa, oleje silnikowe oraz systemy oczyszczania spalin wzajemnie na siebie oddziałują. Wprowadzenie biopaliw, z ich odmiennymi właściwościami fizyko-chemicznymi skomplikowało wzajemne oddziaływanie tych składowych (rys. 19). Paliwa decydują o doborze materiałów konstrukcyjnych silnika, a ich właściwości decydują o kalibracji silnika, jak i o osiąгах oraz emisji pojazdu. Biopaliwa zwiększają możliwość zamknięcia obiegu paliw węglowych poprzez reabsorbację wyemitowanego  $\text{CO}_2$  przez biomasę użytą podczas ich produkcji.

Rynek biopaliw jest zdominowany przez Brazylię i Północną Amerykę, gdzie produkcja bioetanolu zdecydowanie przewyższa produkcję biodiesla, odwrotnie niż w Europie. Estry metylowe oleju rzepakowego są najbardziej powszechne w użyciu w Europie. Specyfikacje tych paliw różnią się w zależności od regionu geograficznego, a także parametrów (np. gęstości, zawartości estrów metylowych kwasu linolenowego), które są regulowane tylko przez niektóre rynki.

Stosowanie paliwa B30, w wysokoprężnych silnikach zasilanych nieprzystosowanym systemem Common-Rail, może powodować niepożądane efekty, tj. zmniejszanie uzyskiwanego momentu oraz mocy, znaczny ( $\geq 60\%$ ) wzrost zawartości HC oraz CO w spalinach, problemy z rozruchem silnika w temperaturze poniżej  $-5^\circ\text{C}$ , możliwość występowania korozji, powstawanie wytrąceń i osadów w paliwie podczas transportu i składowania, pogorszenie właściwości elastomerów, rozcieńczanie olejów silnikowych, oraz wpływ na fazę regeneracji DPF-u. Zarówno zadymienie oraz temperatura spalin są niższe dla B100

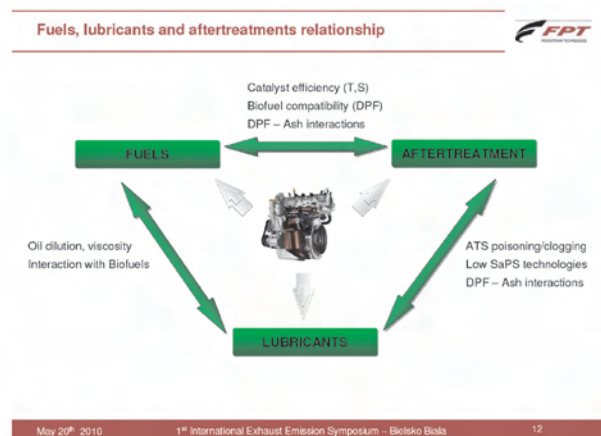


Fig. 19. Fuel-lubricant-aftertreatment interactions

Rys. 19. Zależność pomiędzy paliwami, olejami silnikowymi i systemami oczyszczania spalin

by Brazil and North America, where bioethanol production far exceeds biodiesel production. In the Europe, the inverse is true. Rapeseed methyl ester is the most common variety in use in Europe. Specifications for these fuels differ by geographical area, and certain parameters (e.g. density, linolenic acid methyl ester content) are regulated in some markets but not in others. The use of B30 fuel in unmodified common rail CI engines can lead to certain disadvantageous effects, including: reductions (of the order of a few percent) in maximum obtainable power and torque; substantial ( $\geq 60\%$ ) increases in tailpipe HC and CO emissions; start-up difficulties at temperatures below  $-5^{\circ}\text{C}$ ; the potential of corrosion, deposition and sedimentation in the fuel storage and delivery systems; deterioration of elastomers; dilution of engine oils; and implications for DPF regeneration phases. Exhaust smoke and turbine inlet temperature are also both lower for B100 fuel than for standard Diesel; the latter can require re-calibration of the ECU. The opacity of the exhaust gas reduces in proportion to biodiesel blend content; the trend is steeper for Euro 5 vehicles than for Euro 4.

Instances of injector failure within the French CI vehicle fleet have been unambiguously linked to impurities (sodium, zinc) in biodiesel blends as 'weak' as B7. However, a new design of detergent additive not only prevents fouling and power loss, it can remediate existing injector debris through a clean up phase. The emergence of second generation biodiesels brings many advantages, not least the fact that they are chemically indistinguishable from their conventional counterparts, and do not compete with food production. As better feedstocks are exploited, and conversion processes perfected, biofuel content is likely to increase in many markets – E10 could soon be a new global standard. Optimal injection timing schemes differ significantly for ethanol and gasoline, but inputting these data into the ECU, together with the percentage blend of the fuel, can optimise injection timing for the specific blend in question.

Aftertreatment systems have evolved in response to – and in anticipation of – legislative requirements. The Euro 6 standard for Diesel-fuelled vehicles requires a DOC/DPF and SCR or LNT system for oxidation, particulate filtering and  $\text{NO}_x$  aftertreatment to meet its stringent standards. While the use of biodiesel in fact increases the efficiency of DPF regeneration, the higher temperatures and steeper thermal gradients observed were found to lead to the formation of cracks in the DPF, which would cause non-compliance with the demands of Euro 5. Engine oil dilution in biofuels has been measured and provides a clear explanation for observed clogging of a substantial portion of the DPF with sintered ash. Thus, it is clear that lubricants can play a vital role in enabling practical and safe usage of biofuels, as well as with questions of friction (with the attendant implications for fuel economy), bearing wear and excessive powertrain temperatures.

#### **Biofuel Reforming Effects on Emissions – Prof. Mirosław Wyszynski, et al., Birmingham University, UK**

Processes commonly used in the chemical industry for the recovery of the thermochemical energy content of exhaust outputs can be applied in automobiles. The benefits obtained

w porównaniu do standardowego oleju napędowego, może być jednak konieczna ponowna kalibracja jednostki sterującej silnikiem (ECU). Nieprzezroczystość spalin spada wraz ze wzrostem zawartości biokomponentów w mieszaninie, zależność ta jest wyraźniejsza dla pojazdów Euro 5 niż dla Euro 4.

Przypadek awarii wtryskiwaczy we francuskich samochodach napędzanych silnikami wysokoprężnymi, jednoznacznie został powiązany z zanieczyszczeniami (sód, cynk) występującymi w mieszaninach biopaliw, nawet tak nieznaczących jak B7. Jednakże nowo zaprojektowane dodatki oczyszczające nie tylko zapobiegają awariom i spadkowi mocy, ale także są w stanie zredukować osady we wtryskiwaczach podczas fazy czyszczenia.

Wyjściem z tej sytuacji jest druga generacja biopaliw, która charakteryzować będzie się licznymi zaletami, nie tylko tym że będą chemicznie nie do odróżnienia od ich konwencjonalnych odpowiedników, ale także nie będą stanowiły zagrożenia dla produkcji żywności. W miarę coraz lepszego wykorzystywania surowców i ulepszenia procesów przetwarzania, zawartość biopaliw będzie wzrastać na wielu rynkach – E10 może stać się nowym światowym standardem. Optymalny czas wtrysku różni się znacząco dla etanolu i benzyny, ale wpisując te dane do ECU, razem z procentem mieszaniny paliwowej, można zoptymalizować czas wtrysku dla poszczególnych mieszanin.

Systemy oczyszczania spalin rozwijają się w odpowiedzi na wymagania legislacyjne, zarazem je wyprzedzając. Norma Euro 6 dla samochodów zasilanych olejem napędowym, wymaga stosowania DOC razem z DPF oraz układu SCR lub LNT dla utleniania, filtrowania cząstek stałych i eliminacji  $\text{NO}_x$  aby sprostać surowym wymaganiom.

Stosowanie regeneracji w rzeczywistości usprawnia funkcjonowanie regeneracji DPF-u, Jednak zaobserwowane podczas regeneracji wyższe temperatury i duży gradient temperatur prowadziły do powstawania pęknięć filtrów DPF, co z kolei byłoby przyczyną niesprostania wymogom Euro 5.

Rozcieńczenie oleju silnikowego przez biopaliwa zostało zbadane i prowadzi do jasnego wytłumaczenia dla zaobserwowanego zatykania DPF-u znaczącymi ilościami zapieczonych pyłów. Uwydatniło to rolę olejów silnikowych jaką pełnią, umożliwiając praktyczny rozwój i bezpieczne użytkowanie biopaliw, a zarazem ich wpływ na zagadnienie tarcia (w związku z wpływem na zużycie paliwa), zużywania się łożysk i nadmiernych temperatur jednostek napędowych.

#### **Wpływ reformowania paliw na emisję związków szkodliwych – Prof. Mirosław Wyszynski, Birmingham University, Anglia**

Procesy odzyskiwania termochemicznej energii zawartej w spalinach powszechnie wykorzystywane w przemyśle chemicznym, mogą być zastosowane w motoryzacji. Korzyść uzyskiwana podczas stosowania systemów EGR, może być zwiększona poprzez dodatek nawet małej ilości wodoru do tego procesu – projekt znany jako zreformowany EGR.

from EGR systems can be increased through the addition of even small quantities of hydrogen to this process – a concept known as reformed EGR.

On board production of hydrogen from HC sources is achievable through three main reaction paths: steam reforming, direct partial oxidation and thermal decomposition. Exhaust gas reforming uses all three mechanisms in conditions of direct contact between exhaust gases and HC fuel, over a catalyst. Water and oxygen from the exhaust gas are used as reagents in a series of reactions that ultimately produce carbon dioxide and hydrogen. The considerable heat output of the IC engine is made use of to provide the energy for this endothermic reaction (normally, up to 70 per cent of the chemical energy in the fuel is wasted as heat). The product (reformat) partially replaces standard fuel in the engine's operation. Figure 20 shows a schematic of this concept. Formation of reformed gas with hydrogen content of up to 30 per cent is possible at high load. At lower loads this value drops to 20 per cent, but it may even be possible to produce hydrogen at idle. This energy recovery process improves the calorific value of the fuel and eliminates the well-known  $\text{NO}_x$ /PM trade-off – both parameters can be reduced simultaneously, when the injection timing is also retarded by 3 degrees. Usage of natural gas (NG) in SI engines fitted with EGR systems can lead to unacceptably large coefficients of variation of the IMEP. However, adding reformed fuel to the EGR process can bring the COV value back under its limit of 5 per cent.

### How Does it Work in a SI Engine?

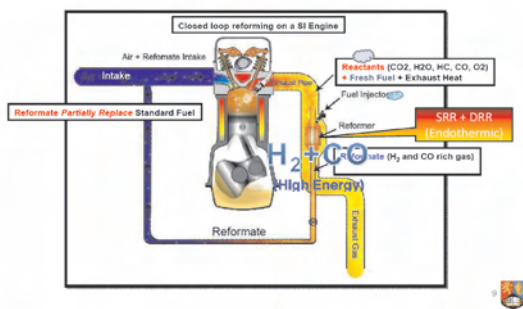


Fig. 20. Exhaust gas reformation schematic

Rys. 20. Reformowanie gazów wylotowych

Reformed fuel brings specific benefits according to engine type. For gasoline engines, the addition of reformed fuel has been found to reduce emission of aromatic compounds by up to almost 75 per cent for certain base fuels. In CI vehicles, the addition of hydrogen assists the DOC in the conversion of  $\text{NO}$  to  $\text{NO}_2$ , and allows this device to operate over a wider temperature range, which consequently results in reduced soot loading. Hydrogen-enriched fuel might make HCCI engines more of a reality, even multi-cylinder versions. Indeed, HCCI operation with biogas at moderate intake temperatures is only possible with the addition of hydrogen.  $\text{NO}_x$  emissions show a small improvement for this

Produkcja wodoru z HC zawartych w spalinach jest osiągalna przez trzy metody: reformowanie pary, bezpośrednie częściowe utlenianie oraz rozkład cieplny. Reformowanie spalin wykorzystuje wszystkie trzy metody w warunkach bezpośredniego kontaktu spalin z paliwem węglowodorowym w katalizatorze. Woda i tlen, pochodzące ze spalin, są używane jako reagenty w kolejnych reakcjach, ostatecznie wytwarzając dwutlenek węgla oraz wodór. Znaczące wydzielane ciepło przez silniki spalinowe może być użyte do zapewnienia energii w procesie endotermicznej reakcji (w typowych warunkach do 70% ciepła, energii chemicznej z paliwa, jest marnowane w postaci ciepła). Produkty (przereformowane) częściowo zastępują normalne paliwo w procesie pracy silnika. Rys. 20 prezentuje schemat tego procesu. Tworzenie zreformowanych gazów z zawartością wodoru do 30% jest możliwe przy wysokich obciążeniach. Przy niższych obciążeniach wartość ta spada do 20%, ale jest też możliwe wytwarzanie wodoru na biegu jałowym. Proces odzyskiwania energii poprawia kaloryczność paliwa i eliminuje dobrze znaną wymianę  $\text{NO}_x$  na PM, i odwrotnie – parametry te mogą być obniżane równolegle, kiedy czas wtrysku jest opóźniony o 3 stopnie.

Zastosowanie gazu ziemnego (NG) w silnikach o zapłonie iskrowym wyposażonych w EGR, może prowadzić do nieakceptowalnie dużych współczynników zmienności średniego indykowanego ciśnienia efektywnego. Jednakże stosowanie zreformowanego paliwa w procesie EGR-u, może przywrócić współczynnik zmienności (COV) do akceptowalnej wartości poniżej limitu 5%.

Zreformowane paliwo dostarcza określonych korzyści w zależności od typu silnika. Dla silników benzynowych, dodawanie paliw reformowanych redukowało emisję związków aromatycznych prawie o 75% dla niektórych paliw bazowych. Dla silników o zapłonie samoczynnym, dodatek wodoru wspomaga DOC w przemianie  $\text{NO}$  na  $\text{NO}_2$  i umożliwia działanie w większych zakresach temperatur, czego konsekwencją jest zmniejszenie ilości akumulowanej sadzy. Paliwo wzbogacone wodorem może uczynić silniki HCCI bardziej realnymi, nawet w wersjach wielocylindrowych. Właściwie, działanie HCCI z biogazami przy umiarkowanych temperaturach dolotu jest tylko możliwe z dodatkiem wodoru. Ten typ silników charakteryzuje się nieznacznie zmniejszoną emisją  $\text{NO}_x$ . Dla wzbogaconych paliw wodorowych, reformowany EGR zapewnia znaczące korzyści.

Reformowanie paliwa ma wiele możliwych korzystnych zastosowań: silniki ZI – ogólne poprawienie emisji i sprawności ogólnej, HCCI – zwiększony zakres obciążeń, łatwe zapoczątkowanie procesu spalania dla tego czystego i wydajnego typu silników, silniki ZS – wyeliminowało dylemat charakterystycznego kompromisu  $\text{PM-NO}_x$  (tylko stosowany w połączeniu z właściwymi zmianami faz rozrządu)

Hybrydy- optymalizacja silników spalinowych dla jednego lub dwóch zakresów pracy oraz redukcja emisji przy zimnym starcie dla wielu typów silników.

Nadrzędnym celem jest uzyskanie tych możliwych zalet. Zagadnieniami bliskiej przyszłości są: optymalizacja projektów (konstrukcji) reformujących reaktorów oraz dynamiki

engine type when hydrogen-enriched fuel is used; reformed EGR yield a substantial benefit.

Fuel reforming has many potential applications, all of great interest: in SI engines – general improvements in emissions and overall efficiency; HCCI – extend load range, ease initiation of combustion process for this clean and efficient engine type; in CI engines – remove the dilemma of the normal PM-NO<sub>x</sub> trade-off (only applicable in conjunction with appropriate changes to engine timing); hybrids – optimise IC engine for one or two regimes; and cold start emissions reduction for many engine types.

Given all these realisable advantages, research is paramount. Topics for the near future include optimising reformer reactor designs and fluid dynamics, optical diagnostics of reformers and combustion chambers, design and perfection of a combined TWC/reformer unit and detailed product analysis.

#### **Impact of Low Ash Lubricants on DPF Functionality for Light-Duty Applications – Gianni Ceconello, Petronas, Italy**

Efforts have been ongoing for several years to reduce the deposition of ash and particulates in exhaust aftertreatment systems, particularly diesel particulate filters. Engine oils have a key role to play in these efforts, and research is ongoing.

Tests were conducted on standard 5W-30 engine oil, and a 5W-30 equivalent low in SAPs (sulphated ash phosphorous and sulphur). The low SAPs oil was found to contain 25 per cent less phosphorous and 33 per cent less sulphur. Combustion of the oil to obtain a dry residue revealed the low SAPs oil had an ash content of 0.8 per cent, compared with 1.1 per cent for the standard oil.

Eight hundred hours of testing were performed on each oil in an engine fuelled with standard Diesel fuel. The oil was drained and replaced after 400 hours. The test cycle

cieczy, optyczna diagnostyka reaktorów do reformowania oraz komór spalania, projektowania i ulepszanie połączonych jednostek trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych/reaktorów reformujących oraz uszczegółowiona analiza produktów.

#### **Wpływ olejów o niskiej skłonności do tworzenia zanieczyszczeń na funkcjonowanie filtrów cząstek stałych dla samochodów – Gianni Ceconello, Petronas, Włochy**

Od wielu lat są prowadzone prace w celu zredukowania osadów pyłów i cząstek stałych w systemach katalitycznego oczyszczania spalin, w szczególności filtrach cząstek stałych. Oleje silnikowe odgrywają kluczową rolę w prowadzonych badaniach.

Badania są prowadzone na olejach typu 5W-30 oraz na odpowiadającym 5W-30 o niskiej zawartości SAPs (siarkowych pyłów fosforowych i siarki). Olej o obniżonym SAPs zawiera do 25% mniej fosforanu i o 33% mniej siarki. Po spalaniu oleju nie powstają wilgotne osady, olej o niskim poziomie SAPs daje 0,8% sadzy w porównaniu do 1,1% dla standardowego oleju.

Zostały przeprowadzone 800 h testy dla każdego z typów olejów na silnikach zasilanych standardowym olejowym napędowym. Olej był wymieniany po 400 h pracy w silniku. Silnik pracował w zmiennych cyklach obciążeń, około 22% cyklu było realizowane przy mocy maksymalnej, a na biegu jałowym silnik pracował przez około 6% cyklu. Filtr DPF, który był obiektem badawczym, był ważony co 100 h w celu wyznaczenia poziomu akumulacji sadzy w filtrze. Pomiar temperatur i ciśnienia były wykonywane przed i za filtrem DPF.

Zużycie oleju było wyższe dla olejów o niskim poziomie SAPs, spowodowane to było przez różnice w zużyciu części silnika. Lepkość olejów o niskim SAPs – która była nieznacznie wyższa na początku testu badawczego testu- wzrosła nieco bardziej podczas testu w porównaniu do zwykłego oleju. Pomiar sadzy pokazały małą różnicę pomiędzy tymi dwoma olejami, ale za to po wymianie oleju o niskim poziomie SAPs wartość ta zmniejszyła się niemal porównywalnie do standardowych olejów. Całkowita liczba zasadowa jest to pomiar poziomu zasadowości oleju przez co olej uzyskuje zdolności przeciwdziałaniu efektowi zużycia przez związki kwasowe. Zaobserwowano podobną zmianę trendu wartości TBN dla obydwu olejów w trakcie 800 godzin testu. Jednakże większa wartość początkowa TBN, oznaczała że olej o niskim poziomie SAPs wykazywał większą wartość TBN podczas całego testu. Zaobserwowane zawartość żelaza wzrastała w sposób nierówny i trochę szybciej, w olejach o niskim poziomie SAPs. Tendencja wzrostu zawartości się aluminium była dość podobna dla obydwóch olejów.

Zaobserwowany poziom zużycia oleju przebiegał liniowo i był dostosowany do przyrostu masy filtra DPF, i tak jak to było oczekiwane, olej o niskim poziomie SAPs dawał znaczącą poprawę tego efektu. Po zużyciu 5 kg oleju, przyrost wagi filtra DPF

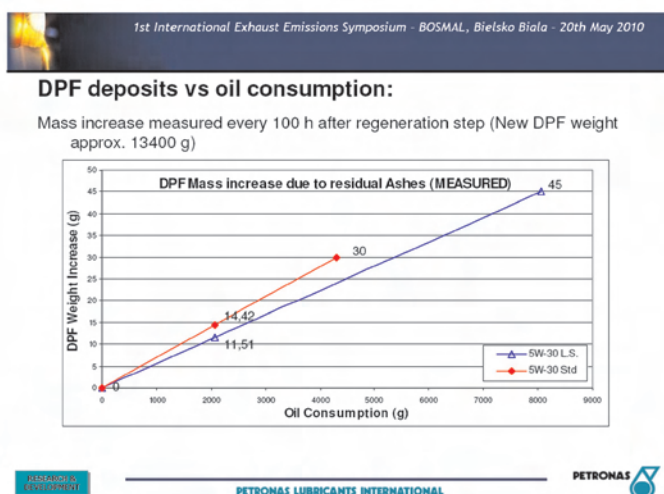


Fig. 21. DPF ash deposition results for standard and low SAPs oils

Rys. 21. Wyniki pomiarów osadzania się sadzy w filtrze DPF dla olejów standardowych oraz olejów o niskim SAP

was a ramped transient cycle with the engine operating at maximum power for some 22 per cent of the cycle; idle time was 6 per cent. As the DPF was the focus of the investigation, it was weighed every 100 hours to quantify accumulation. Temperature and pressure measurements were taken at the catalyst inlet and outlet ports.

Oil consumption was found to be higher for the low SAPs oil, due to differences in engine wear effects. The viscosity of the low SAPs oil – which was found to be slightly higher at 0 hours testing – increased somewhat more rapidly during testing than the standard oil. Soot measurements reflected a small difference between the two oils, but after the oil change the low SAPs oil's value reduced to close to that of the standard oil. The total base number is a measurement of the alkalinity of a lubricant and therefore its capacity to protect against the damaging effects of any acids in the system. The TBN was found to change over time, with both oils following a broadly similar trend through the 800 hours. However, the higher TBN starting value (i.e. at 0 hours) meant that the low SAPs oil exhibited larger TBN values during the entire test period. Concentrations of iron were found to rise in a more erratic fashion, and very slightly more rapidly, in the low SAP oil. The trend of aluminium build-up in the oil was roughly similar for both oils.

Oil consumption was found to be a perfect linear fit with the increased mass of the DPF, and, as expected, the low SAPs oil gave a significant clear advantage in this respect. After around 5 kg of oil consumption, the DPF weight increase was significantly lower for the low SAPs oil than for the standard oil (Fig. 21). These figures of weight increase of the DPF for both oils were some 30 per cent lower than calculations had previously suggested, although the difference in the DPF's added mass between the two oils was found to be smaller than predicted. Usage of the low SAPs oil enables a reduction of the DPF accumulation rate, thereby extending its

był znacząco niższy dla olejów o niskim poziomie SAPs, w porównaniu do olejów o wysokim poziomie SAPs (rys. 21). Schemat przyrostu wagi filtra DPF dla obydwóch olejów, przedstawiał wartości o 30% niższe od wartości wcześniej zakładanych, chociaż różnica pomiędzy olejami, w zakresie wzrostu masy filtra DPF, była mniejsza niż przewidywano. Stosowanie olejów o niskim poziomie SAPs umożliwiło zredukowanie stopnia akumulacji sadzy w filtrze, zarazem wydłużając ich okres stosowania aż o 25%, bez zmiany wartości zużycia oleju. Ewentualnie może to umożliwić zredukowanie wymiarów filtra DPF, przez co mogłaby się zmniejszyć się jego 13 kg masa.

#### **Wyzwania dotyczące jakości i składu paliwa w celu redukcji poziomu emisji związków szkodliwych spalin – Agnieszka Sniegula, PKN Orlen, Polska**

PKN ORLEN produkuje cztery rodzaje paliw benzynowych; benzyna bezołowiowa LOB 95 i benzyna bezołowiowa 95 z dodatkiem eteru stanowią większość sprzedaży benzyn. Przedsiębiorstwo wytwarza trzy rodzaje oleju napędowego, gdzie Ekodiesel Ultra stanowi 90% sprzedaży. Jeżeli chodzi o stosowane składniki do produkcji, paliwa Orleń wykazują odmienną strukturę [kompozycje] ze względu na pewne składniki, i podobny poziom innych składników. Przykładowo, zawartość związków aromatycznych różni się nieznacznie w benzynach, podczas gdy różnice w zawartości ciężkiej benzyny i ETBE są większe.

Norma EN 228:2009 wyznacza wymagania dla paliw bezołowiowych, i określa wiele parametrów włącznie z LOB i LOM, gęstość, zawartość siarki, zawartość związków aromatycznych i związków tlenowych (i innych). Odpowiadającą normą dla olejów napędowych jest norma EN 590:2009, która określa liczbę cetanową, maksymalną zawartość PAH oraz zawartość siarki, smarność itp.

Zatwierdzenie do stosowania europejskiej, unijnej dyrektywy dotyczącej jakości paliw ustanowi nowe, wyższe limity dla benzyn i olejów napędowych. Dla benzyn maksymalna zawartość etanolu i eteru, będzie odpowiednio stanowić objętościowo 10% i 22%, zawartość związków tlenowych jest ograniczona do 3,7% masowo. Dla olejów napędowych maksymalny poziom PAH i FAME jest wyznaczony objętościowo odpowiednio na 8% i 7%. Normy paliw wymagają zmian w produktach bazowych, procedurach i przez to w stosowanym wyposażeniu produkcyjnym i infrastrukturze, wszystko to dodaje dodatkowe koszty do procesu produkcji i dlatego stanowi znaczące wyzwanie dla przemysłu paliwowego.

Propozycja która została przedstawiona w normie zakłada zredukowanie lotności paliwa. Lżejsze składniki paliwa, które podnoszą lotność, mają największy wpływ na emisję podczas zimnego rozruchu silnika. Planowane zmiany odnoszące się do parametrów rektyfikacji benzyny nie mogą wpływać na własności trakcyjne samochodów zarówno w czasie

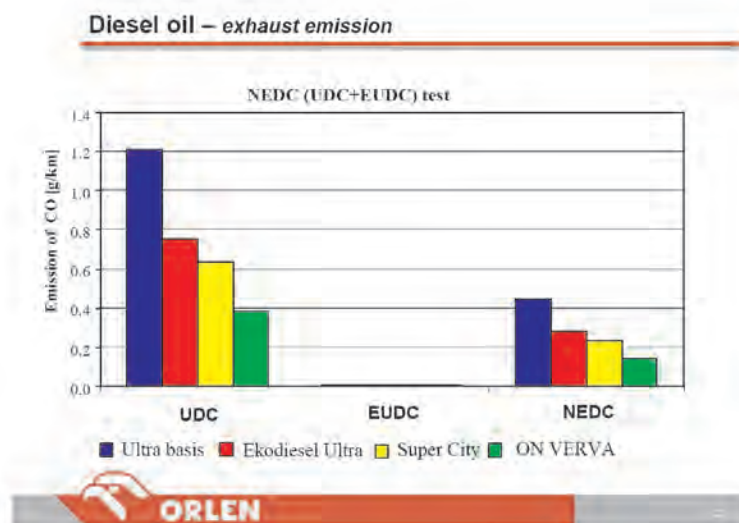


Fig. 22. CO emissions results for four Diesel fuels

Rys. 22. Poziom emisji CO dla badanych olejów napędowych

lifetime by up to 25 per cent, without any change to oil consumption rates. Alternatively, it might be possible to reduce the size of the DPF and thus lower its 13 kg mass somewhat.

### **Challenges Regarding the Quality and Compositions of Fuel for Reducing Exhaust Emission – Agnieszka Sniegula, PKN Orlen, Poland**

The Orlen fuel company produces four gasoline fuels, with their Unleaded 95 and Unleaded 95 with added ethers accounting for the majority of sales. The company also produces three Diesel fuels, with Ekodiesel Ultra accounting for over 90 per cent of sales. In terms of constituents, Orlen's petrol fuels show different compositions regarding certain compounds, and similar levels of other compounds. For instance, there is relatively little variation in aromatic content for the gasoline fuels, whereas the naphtha and ETBE contents vary widely.

EN 228:2009 sets out requirements for unleaded fuels, and specifies many parameters, including RON, MON, density, sulphur content, aromatic content, and oxygenate content (among others). The equivalent standard for Diesel fuels is EN 590:2009, which specifies cetane number, maximum PAH and sulphur content, lubricity, etc. Maximum PAH content may be enforced by law in the near future.

Entry into force of the EU's Fuel Quality Directive will set new upper limits for both petrol and Diesel fuels. For petrol the ethanol and ether maximum content will be 10 and 22 per cent v/v respectively and the oxygen content is limited to 3.7 per cent m/m. For Diesel, maximum levels of PAH and FAME are set as 8 and 7 percent v/v respectively. Fuel standards require changes in sources, procedures and therefore equipment and infrastructure, all of which add cost to the process and therefore represent a significant challenge to the fuels industry.

Proposals have been submitted to reduce the volatility of petrol. Lighter components of petrol, which raise volatility, have the most effect on cold start emissions. Planned changes to the distillation parameters of gasoline fuels are unlikely to affect the hot and cold weather driveability of modern vehicles. In recognition of the different operating conditions engines face in hot and cold weather, Orlen sells seasonal mixes of fuels, with properties that vary slightly to maximise aptness for the time of year. However, all legislative requirements regarding composition and quality must be met 365 days a year.

In collaboration with BOSMAL Automotive Research and Development Institute, emissions tests were carried out on two petrol fuels from Orlen. Unleaded 95 with 6 per cent EtOH content v/v and another fuel with 15 per cent EETB were both tested in the same vehicle over the NEDC test. The EETB blend produced lower emissions of CO, HC and NO<sub>x</sub> than the EtOH blend and this fuel, with a significant proportion of biocomponents, met the demands of the Euro 4 standard, probably thanks to a highly efficient catalytic reactor. The blend with added ETTB also caused less deposition on the inlet valve, than the fuel with added EtOH. Standard Unleaded 95 petrol was tested against a blend with 5 per cent

użytkowania w warunkach zmiennej pogody, zimowych jak i letnich.

Uwzględniając różne warunki pracy, gdzie silnik jest użytkowany przy z ciepłej i zimnej pogodzie, Orlen oferuje sezonowe mieszanki paliw, o nieznacznie zmienionych właściwościach, maksymalizując ich dostosowanie do danej pory roku. Jednakże, wymagania przepisów dotyczące składu i jakości paliw przestrzegane są przez okrągły rok.

We współpracy z Instytutem BOSMAL, zostały przeprowadzone badania emisji związków szkodliwych spaliny na dwóch rodzajach paliw produkowanych przez Orlen. Benzyna bezołowiowa LOB 95 o zawartości 6% EtOH objętościowo oraz inne paliwo o zawartości 15% EETB, zostały poddane badaniu na tym samym pojeździe w teście NEDC. Przy zastosowaniu paliwa z EETB uzyskano niższą emisję CO, HC i NO<sub>x</sub> niż dla paliwa z dodatkiem EtOH, i to paliwo, ze znaczącą zawartością biokomponentów, sprostało wymaganiom normy Euro 4, pomocny był też cechujący się dużą sprawnością reaktor katalityczny TWC. Zastosowanie benzyny z dodatkiem EETB, spowodowało utworzenie mniejszych osadów na zaworach dolotowych, w porównaniu do paliwa z dodatkiem EtOH. Standardowa benzyna bezołowiowa LOB 95 była porównywana z benzyną o objętościowej zawartości 5% EtOH na samochodzie o przebiegu 60 000 km. Benzyna z dodatkiem EtOH powodowała nieznacznie niższą emisję węglowodorów i CO, ale za to trochę większą emisję NO<sub>x</sub> oraz CO<sub>2</sub>. Różnice w zużyciu paliwa były niemierzalne. Obydwa paliwa spełniały wymagania normy Euro 4.

BOSMAL przeprowadził także badania parametrów silnika: mocy, momentu, emisji związków szkodliwych oraz zużycia paliwa na czterech rodzajach oleju napędowego produkowanego przez Orlen. Różnice w pomiarach momentu obrotowego i mocy były pomijalne lub bardzo małe dla obrotów od 1000 obr/min do 5000 obr/min. Wyniki pomiaru zużycia paliwa wykazały większe różnice dla ON Verva, której zastosowanie wpłynęło na poprawę wyników. W teście emisji NEDC paliwo charakteryzowało się znacznie niższą emisją CO (rys. 22) i HC, a emisja NO<sub>x</sub> oraz CO<sub>2</sub> była nieco niższa w porównaniu do innych testowanych paliw. Odmiana Ekodiesel paliwa Ultra Diesel produkowanego przez Orlen charakteryzowała się mierzalnie niższą emisją niż odmiana bazowa Ultra Diesel.

Dostawcy paliw drogowych będą musieli zmierzyć się w najbliższej przyszłości z nowymi wyzwaniami. Dla benzyn najważniejsze cele są następujące: obniżyć ciśnienie parowania, zredukować zawartość siarki, benzenu, związków aromatycznych, oraz alkenów (olefin), zwiększyć użycie dodatków uszlachetniających pod kątem ich wpływu na osady w silniku, oraz dodatków tlenowych. Dla olejów napędowych należy zredukować zawartość: siarki i PAH, zwiększyć liczbę cetanową oraz zawartość dodatków uszlachetniających, zmniejszając zarazem gęstość paliwa.

### **Podsumowanie**

Prezentacje opisane powyżej przedstawiają przegląd aktualnego i przyszłego stanu światowych przepisów prawnych dotyczących ograniczania emisji związków szkodliwych

v/v EtOH on a vehicle with a mileage of 60 000 km. The EtOH blend showed slightly lower emissions of HC and CO, but slightly higher levels of NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub>. Any difference in fuel consumption was unmeasurable. Both fuels easily met Euro 4 requirements.

BOSMAL also conducted power, torque, emissions and fuel consumption tests on four Orlen Diesel fuels. Variations in torque and power were negligible to very small over the range 1000-5000 rpm. Fuel consumption data showed greater variation, with the ON Verva mix clearly performing best in this area. In emissions test carried out over the NEDC this fuel was shown to be characterised by substantially lower emissions of CO (Fig. 22) and HC; emissions of NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> were slightly lower than the other fuels tested. The Ekodiesel version of Orlen's Ultra Diesel fuel has measurably lower emissions than the base version (Orlen Ultra).

Suppliers of road fuels will face multiple challenges in the next few years. For gasoline: reducing vapour pressure; reducing sulphur, benzene, aromatic and olefin contents; increasing the use of performance additives – with implications for engine deposits; and increasing oxygenate contents. For Diesel: reducing sulphur and PAH content; raising the fuel cetane number; increasing the use of performance additives; and decreasing the density of the fuel.

## Conclusions

The papers described above represent a broad review of the current situation in emissions legislation and possible ways of reducing emissions. Likely changes in the years to come have also been discussed. Several issues surfaced multiple times, thereby highlighting their importance and relevance to different automotive sectors.

A common theme was the coming scheduled and expected lowering of maximum exhaust emissions levels for all vehicle types, across multiple markets. The lower emissions these legal moves will require will impact on test methods and laboratory design, with increasingly high standards of detection required. Legal limits for the number of particles will also alter laboratory design and test procedures, and an increasingly global view of automotive emission regulation may lead to the introduction of tougher limits tested over different cycles, all of which will change the way in which emissions testing is performed.

International political and consumer pressure to reduce fuel consumption – and therefore CO<sub>2</sub> emission – as well as of harmful emissions and air quality legislation at multiple levels will all lead to efforts by manufacturers to produce more fuel efficient vehicles, some of which will operate on alternative fuels and feature hybrid drivetrains.

Fuels will continue to evolve to reflect the dynamic market conditions and new legal standards. The balancing of the twin demands of emissions reduction and trouble-free usage dictate certain properties of the fuel, which can be obtained via blending. Biofuels, already in limited use, are much more of a reality for the next few years than hydrogen. Biofuels are not without their problems, but certain blends have clear, eminently measurable advantages in terms of certain types of emission, and their physical properties cause few to no

spalin oraz rozwiązań konstrukcyjnych pozwalających na redukcję emisji. Prawdopodobne zmiany w przepisach, które pojawią się w przyszłości zostały także przedstawione i przedyskutowane. Niektóre problemy związane z emisją różnych związków szkodliwych pojawiły się na przestrzeni ostatnich lat, należy również zwrócić uwagę na problemy związane z emisją pojawiające się w innych zastosowaniach silników spalinowych, nie tylko w transporcie.

Ważnym tematem było zbliżające się, zaplanowane obniżenie maksymalnych dopuszczalnych limitów emisji związków szkodliwych dla wszystkich pojazdów, na różnych światowych rynkach. Zmiany w wymaganiach prawnych dotyczących obniżania emisji, wpłyną na metody badawcze oraz projektowanie laboratoriów badawczo-pomiarowych, na wprowadzanie zdecydowanie dokładniejszych metod pomiarowych poziomu emisji. Limity dotyczące ograniczenia liczby cząstek stałych także zmieniają metody pomiarowe tych związków w laboratoriach. Globalne spojrzenie i regulacje prawne dotyczące emisji związków szkodliwych ze źródeł motoryzacyjnych może doprowadzić do dalszego zaostrzenia limitów w czasie testów wykonywanych w różnych cyklach badawczych a także dalszych zmian w procedurach wykonywania tych badań.

Międzynarodowe naciski polityków i konsumentów w celu zredukowania zużycia paliwa a co za tym idzie emisji CO<sub>2</sub>, jak również emisji związków szkodliwych i poprawy jakości powietrza będą wywierać wpływ na producentów w kierunku produkowania pojazdów zużywających mniej paliwa, zasilanych paliwami alternatywnymi lub wyposażonych w hybrydowe zespoły napędowe.

Produkcja paliw silnikowych będzie podlegać ciągłemu rozwojowi aby sprostać dynamicznie zmieniającym się rynkowi i nowym standardom prawnym. Balansowanie pomiędzy dwoma najważniejszymi wymogami, redukcji emisji związków szkodliwych i niezawodności (podczas eksploatacji), dyktują specyficzne cechy paliwa uzyskiwane przez stosowanie domieszek specjalnych komponentów. Szersze zastosowanie biopaliw, w ograniczonym stopniu już wykorzystywanych obecnie, w przeciągu kilku następnych lat jest bardziej prawdopodobne niż zastosowanie wodoru jako paliwa. Biopaliwa nie są pozbawione wad, ale szczególnie ich mieszaniny z olejem napędowym posiadają określone, mierzalne zalety pod kątem emisji poszczególnych związków szkodliwych spalin, a ich fizyczne właściwości nie powodują nadmiernych problemów przy wykorzystaniu do zasilania nowoczesnych silników spalinowych. Tworzenie mieszanin paliw, oparte na gruntownych badaniach naukowych, takich, które charakteryzować będą się niższą emisją związków szkodliwych, przy zastosowaniu zaawansowanych technologicznie silników, stworzy szereg korzyści ekologicznych.

Rozwój konstrukcji i technologii wytwarzania reaktorów katalitycznych nadąza za wprowadzaniem coraz niższych limitów emisji w krajach Unii Europejskiej i na innych rynkach. Prace rozwojowe w tej dziedzinie są cały czas prowadzone a ich wyniki są obiecujące. Pojawił się ogromny potencjał w wykorzystaniu wspólnego efektu zastosowania

problems for modern engines. Blending strategies, informed by thorough scientific research, will produce blends with improved emissions performance, and which complement advanced engine technologies to produce an array of synergistic ecological benefits.

Advances in catalyst technology seem well placed to meet the ever-lower standards planned for the EU and other markets. Research into this area is ongoing, but the results – and the implications – are promising. There appears to be a great potential for synergy between advanced fuels and lubricants and the most recent developments in catalyst technology.

The automotive industry faces a huge challenge in producing cars which meet the various legislative requirements and are still safe, reliable and attractive to consumers in multiple markets. The importance of detailed, progressive research and development programmes covering the areas described above has clearly never been as vital as it is now.

zaawansowanych technologicznie paliw, olejów silnikowych i najnowszych rozwiązań w technice katalitycznego oczyszczania spalin.

Przemysł motoryzacyjny spotyka się z coraz większymi wyzwaniami podczas produkcji samochodów, chcąc sprostać przepisom prawnym, przy zachowaniu bezpieczeństwa użytkownika pojazdu, niezawodności i atrakcyjności dla konsumentów na wielu rynkach. Docenienie roli rozwojowych programów badawczych i prowadzonych szczegółowych badań dotyczących powyżej przedstawionych aspektów nigdy dotąd nie było tak istotne.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

### Abbreviations/Oznaczenia i skróty

B100, B7, etc. 100% biofuel, 7% biofuel blend, etc./100% biopaliwa, 7% biopaliwa, itd.  
 BSFC brake-specific fuel consumption/jednostkowe zużycie paliwa  
 CI compression ignition/ZS  
 CNG compressed natural gas/sprężony gaz ziemny  
 COV coefficient of variance/współczynnik zmienności (odchylenie standardowe)  
 DOC diesel oxidation catalyst/katalizator utleniający w silniku ZS  
 DPF diesel particulate filter/filtr cząstek stałych  
 EGR exhaust gas recirculation/recyrkulacja spalin  
 EPA Environmental Protection Agency/Agencja Ochrony Środowiska USA  
 ETBE ethyl terta-butyl ether/eter etylo-tetra-butylowy  
 EU European Union/Unia Europejska  
 FAEE fatty-acid ethyl ester/estry etylowe kwasów tłuszczowych  
 FAME fatty-acid methyl ester/estry metylowe kwasów tłuszczowych  
 GDI Gasoline Direct Injection/wtrysk bezpośredni benzyny  
 GTL gas-to-liquid/paliwo wytworzone z gazu ziemnego  
 HC hydrocarbons/węglowodory  
 HCCI homogenous charge compression ignition/silnik spalania mieszanki jednorodnej (ZS)  
 HD heavy duty/pojazdy ciężarowe  
 LD light duty/pojazdy lekkie  
 LHV lower heating value/wartość opałowa

LNT lean NO<sub>x</sub> trap/katalizator absorbujący NO<sub>x</sub>  
 LPG liquefied petroleum gas/propan-butan  
 m mass/masa  
 MFB50 50% mass fraction burnt/50% masy spalanej  
 MON motor octane number/liczba oktanowa motorowa  
 NEDC New European Driving Cycle/Nowy Europejski Cykl Jezdny  
 NO<sub>x</sub> oxides of nitrogen/tlenki azotu  
 PAH polycyclic aromatic compounds/związki aromatyczne  
 PLOT porous layer open-tabular/otwarta rurowa warstwa porowata  
 PM particulate matter/cząstki stałe  
 PN particle number/liczba cząstek  
 ppb parts per billion/jednostek na miliard  
 ppm parts per million/jednostek na milion  
 RME rapeseed methyl ester/estry metylowe oleju rzepakowego  
 RON research octane number/liczba oktanowa badawcza  
 SME soybean methyl ester/ester metylowy oleju sojowego  
 SAPs sulphated ash and phosphorous/pył zasilczony i fosforawy  
 SCR selective catalytic reduction/selektywny katalizator redukujący NO<sub>x</sub>  
 SI spark ignition/ZI  
 TBN total base number/liczba zasadowa  
 TWC three-way catalyst/reaktor trójfunkcyjny  
 v volume/objętość  
 w weight/waga/masa

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

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

e-mail: [piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl](mailto:piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl)



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

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



## Solutions of diesel drives for use in underground workings of hard coal mine

*The examples of application of combustion engines for the mining machinery drive have been presented in the article. The corresponding regulations concerned diesel combustion engines use in mines have been also presented. Moreover, the new technical solutions in such type engines aiming at the use safety increase and the exhaust gas toxic components emission decrease have been proposed.*

*Key words: combustion engine, mining machinery, law regulations, exhaust gas toxic components emission*

## Rozwiązania napędów spalinowych do zastosowań w wyrobiskach podziemnych węgla kamiennego

*W artykule zaprezentowano przykłady zastosowania silników spalinowych do napędu maszyn w górnictwie. Przedstawiono odpowiednie przepisy prawne dotyczące użytkowania silników spalinowych w kopalniach. Ponadto zaproponowano nowe rozwiązania techniczne w tego typu silnikach zmierzające do zwiększenia bezpieczeństwa ich użytkowania i zmniejszenia emisji toksycznych składników spalin.*

*Słowa kluczowe: silnik spalinowy, maszyny górnicze, przepisy prawne, emisja toksycznych składników spalin*

### 1. Introduction

Transportation machines with diesel drive are used in the undergrounds of Polish hard coal mines from the end of 1970s and they replace or support battery, pneumatic and rope drives that were used so far. Both economic and social conditions, which force managing boards of collieries to maximal reduction of mining costs, decrease of work inconveniences and increase of work safety, are the reasons. The last aspect results mainly from elimination of dangerous machines with rope drive. Use of machines with diesel drive enables realization of transportation with direct supervision from shaft bottom to working. High mobility of machines driven by diesel engines and independence from stationary sources of energy such as electric power or compressed air are the other advantages [6, 11].

Planned increase of number of diesel drives [2] is associated with problems mainly as regards their impact on mining environment. It is the result of requirements as regards emission of toxic components of exhaust gases to the mine atmosphere [8]. Safe use of machines driven by diesel engine, especially in workings potentially threatened by methane and/or coal dust explosion hazard, requires meeting of many specific requirements, both at the stage of their designing and manufacturing as well as during their operation. All the requirements mainly refer to diesel drive considered as diesel engine with its auxiliary equipment.

### 2. Legal regulations as regards operation of diesel drives in the mining industry

Free flow of goods on the joint European market is one of the main ideas of European Union. European market is based on legal regulations included in the resolution of the Council of Europe from 1985, which is treated as a new approach to

### 1. Wstęp

Począwszy od końca lat siedemdziesiątych XX wieku w podziemiach polskich kopalń węgla kamiennego znajdują zastosowanie urządzenia transportowe z napędem spalinowym, zastępując lub uzupełniając stosowane dotąd powszechnie napędy elektryczne akumulatorowe, pneumatyczne oraz linowe. Przyczyną tego są zarówno uwarunkowania gospodarcze, jak i społeczne, które skłaniają zarządy kopalń do maksymalnego obniżenia kosztów wydobycia, zmniejszenia uciążliwości prac oraz zwiększenia ich bezpieczeństwa. Ten ostatni aspekt wynika głównie z wyeliminowania niebezpiecznych urządzeń z napędem linowym. Stosowanie urządzeń z napędami spalinowymi umożliwia realizację transportu od podszybia do wyrobiska z jego bezpośrednim nadzorem. Inne zalety, to duża mobilność urządzeń napędzanych silnikami spalinowymi oraz niezależenie się od stacjonarnych źródeł energii, takich jak energia elektryczna lub sprężone powietrze [6, 11]. Obecnie brak jest aktualnych danych statystycznych dotyczących liczby urządzeń górniczych wyposażonych w poszczególne systemy napędu, przy czym istnieje wyraźna tendencja wzrostowa stosowania w tych urządzeniach napędu silnikami spalinowymi.

Prognozowane zwiększenie liczby napędów spalinowych [2] wiąże się z problemami związanymi głównie z ich wpływem na środowisko górnicze. Jest to wynikiem wymagań bezpośrednio dotyczących emisji toksycznych składników spalin do atmosfery kopalnianej [8]. Bezpieczne stosowanie urządzeń napędzanych silnikiem spalinowym, zwłaszcza w wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego wymaga spełnienia wielu specyficznych wymagań, tak na etapie ich projektowania i wykonywania, jak również podczas ich eksploatacji. Wszystkie te wymagania w głównej mierze dotyczą napędu spalinowego

technical harmonization and standards and which was completed in 1989 with the resolution of the Council of Europe as regards global approach to assessment of conformity [5]. Rules of new and global approach were implemented in Poland by the "Decree dated 30th August 2002 on the system for conformity assessment" [5] with later amendments. This decree belongs to so-called horizontal law that adapts EU legal acts, including directives, to the Polish law.

Basic requirements as regards diesel drives for mining industry are included in 2006/4/EC Directive, so-called New Machinery Directive (implemented by the Decree of the Minister of Economy dated 21st October 2008 [9]).

In the case of diesel drives, which are designed to be used in underground workings of hard coal mines, assessment of conformity with basic requirements included in the EU Directive No. 94/9/EC (ATEX) dated 23rd March 1994 (implemented by the Decree of the Minister of Economy dated 22nd December 2005 [10]) is also required.

According to the idea of common use of Directives, the problems that are included in the Directives are formulated in a general way to cover possibly all cases which refer to the subject of a given Directive. Detailed information as regards requirements of small group of products is included in harmonized standards.

The product is considered that it meets basic requirements if it is conform to harmonized standards. The most important standards harmonized with Machinery Directive, which refer to problems of mining diesel drives, are as follows:

- PN-EN 1679-1:2000 "Piston diesel engines – Safety – Self-ignition engines",
- PN-EN 1889-2:2005 "Machines for underground mining industry – Underground self-propelled machines – Safety – Part 2: Rail locomotives".

In the case of ATEX Directive the Standard PN-EN 1834-2:2002 "Piston diesel engines – Safety requirements as regards designing and construction of engines for use in rooms threatened by explosion hazard – Part 2: Engines from group I are designed for use in underground areas threatened by methane and/or flammable dust".

We can distinguish four basic solutions of diesel systems for use in rooms threatened by explosive atmosphere, which are presented in Figure 1. They are differentiated depending on area from which air is sucked and area to which exhaust gases are emitted.

"C" configuration (Fig. 1) presents diagram of diesel engine designed for zones threatened by methane and/or flammable dust explosion hazard (PN-EN 1834-2:2002). Underground workings in hard coal mines belong to such a zone. In that configuration both air necessary for combustion process is sucked and combustion products are emitted in the area potentially threatened by explosion. Other configurations are not accepted to be used in equipment designed for operation in underground workings threatened by potentially explosive atmosphere.

In the case of diesel drives that operate in areas threatened by methane and/or flammable dust explosion hazard it is necessary to equip the driving system with a system of

rozumianego, jako silnik spalinowy wraz z towarzyszącym mu osprzętem.

Zakłada się, że dalszy rozwój systemów napędu urządzeń transportowych w górnictwie będzie zmierzać do zastoso-  
sowania silników spalinowych o większej mocy, w celu zwiększania prędkości transportu. W nowych rozwiązaniach ciągników są stosowane silniki o mocy powyżej 100 kW. W związku z powyższym oraz tendencją do zwiększania udziału napędów spalinowych istnieje konieczność uzyskania maksymalnej sprawności układu napędowego oraz udoskonalenia układów odprowadzania spalin i zmniejszania ich toksyczności.

Z tych względów prognozuje się też rozwój napędów spalinowo-elektrycznych, które dadzą możliwość odzysku energii w trakcie hamowania i jej akumulację. Rozwój napędów hybrydowych dla górnictwa węglowego i ich wprowadzenie na skalę przemysłową, ze względu na koszty i doświadczenie eksploatacyjne, zależy w dużym stopniu od rozwoju tego typu układów w pojazdach samochodowych.

Jednocześnie przewiduje się wprowadzanie nowej generacji akumulatorów i silników elektrycznych, które mogą stać się konkurencyjne dla napędów spalinowych. W związku z tym należy zakładać, że w najbliższej przyszłości napędy spalinowe i elektryczne będą rozwijane zgodnie z uwarunkowaniami zrównoważonego rozwoju.

## 2. Uwarunkowania dotyczące eksploatacji napędów spalinowych w górnictwie

Swobodny przepływ towarów na wspólnym rynku europejskim jest jednym z głównych celów Unii Europejskiej. System funkcjonowania wspólnego rynku europejskiego opiera się na uregulowaniach prawnych ujętych w uchwale Rady WE z 1985 r., określanej jako nowe podejście do harmonizacji technicznej i norm, uzupełnionej w 1989 r. uchwałą Rady WE dotyczącą globalnego podejścia do oceny zgodności [5]. Zasady nowego i globalnego podejścia wprowadziła w Polsce „Ustawa z dnia 30 sierpnia 2002 r. o systemie oceny zgodności” [5], wraz z późniejszymi zmianami. Ustawa ta zaliczana jest do tzw. ustaw horyzontalnych transponujących do prawodawstwa krajowego akty prawne UE w tym dyrektywy.

Wymagania zasadnicze dotyczące napędów spalinowych dla górnictwa zawarte są w Dyrektywie 2006/4/WE tzw. Nowej Dyrektywie Maszynowej (wdrożonej Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 21.10.2008 r. [9]).

W przypadku napędów spalinowych przeznaczonych do zastosowania w podziemnych wyrobiskach węgla kamiennego wymagana jest także ocena zgodności z wymaganiami zasadniczymi zapisanymi w Dyrektywie Unii Europejskiej nr 94/9/WE – ATEX z dnia 23 marca 1994 (wdrożonej rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. [10]).

Zgodnie z przyjętą koncepcją uwarunkowaną powszechnością zastosowania Dyrektyw, ujmowane w nich zagadnienia są formułowane w sposób ogólny, tak, aby mogły objąć możliwie wszystkie przypadki dotyczące ich przedmiotu. Informacje szczegółowe dotyczące wymagań zawężonej gru-

automated stopping (switching off) of diesel engine when permissible value of rotary speed is exceeded, as well as automated stopping or self-protection of engine should occur in the case of the following hazards:

- exceeding of permissible temperature of liquid in a cooling system of diesel engine,
- insufficient pressure of lubricating oil,
- too small amount of liquid in a cooling system,
- exceeding of permissible temperature of exhaust gases,
- exceeding of permissible temperature of engine oil,
- exceeding of permissible temperature of hydraulic oil.

Additionally, in the case of occurrence of one of the mentioned above hazards the control system should signalize the emergency state.

Fuel cut-off from the system supplying the engine should be the method for automated stopping of engine both normal and emergency and moreover, each engine should be equipped with valve cutting off air supply.

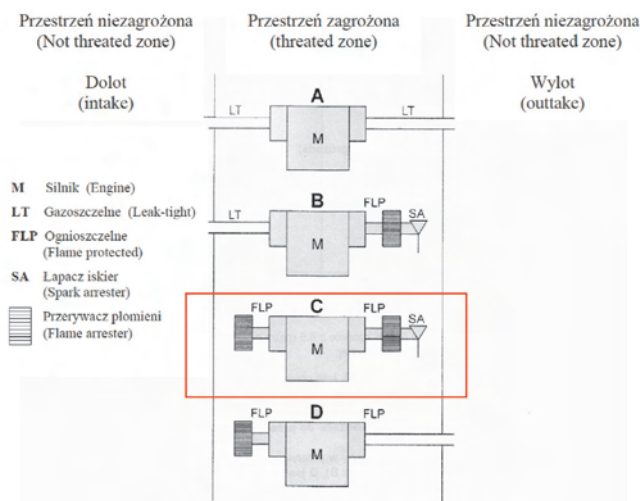


Fig. 1. Accepted solutions of installation of diesel engine

Rys. 1. Dopuszczalne rozwiązania zabudowy silnika spalinowego

Requirements as regards permissible temperature of external surface of components of the whole driving system is one of the most important conditions, which are necessary to be met when diesel engines are used in mining diesel drives operated in coal mines. According to the requirements that are in force, temperature of external surface of all engine components and temperature of exhaust gases emitted to the atmosphere after flame arrester cannot exceed 150°C. It refers to operational conditions of engine under full load.

Permissible values of emission of toxic substances in exhaust gases as regards mining diesel drives are included in PN-EN 1679-1:2000 Standard. This refers to diesel engines of power from 37 to 560 kW. For engines of power lower than 37 kW limiting values were not given because hazards associated with those engines are assumed to be not essential.

According to 97/68/EC Directive (Diesel Engine Directive) mining diesel drives can be qualified as “non-road mobile machines”. Driving units, which are mentioned in

py wyrobów zapisane są w normach zharmonizowanych.

Zakłada się, że wyrób spełnia wymagania zasadnicze, jeżeli jest zgodny z normami zharmonizowanymi. Najważniejsze z nich, dotyczące problematyki górniczych napędów spalinowych, w przypadku norm zharmonizowanych z Dyrektywą Maszynową to między innymi:

- PN-EN 1679-1:2000 „Silniki spalinowe tłokowe – Bezpieczeństwo – Silniki o zapłonie samoczynnym”,
- PN-EN 1889-2:2005 „Maszyny dla górnictwa podziemnego – Podziemne maszyny samobieżne – Bezpieczeństwo – Część 2: Lokomotywy szynowe”.

W przypadku Dyrektywy ATEX najważniejszą normą zharmonizowaną dotyczącą napędów spalinowych jest norma PN-EN 1834-2:2002 „Silniki spalinowe tłokowe – Wymagania bezpieczeństwa dotyczące projektowania i budowy silników przeznaczonych do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem – Część 2: Silniki grupy I przeznaczone do stosowania w pracach podziemnych zagrożonych występowaniem metanu i/lub palnego pyłu”.

Do zastosowania strefach zagrożonych atmosferą wybuchową możemy wyróżnić cztery podstawowe rozwiązania układów spalinowych, które zilustrowano na rys. 1. Rozróżnia się je ze względu na przestrzeń, z której zasysane jest powietrze oraz przestrzeń, do której emitowane są spaliny.

Konfiguracja „C” (rys. 1) przedstawia schemat napędu spalinowego przeznaczonego do stref zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu palnego (PN-EN 1834-2:2002). Do takich stref zaliczamy podziemne wyrobiska w kopalniach węgla kamiennego. W tej konfiguracji zarówno powietrze potrzebne do procesu spalania, jak i produkty spalania zasysane i emitowane są w przestrzeni potencjalnie zagrożonej wybuchem. Pozostałe konfiguracje nie są dopuszczone do eksploatacji w urządzeniach przeznaczonych do wyrobisk podziemnych zagrożonych atmosferą potencjalnie wybuchową.

Dla napędów spalinowych eksploatowanych w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu palnego, koniecznym jest wyposażenie układu napędowego w system samoczynnego (automatycznego) zatrzymania (wyłączenia) silnika spalinowego przy przekroczeniu nadmiernej prędkości obrotowej, a także samoczynne zatrzymanie lub samoczynne zabezpieczenie silnika w przypadku następujących stanów zagrożenia:

- przekroczenie dopuszczalnej temperatury cieczy w układzie chłodzenia silnika spalinowego,
- niedostateczna wartości ciśnienia oleju smarującego,
- zbyt mała ilość cieczy w układzie chłodzenia,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury spalin,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury oleju silnikowego,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury oleju hydraulicznego.

Dodatkowo, w przypadku wystąpienia jednego z wymienionych zagrożeń, układ kontroli powinien sygnalizować to w postaci stanu alarmowego.

that Directive and which refer to the same power range (as for ranges presented in Table 1) have to meet requirements as regards values of emission presented in Table 2.

Limiting values of toxic substances, which are included in Table 1, meet the requirements as regards emission included in "Stage 1" of Diesel Engine Directive. It should be emphasized that, according to §13.2 of above mentioned Directive, homologation certificates are not issued for such units after 1998. Comparing two above legal acts it can be said that regulations associated with commercialization of mining diesel drives treats the problem of emission of toxic substances quite liberally. For example, higher emission

Table 1. Permissible values of emission of toxic substances acc. to PN-EN 1679-1:2000 Standard [3]

Tabela 1. Dopuszczalne wartości emisji substancji toksycznych wg PN-EN 1679-1:2000 [3]

Power/moc P	Carbon monoxide/ tlenek węgla CO	Hydrocarbons/ węglowodory HC	Nitrogen oxides/ tlenki azotu NO <sub>x</sub>	Solid particles/ cząstki stałe PT
[kW]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]
37 ≤ P < 75	6.5	1.3	9.2	0.85
75 ≤ P < 130	5.0	1.3	9.2	0.70
130 ≤ P < 560	5.0	1.3	9.2	0.54

of toxic substances from drives operated in underground workings of confined space was accepted unlike for the drives operated in open space. Such procedure seems to be unjustified due to its impact on health of members of mining teams.

Legal entries that refer to ventilation of underground workings, which are included in the Decree of the Minister of Economy dated 28th June 2002 as regards work safety, transportation and specialistic fire-fighting protection in underground mining plants, are of great importance as regards quality of exhaust gases [8].

According to §187 of the Decree [8] all available workings and rooms should be ventilated in such way that concentration of oxygen in air is not lower than 19% (by volume) and the highest permissible concentration of other, gaseous components does not exceed values presented in Table 3.

Table 2. Permissible values of emission of toxic substances acc. to 97/68/EC Directive[4]

Tabela 2. Dopuszczalne wartości emisji substancji toksycznych wg Dyrektywy 97/68/WE [4]

Power/moc P	Date/data wprowadzenia	Carbon monoxide/ tlenek węgla CO	Hydrocarbons/ węglowodory HC	Nitrogen oxides/ tlenki azotu NO <sub>x</sub>	Solid particles/ cząstki stałe PT
[kW]		[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]
Stage 3A					
19÷37	01.2007	5.5	NO <sub>x</sub> +HC – 7.5	0.6	
37÷75	01.2008	5.0	NO <sub>x</sub> +HC – 4.7	0.4	
75÷130	01.2007	5.0	NO <sub>x</sub> +HC – 4.0	0.3	
130÷560	01.2006	3.5	NO <sub>x</sub> +HC – 4.0	0.2	
Stage 3B					
37÷56	01.2013	5.0	NO <sub>x</sub> +HC – 4.7	0.025	
56÷75	01.2012	5.0	0.19	3.3	0.025
75÷130	01.2012	5.0	0.19	3.3	0.025
130÷560	01.2011	3.5	0.19	2.0	0.025

Zarówno normalnym, jak i awaryjnym sposobem samoczynnego zatrzymywania silnika powinno być odcięcie dopływu paliwa do układu zasilającego silnik, a ponadto każdy silnik powinien być wyposażony w zawór odcinający dopływ powietrza.

Jednym z najważniejszych warunków, koniecznych do spełnienia, przy zastosowaniu silników spalinowych do górniczych napędów spalinowych, eksploatowanych w kopalniach węgla, są wymagania dotyczące dopuszczalnej temperatury zewnętrznej powierzchni elementów całego układu napędowego. Według obowiązujących wymagań temperatura powierzchni zewnętrznych wszystkich elementów silnika, oraz temperatura spalin emitowanych do atmosfery bezpośrednio za tłumikiem płomieni nie może przekraczać wartości 150°C. Dotyczy to warunków pracy silnika pod pełnym obciążeniem.

Dopuszczalne wartości emisji substancji toksycznych w spalinach dotyczących górniczych napędów spalinowych zawarto w normie PN-EN 1679-1:2000. Zapis ten dotyczy

silników spalinowych o mocy od 37 do 560 kW. Dla silników poniżej 37 kW nie podano wartości granicznych, ponieważ zagrożenia pochodzące od nich uznano za nieistotne.

Górnice napędy spalinowe zakwalifikować można do „nie-drogowych maszyn ruchomych“ zgodnie z Dyrektywą 97/68/WE (Dyrektywa Spalinowa). Jednostki napędowe wymienione w tej dyrektywie, odnoszące się do tego samego zakresu mocy (jak dla zakresów w tabeli 1), muszą spełniać wymagania odnośnie wartości emisji jak pokazano w tabeli 2.

Wartości graniczne substancji toksycznych zapisane w tabeli 1 odpowiadają wymogom emisji „Etap 1“ (Stage 1) Dyrektywy Spalinowej. Należy zaznaczyć, że zgodnie z §13.2 tej dyrektywy po roku 1998 dla tego typu jednostek nie wydaje się certyfikatu homologacji. Porównując dwa powyższe akty prawne można stwierdzić, że ustawodawstwo związane z wprowadzeniem do obrotu górniczych

napędów spalinowych dosyć liberalne traktuje kwestię emisji substancji toksycznych. Przykładowo dopuszczono wyższą wartość emisji substancji toksycznych przez spalinowe układy napędowe eksploatowane w podziemnych wyrobiskach o ograniczonym polu przekroju poprzecznego, w porównaniu z układami napędowymi eksploatowanymi w otwartej przestrzeni. Postępowanie takie, ze względu na zdrowie pracujących załóg górniczych wydaje się być nieuzasadnione.

As regards emission of harmful compounds by diesel engine the above mentioned Decree directly determines maximal amount of carbon oxide in exhaust gases emitted to mine atmosphere at the level of 500 ppm. Summarizing formal-and-legal requirements as regards quality of exhaust gases it can be said that meeting the requirements of Diesel Engine Directive as regards permissible emission also guarantees meeting the requirements of PN-EN 1679-1:2000 Standard. However, meeting the basic requirements as regards quality of exhaust gases is not a sufficient condition enabling safe min-

Table 3. Permissible concentration of gases in mine working [8]

Tabela 3. Dopuszczalne stężenie gazów w wyrobisku górniczym [8]

Type of gas/rodzaj gazu	NDS/mg/m <sup>3</sup> (% volume/objętościowo i %)	NDSCh/mg/m <sup>3</sup> (% volume/objętościowo i %)
Carbon dioxide/dwutlenek węgla	– (1.0)	– (1.0)
Carbon monoxide/tlenek węgla	30 (0.0026)	180 (0.015)
Nitrogen oxide/tlenek azotu	5 (0.00026)	10 (0.00052)
Sulphur dioxide/dwutlenek siarki	2 (0.000075)	5 (0.0019)
Hydrogen sulfide/siarkowodor	10 (0.0007)	20 (0.0014)

ing in mine workings, because safe use of such drive cannot result in exceeding of limiting values of toxic substances in mine atmosphere, which are presented in Table 3, as well as of permissible emission of carbon oxide.

### 3. Diesel drive for the coal mining industry developed by KOMAG

BF4M1013 engine made by Deutz and sold under Volvo-Penta trade mark as the engine used for watercrafts has been used in the state-of-the-art solutions of mine diesel drives, developed by KOMAG and designed for operation in the workings threatened by methane and/or coal dust explosion hazard (Fig. 2).

This is an engine designed for sea watercrafts that was adapted for application in mining equipment. Fire is one of main possible hazards that can occur in watercrafts. But fire is also the hazard that is one of most dangerous hazards

W kwestii jakości spalin istotne znaczenie mają zapisy prawne dotyczące wentylacji wyrobisk podziemnych, zawarte w Rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych [8].

Zgodnie z §187 Wszystkie dostępne wyrobiska i pomieszczenia należy przewietrzać w taki sposób, aby stężenie tlenu w powietrzu nie było mniejsze niż 19% (objętościowo), a najwyższe dopuszczalne stężenie innych, gazowych składników nie przekraczało wartości przedstawionych w tabeli 3.

Niniejsze rozporządzenie, w kwestii emisji szkodliwych związków przez silnik spalinowy, bezpośrednio określa maksymalną ilość tlenu węgla w spalinach emitowanych do atmosfery kopalnianej, którego stężenie nie może przekroczyć 500 ppm. Podsumowując wymagania formalno-prawne dotyczące jakości spalin można

stwierdzić, że spełnienie wymagań Dyrektywy Spalinowej w zakresie dopuszczalnej emisji gwarantuje także spełnienie wymogów normy PN-EN 1679-1:2000. Spełnienie wymagań zasadniczych dotyczących jakości spalin nie jest jednakże warunkiem wystarczającym, umożliwiającym bezpieczną eksploatację w wyrobiskach górniczych, gdyż bezpieczne użytkowanie takiego napędu nie może powodować przekroczenia granicznych wartości stężenia substancji toksycznych w atmosferze kopalnianej przedstawionych w tabeli 3, jak również dopuszczalnego stężenia tlenu węgla.

### 3. Rozwiązanie napędu spalinowego KOMAG-u dla górnictwa węgla kamiennego

W najnowszych konstrukcjach górniczych napędów spalinowych przeznaczonych do pracy w wyrobiskach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego opracowanych w KOMAG-u wykorzystuje się, silnik typu

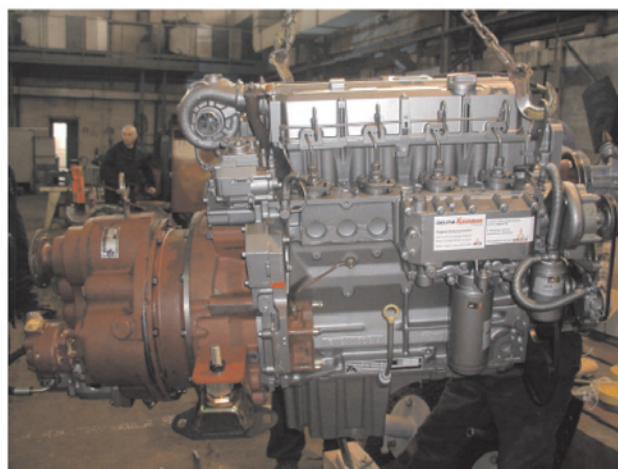
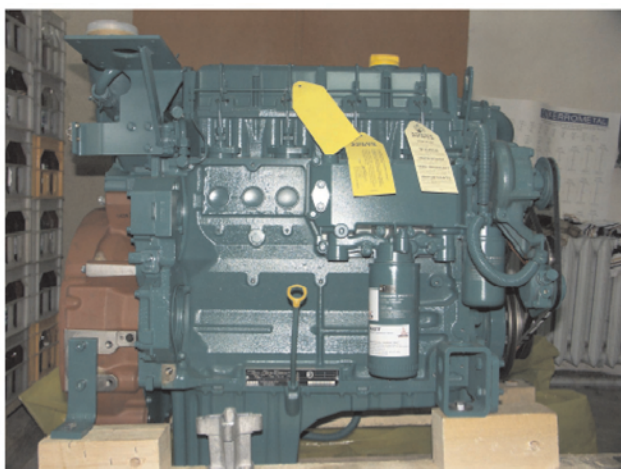


Fig. 2. ZS (Deutz BF4M1013) diesel engine for mining machines with liquid cooled outlet collector and turbocharger

Rys. 2. Silnik spalinowy ZS (Deutz BF4M1013) do maszyn górniczych z chłodzoną cieczą kolektorem wylotowym i turbosprężarką

in the mining industry. So the engine is equipped with the protective structures that prevent engine's external surfaces against excessive temperature. On the basis of the abovementioned engine design the mine diesel drive for underground transportation machines, operating in potentially explosive atmosphere, has been developed (Fig. 3).

The listed components from flame arrester in the inlet system to flame arrester in the exhaust system make so-

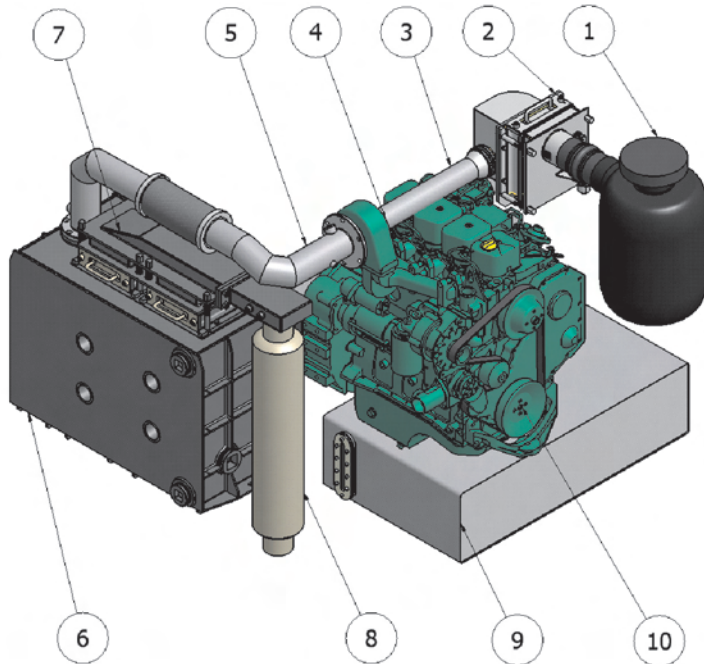


Fig. 3. Model of diesel drive developed by KOMAG. 1 – air filter, 2 – flame arrester in inlet system, 3 – inlet hose, 4 – turbocharger, 5 – exhaust gases outlet hose, 6 – water exhaust gases washer, 7 – flame arrester in exhaust system with exhaust manifold, 8 – spark arrester, 9 – fuel tank, 10 – ZS diesel engine

Rys. 3. Model górniczego napędu spalinowego opracowanego w KOMAG-u: 1 – filtr powietrza, 2 – przerywacz płomieni układu dolotowego, 3 – przewód dolotowy, 4 – turbosprężarka, 5 – przewód wylotu spalin, 6 – wodna płuczka spalin, 7 – przerywacz płomieni układu wylotowego z kolektorem zbiorczym, 8 – iskrochron, 9 – zbiornik paliwa, 10 – silnik spalinowy ZS

BF4M1013 firmy Deutz, oferowany pod marką Volvo-Penta jako silnik do jednostek pływających (rys. 2).

Jest to silnik przeznaczony do morskich jednostek pływających, który został przystosowany do zastosowań w urządzeniach górniczych. Jednym z podstawowych zagrożeń możliwych do wystąpienia na jednostkach pływających jest zagrożenie pożarem. To zagrożenie zalicza się również do jednych z najniebezpieczniejszych w górnictwie. W związku z tym silnik ten jest wyposażony w odpowiednie konstrukcje zabezpieczające zewnętrzne powierzchnie silnika przed osiągnięciem nadmiernej temperatury. Na bazie w/w silnika opracowano górniczy napęd spalinowy przeznaczony do dołowych urządzeń transportowych eksploatowanych w atmosferze potencjalnie wybuchowej (rys. 3).

Wymienione elementy, począwszy od dolotowego przerywacza płomieni, do wylotowego przerywacza płomieni, stanowią tzw. dolotowo-wylotowy układ ognioszczelny (PN-EN 1834-2:2002). Najbardziej istotnym elementem układu dolotowego jest kasetowy przerywacz płomieni (poz. 2), którego budowę przerywacza pokazano na rysunku 4. Jego zadaniem jest zabezpieczenie przed przedostaniem się płomieni z części ognioszczelnej do otaczającej atmosfery i z tego względu ważnym parametry przerywacza są: szerokość szczeliny „S” oraz jej długości „L”.

Spaliny powstałe w procesie spalania są odprowadzane poprzez układ wylotowy, którego pierwszym elementem jest przewód wylotowy spalin (poz. 5), wyposażony w tzw. płaszcz wodny. Zabezpiecza to powierzchnię zewnętrzną przed przekroczeniem wartości temperatury powyżej 150°C, oraz obniża wstępnie temperaturę samych spalin. Podstawowym zespołem służącym do obniżenia temperatury spalin jest płuczka wodna (poz. 6), za którą zabudowany jest szczelinowy przerywacz płomieni układu

called inlet-outlet flameproof system (PN-EN 1834-2:2002). Flame arrester (item 2) is the most important component of the inlet system. It protects against flames spread from the flameproof part to the surrounding atmosphere. Flame arrester has a form of cassette with plates with a slot between them. Slot width “S” and its length “L” are important parameters of flame arrester. Flame arrester design is shown in Fig. 4.

Exhaust gases generated in fuel burning process are taken off through the exhaust system in which exhaust gases outlet hose is its first component (item 5). The hose has so-called water coat that protects external surface against exceeding its temperature above 150°C, and initially reduces exhaust gases tempera-

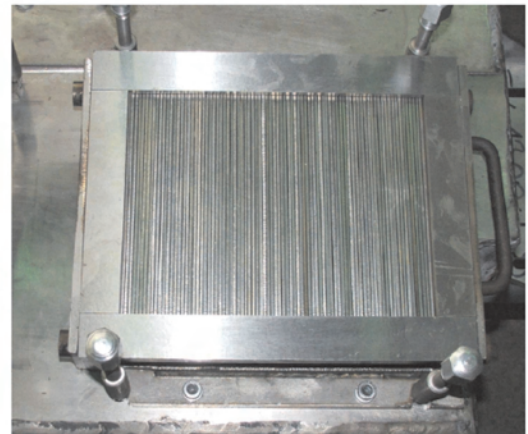


Fig. 4. Design of cassette flame arrester  
Rys. 4. Budowa przerywacza kasetowego

ture. Water washer (item 6) is the main unit that reduces temperature of exhaust gases. After the washer there is a flame arrester of exhaust system (item 7). Its design and function is the same as of flame arrester in the inlet system. After the flame arrester the flameproof part of exhaust system ends. Dry spark arrester (item 8) is the end component. Water washer also plays the role of spark arrester and it is so-called the wet spark arrester. To meet requirements regarding maximal temperature of engine surface included in the regulations, the engine has been equipped with the cooling system to which cooling the exhaust collector and turbocharger was included.

The engine its connections and auxiliary equipment together with flame arresters, spark arrester and hoses undergoes the EC type test according to PN-EN 1834-2 standard according to flameproof shield test and according to flame arresting test.

Flameproof shield test includes:

- determination of maximal explosion pressure. Generation of explosion that can be found inside the flameproof shield (e.g. in inlet or exhaust system) and its measurement is the purpose of the test,
- pressure test. Applying of changing pressure, found in the test, and confirmation that in such conditions the shields does not lose its properties, is the purpose of the test.
- “not spreading” tests. Generation of explosion that can be found in inlet or exhaust system and confirmation that in such conditions the explosion is arrested in the flameproof shield and will not spread to the surrounding atmosphere, is the purpose of the test.

To carry out flameproof shield test, the shield is equipped from the inlet flame arrester (together with that arrester) to the exhaust flame arrester with so-called plugging plate that replaces cylinder block and it is connected to the chamber simulating cylinder volume. The plate design should enable fixation of a chamber simulating cylinder volume with ignition source at each opening (inlet openings and outlet opening of combustion chamber. Testing gas used during testing is a mixture of methane/hydrogen with air. Additionally for the pressure test and not spreading test the testing object is placed in a testing flameproof chamber that in the case of not spreading tests is also filled with the testing gas.

It should be stated that engine components due to the necessity of meeting ATEX Directive requirements are expanded, what causes significant weight increase and increase of dimensions of a drive unit. Besides, operation of the engine requires inspections and servicing as regards many connections in the exhaust gases take off system as well as requires frequent refill of water in the exhaust gases washer.

#### 4. Exemplary application of transportation machines with diesel drive used in the hard coal mining industry

In the result of KOMAG collaboration with the following companies: FMG PIOMA S.A., RFM RYFAMA S.A., ENERGO-MECHANIK Sp. z o.o. and VACAT Sp. z o.o. many solutions of transportation machines with

wylotowego (poz. 7). Za przerywaczem kończy się część ognioszczelna układu wylotowego. Końcowym elementem jest suchy łapacz iskier (iskrochron) (poz. 8).

W celu spełnienia wymagań dotyczących maksymalnej temperatury powierzchni zewnętrznych silnika, został on wyposażony w system chłodzenia kolektora wylotowego i turbosprężarki, poprzez włączenie tych elementów do obiegu cieczy chłodzącej silnik.

Silnik, jego połączenia i urządzenia pomocnicze wraz z przerywaczami płomieni, łapaczem iskier i przewodami poddaje się próbie typu osłony ognioszczelnej i próbie łapacza iskier zgodnie z PN-EN 1834-2.

Próba osłony ognioszczelnej, obejmuje:

- określenie maksymalnego ciśnienia wybuchu. Celem tej próby jest wywołanie i pomiar wybuchu, jakie można się spodziewać w osłonie ognioszczelnej (np. w układzie dolotowym lub wylotowym),
- próbę ciśnieniową. Celem tej próby jest poddanie osłony działaniu ciśnienia stwierdzonego w czasie badań i wykazanie, że w takich warunkach osłona ognioszczelna zachowuje swoje własności.
- próbę „nieprzenoszenia”. Celem tej próby jest przeprowadzenie wybuchu, jaki może się zdarzyć w układzie dolotowym lub wylotowym i wykazanie, że w tych warunkach wybuch zostaje powstrzymany w osłonie ognioszczelnej i nie przenosi się do otaczającej atmosfery.

W celu przeprowadzenia próby danego typu osłony ognioszczelnej, osłonę wyposaża się w tzw. płytę zaślepiającą obejmującą obszar od przerywacza płomieni na dolocie, łącznie z tym przerywaczem, do przerywacza płomieni na wylocie, która zastępuje blok cylindrowy i połączona jest z komorą symulującą objętość cylindra. Konstrukcja płyty powinna umożliwiać zamocowanie komory symulującej objętość cylindra wraz z źródłem zapłonu przy każdym otworze (otwory dolotowe i wylotowe komory spalania). Gaz badawczy używany w czasie próby to mieszanina metan/wodór z powietrzem. Dodatkowo dla próby określenia maksymalnego ciśnienia i próby nieprzenoszenia, obiekt badawczy umieszcza się w ognioszczelnej komorze badawczej, która w przypadku próby nieprzenoszenia jest również wypełniona gazem badawczym.

Należy podkreślić, że elementy wyposażenia silnika, wynikające z konieczności spełnienia wymagań Dyrektywy ATEX są rozbudowane i powodują znaczące zwiększenie masy i wymiarów zespołu napędowego. Jego eksploatacja wymaga ponadto częstych czynności kontrolnych i serwisowych, związanych ze sprawdzaniem szczelności wielu połączeń systemu wyprowadzania spalin, jak również częstego uzupełniania cieczy w wodnej płuczce spalin.

#### 4. Przykładowe aplikacje urządzeń transportowych z napędem spalinowym dla górnictwa węgla kamiennego

W ramach prowadzonej współpracy KOMAG-u z firmami: FMG PIOMA S.A., RFM RYFAMA S.A., ENERGO-MECHANIK Sp. z o.o. oraz firmą VACAT Sp. z o.o. powstało szereg rozwiązań urządzeń transportowych zasilanych

diesel drives used in the hard coal mining industry were developed:

- PIOMA CS 80 suspended diesel locomotive,
- PIOMA LDS 80 underground diesel locomotive,
- PIOMA-VACAT floor-mounted diesel railway,
- SKZ-81 rack railway,
- Lds-100K-EMA underground diesel locomotive.

#### 4.1. PIOMA CS 80 suspended diesel locomotive

In the result of collaboration between PIOMA S.A. Mining Machines Factory in Piotrkow Trybunalski and KOMAG Institute of Mining Technology the factory offers suspended monorails with diesel engine for the coal mining industry.

The following locomotives are the extension of the previous production of PIOMA CS 80 locomotives (Fig. 5):

- PIOMA CSP 3 with three driving cars,
- PIOMA CSP 4 with four driving cars,
- PIOMA CSP 5 with five driving cars.

The diesel-and-hydraulic drive developed in the above-mentioned solution was adapted to next solutions developed in KOMAG (in collaboration with FMG PIOMA S.A. and VACAT Sp. z o.o.) [1].

#### 4.2. PIOMA LSD 80 underground diesel locomotive



Fig. 5. Diesel suspended monorail with PIOMA CS 80 locomotive [1]

Rys. 5. Kolej podwieszana spalinowa z ciągnikiem PIOMA CS 80 [1]

silnikami spalinowymi stosowanych w górnictwie.

- Podwieszony ciągnik spalinowy – PIOMA CS 80,
- Lokomotywa dołowa spalinowa – PIOMA LDS 80,
- Spalinowa kolej spągowa – PIOMA-VACAT,
- Szynowa kolej podziemna – SKZ-81,
- Lokomotywa dołowa spalinowa – Lds-100K-EMA.

Wymienione zastosowania dotyczą maszyn pracujących w górnictwie węglowym. Należy podkreślić, że ze względu na charakter zakładów górniczych węgla kamiennego oraz rud miedzi napędy spalinowe dla tych kopalń różnią się w zasadniczy sposób. Różnice te wynikają z charakteru geologicznego wyrobiska. W kopalniach węgla kamiennego występuje zagrożenie wybuchem metanu oraz pyłu węglowego. Zagrożenia te nie występują w kopalniach rud miedzi. W związku z tym napędy stosowane w kopalniach węgla kamiennego muszą posiadać budowę umożliwiającą spełnienie wymagań, stawianych urządzeniom pracującym w atmosferze potencjalnie wybuchowej (dyrektywa ATEX). Wymagania te powodują między innymi, że w napędach dla kopalń węgla kamiennego nie stosuje się w układach wylotowych reaktorów katalitycznych, które z kolei stają się powszechne w napędach stosowanych w kopalniach rud miedzi. Podobna sytuacja dotyczy również innych elementów układów spalinowych, między innymi chłodnicy powietrza w układzie dolotowym. W wielu kopalniach rud miedzi powszechnie stosowane są silniki pochodzące ze standardowych maszyn budowlanych. Ponadto ze względu na przekrój wyrobiska oraz stabilność spągu w kopalniach rud miedzi stosuje się w urządzeniach spalinowych na nadwoziu oponowym, których nie spotyka się w kopalniach węgla kamiennego.

#### 4.1. Podwieszony ciągnik spalinowy PIOMA CS 80

W wyniku rozpoczętej w 1994 r. współpracy Fabryki Maszyn Górniczych PIOMA S.A. w Piotrkowie Trybunalskim z Instytutem Techniki Górniczej KOMAG fabryka ta może aktualnie oferować górnictwu węglowemu kolejki podwieszane z napędami spalinowymi.

Rozwinięciem produkcji dotychczasowych ciągników PIOMA CS 80 (rys. 5) są ciągniki oznaczone symbolami:

- PIOMA CSP 3 z trzema wózkami napędowymi,
- PIOMA CSP 4 z czterema wózkami napędowymi,
- PIOMA CSP 5 z pięcioma wózkami napędowymi.

Powstały w w/w rozwiązaniu napęd spalinowo-hydrauliczny został zaadaptowany do kolejnych rozwiązań powstałych w KOMAG-u (przy współpracy z FMG PIOMA S.A. i firmą VACAT Sp. z o.o.) [1].

#### 4.2. Lokomotywa dołowa spalinowa PIOMA LSD 80

W wyniku współpracy KOMAG-u z FMG PIOMA S.A. powstała lokomotywa PIOMA LDS 80. Lokomotywa ta charakteryzuje się hydrauliczną transmisją momentu obrotowego silnika spalinowego na koła jezdne. Przy masie własnej 15 t możliwe jest ciągnięcie składów pociągowych o masie przekraczającej 150 t.

Lokomotywa zbudowana jest z trzech modułów połączonych ze sobą, umożliwiających wzajemne przemieszczanie względem osi przegubów. Moduły lokomotywy to:

- wózek napędowy, w skład którego wchodzi rama,

In the result of collaboration between KOMAG and FMG PIOMA S.A. PIOMA LDS 80 locomotive was developed. The locomotive is characterized by a hydraulic transmission of diesel engine torque to the wheels. At its own weight 15 t it is possible to pull trains of weight exceeding 150 t.

The locomotive is made of three modules connected with each other, what enables their reciprocal movement against joints axes. Locomotive modules are as follows:

- driving car, consisted of a frame, gears together with engines and hydraulic brakes and wheels,
- two operator cabins with fixed buffers, each cabin connected with the driving car by bolts,
- engine department with diesel and hydraulic pack, adapted from PIOMA CS 80 suspended monorail, fixed in slides connecting driving units.

Hydrostatic transmission that also plays a role of maneuvering brake was used in the drive. Hydraulic disk brakes play a role of stopping brake. The brakes act on driving wheels through a gear transmission. They start up after moving the operation lever to “0” position or automatically after exceeding speed limit 4.8 m/s [1].

Design of PIOMA LDS 80 locomotive has the following advantages:

- despite its length 8.5 m, it much better overcomes bends than one-solid locomotives (has no tendency for derauling),
- the cabins which turn themselves together with modules significantly reduce exceeding the track outline on bends, reducing the hazard to people that can stay in the range of locomotive moving line,
- locomotive pulling force transmitted to carriages by couplings is distributed almost along the line of track symmetry axis, what in the case of braking and on bends, prevents against pushing the locomotive out of the track,
- even distribution of locomotive mass on all wheels improves braking efficiency of the locomotive.

The locomotive has been applied in the LW Bogdanka S. A Colliery.

#### 4.3. PIOMA VACAT floor-mounted diesel railway

PIOMA VACAT floor-mounted diesel railway is the result of collaboration between KOMAG and FMG PIOMA S.A. (Fig. 7). The system for drive transfer is the characteristic feature of PIOMA-VACAT railway. Depending on requirements and condition in the workings we can use frictional or rack coupling of wheels with a drive bar between rails.

Subassemblies of PIOMA CS 80 locomotive were used to construct floor-mounted railway locomotive, installed on four drive modules. Each module has the driving system consisting of two hydraulic engines that drive friction and tooth wheels as well as it has a jaw brake system that uses frictional bar of rails.

Due to application of few driving modules the total pulling force of locomotive is transferred to more than two track segments what significantly reduces load of the track especially its bolting components and driving bar. Also the force from brakes is distributed so there is no risk of tearing off the track segment from bolted place at emergency



Fig. 6. PIOMA LDS 80 underground diesel locomotive [1]

Rys. 6. Lokomotywa dolowa spalinowa PIOMA LDS 80 [1]

przekładnię wraz z silnikami i hamulcami hydraulicznymi oraz kołami jezdnyymi,

- dwie kabiny maszynisty z utwierdzonymi zderzakami, każda połączona z wózkiem napędowym za pomocą sworzni,
- przedział silnikowy z zaadaptowanym z kolei podwieszanej PIOMA CS 80 agregatem spalinowo-hydraulicznym utwierdzony w saniach łączących ze sobą zespoły napędowe.

W napędzie zastosowano przekładnię hydrostatyczną, która pełni jednocześnie rolę hamulca manewrowego. Lokomotywa ta znalazła zastosowanie w kopalni węgla kamiennego LW Bogdanka S. A.

#### 4.3. Spalinowa kolej spągowa PIOMA VACAT

Efektom współpracy KOMAG-u z FMG PIOMA S.A. oraz firmą VACAT Sp. z o.o. jest spalinowa kolej spągowa PIOMA VACAT (rys. 7). Cechą charakterystyczną kolei PIOMA-VACAT jest układ przeniesienia napędu. W zależności od potrzeb i warunków panujących w wyrobiskach wykorzystane może być cierne lub zębate sprzężenie kół napędowych z listwą napędową szyn jezdnych.

Do zbudowania ciągnika kolei spągowej wykorzystane zostały podzespoły ciągnika PIOMA CS 80, zabudowane na czterech modułach napędowych. Każdy moduł ma układ napędowy składający się z dwóch silników hydraulicznych, napędzających koła cierne i zębate oraz szczykowy układ hamulcowy wykorzystujący listwę cierną szyn.



Fig. 7. PIOMA VACAT floor-mounted diesel railway [1]

Rys. 7. Spalinowa kolej spągowa PIOMA VACAT [1]

braking of transported assembly of high weight. Vertical position of driving wheels enabled eliminating component forces in a gear that would cause lifting of driving cars. Due to that transmission effectiveness is higher and transmission is more stable [1].

Wesoła Colliery is the first mine in which PIOMA-VACAT floor-mounted diesel railway has been used.

#### 4.4. SKZ-81 rack-and-pinion railway

Collaboration of KOMAG with RFM RYFAMA S.A. resulted in a development and construction of SKZ-81 rack railway. Transportation of loads (including complete powered roof supports) directly from shaft bottom to the longwall panel, without necessity of unloading, was the assumption for designing that railway system. Bearing in mind lowering of mine track construction costs it was decided to use existing tracks and to install rack bar at the inclined section of the track. Therefore, the train is equipped with two drives:

- friction drive to ride on the horizontal sections of the route,
- rack drive to ride on the workings inclined up to 30°.

A design of dual driving system has been developed in such a way that diesel engine system and pumping system are common for both actuating systems, i.e. for rack drive and rail drive. In the rack drive system, which was located between the two wheels sets GFT-

Pierwszą kopalnią, w której znalazła zastosowanie spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT jest KWK Wesoła.

#### 4.4. Szynowa kolej zębata SKZ-81

Współpraca KOMAG-u z RFM RYFAMA S.A. zaowocowała opracowaniem i wykonaniem szynowej kolei zębatej SKZ-81. Podstawowym założeniem przy opracowaniu tej kolei było zapewnienie możliwości transportu ładunków (w tym kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej) bezpośrednio od podszybia aż do wyrobiska ścianowego bez konieczności przeładunku. Mając na uwadze obniżenie kosztów wykonania trasy, postawiono za cel wykorzystanie istniejących torowisk kopalnianych do budowy odcinkach nachylonych listwą zębatą. W związku z tym kolej wyposażono w dwa napędy:

- adhezyjny do jazdy na poziomych odcinkach trasy,
- zębata do jazdy w wyrobiskach nachylonych do 30°.

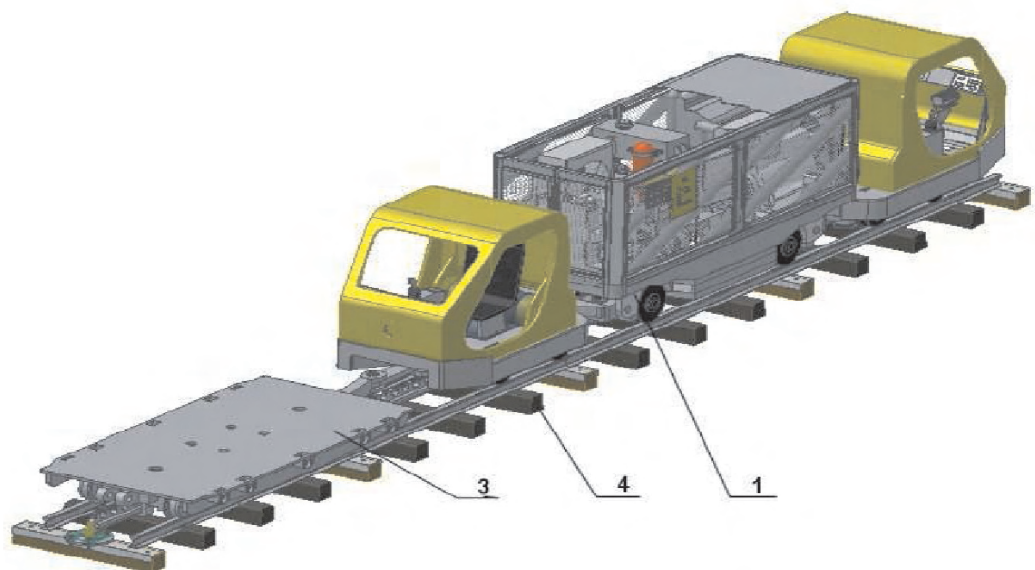


Fig. 8. SKZ-81 railway with a dual drive: 1 – locomotive, 3 – platform, 4 – rail track [1]

Rys. 8. Kolej SKZ-81 z podwójnym systemem napędowym: 1 – ciągnik, 3 – platforma, 4 – trasa jezdna [1]

110 gear made by Rexroth was used. These transmissions are offered in several versions of the gear ratio; hence there is the possibility of sizing the gear ratio for the individual customer. Torque is directly attached to the driving wheel with bolts, which cooperates with the rack mounted along the track axis. The rail drive system uses two GFT-13 gears of the same company, each of which drives one wheel set located in one of two turning cars, being a part of driving car of the locomotive [1]. Rail rack railway has been implemented in Bielszowice Colliery.

#### 4.5. Lds-100K-EMA locomotive

Lds 100K-EMA underground diesel locomotives have been developed in the result of collaboration between KOMAG and ENERGO-MECHANIK Sp. z o.o. The locomotive is designed for transportation and maneuvering operations carried out in underground ore, salt and other mines of minerals in rooms with "a", "b" and "c" methane explosion hazard and class "A" and "B" coal dust explosion hazard. In the drive system diesel engine is connected rigidly with hydrokinetic transmission and drives a reversion gear and front and rear intersecting axis gear. Main shafts of intersecting axis gear are at the same time the axes of wheel sets.

The Lds 100K EMA locomotive is fitted with an electronic system for a control of operational parameters, which stops the engine in the case of pressure decay of oil lubricating the engine, in the case of lack of pressure in the brake system or in the case of exceeding temperatures: of fluid cooling the engine, of exhaust gases, of oil in the hydraulic system. Apart from the central self-operating fire fighting system each cabin is equipped with a portable dry powder or carbon dioxide extinguisher [11].

The locomotives were used among others in Borynia Colliery and Jankowice Colliery.

### 5. Development of mine diesel driver

KOMAG Institute of Mining Technology continuously introduces modifications contributing to improvement of operation of the offered machines as well as it draws a special attention to the problems associated with operational safety of those machines.

Discussed in item 3, the mine diesel drive that is currently in use meets all requirements that such devices should satisfy, but it has huge potential for improvement of its design and operational features such as: reduction of weight and dimensions, elimination of hazards resulting from its operation.

It should be stated that mine drive units equipped with diesel engines operate in closed rooms such as mine workings and use the same stream of air that is used by the personnel working in mine. Assuming that diesel engine is supplied with fuel mixture having double amount of air ( $\lambda = 2$ ), burning of 1 kg of diesel oil means consumption of 30 kg of air. At average consumption of fuel by mine locomotive of about 20-30 kg per hour that means consumption of about 600-900 kg of air per hour and emission of the same amounts of exhaust

Podwójny system napędu rozwiązano w ten sposób, że zespół silnika spalinowego oraz zespół pompowy jest wspólny dla obu układów wykonawczych, to jest dla napędu zębatkowego i dla napędu szynowego [1]. Szynową kolej zębatą wdrożono na kopalni KWK Bielszowice.

#### 4.5. Lokomotywa Lds-100K-EMA

Lokomotywa dołowa spalinowa Lds-100K-EMA powstała w ramach współpracy KOMAG-u z firmą ENERGO-MECHANIK Sp. z o.o.. Lokomotywa jest przeznaczona do prac transportowych i manewrowych w podziemiach kopalni węgla, rud, soli i innych minerałów użytkowych w pomieszczeniach ze stopniem „a”, „b” i „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klas „A” i „B” zagrożenia wybuchem pyłu węglowego. W układzie napędowym silnik spalinowy, połączony jest na sztywno przekładnię hydrokinetyczną, napędza poprzez przekładnię rewersyjną przednią oraz tylną przekładnię kątową. Wały główne przekładni kątowych są jednocześnie osiami zestawów kołowych.

Lokomotywa wyposażona jest w elektroniczny system nadzoru parametrów pracy wyłączający pracę silnika przy zaniku ciśnienia oleju smarującego silnik, braku ciśnienia w układzie hamulcowym, przekroczenia temperatury: cieczy chłodzącej silnik, spalin wylotowych, oleju w układzie hydraulicznym. [11].

Lokomotywy te znalazły zastosowanie między innymi na kopalni KWK Borynia i KWK Jankowice.

### 5. Rozwój górniczych napędów spalinowych

Instytut Techniki Górniczej KOMAG w stale wprowadza modyfikacje przyczyniające się do poprawy warunków i jakości eksploatacji oferowanych maszyn, jak również zwraca baczna uwagę na zagadnienia związane z bezpieczeństwem eksploatacji.

Opisany powyżej i stosowany obecnie górniczy napęd spalinowy spełnia obowiązujące wymagania stawiane tego typu urządzeniom, przy czym istnieje w nim znaczny potencjał rozwojowy umożliwiający poprawę jego właściwości konstrukcyjne i eksploatacyjne takie jak: zmniejszenie masy



Fig. 9. Lds-100K-EMA locomotive in underground conditions [11]

Rys. 9. Lokomotywa Lds-100K-EMA w warunkach dołowych [11]

gases in confined space. Despite the fact that ventilation system is most important equipment in deep mines, the areas of worse air exchange, where concentration of toxic substances, emitted with exhaust gases can locally exceed permissible limits, can be found. Due to that, the problem of toxic substances emitted by mine diesel drives should be seriously taken into consideration both due to workers safety and due to future legal regulations that can be tougher as it happens in the motor industry.

Having that in mind, KOMAG Institute of Mining Technology takes actions in a development of mine drive units equipped with diesel engines that include the following R&D projects:

- theoretical analysis of the phenomena associated with outflow of exhaust gases in conditions of operation of an engine in mining machines,
- theoretical analysis of thermal load to the engine driving mining machines, especially thermal load to the components of exhaust system,
- testing of engines used in the mining industry as regards thermal load to engine exhaust system and determination of areas where flames or sparks can appear,
- development of new automatic cooling of exhaust system and turbocharger that will guarantee maximal temperature of external surface below 150°C,
- calculations of heat exchangers and the system for transfer of heat from exhaust system,
- development of intrinsically safe and flame arresting systems along the entire way of burning process from inlet system to exhaust system,
- tests and measurements of concentration of toxic substances in exhaust gases emitted by the engines driving mining machines,
- consideration of possibility of using innovative methods for reduction of toxic substances in exhaust gases.

The mentioned above projects are aiming at improvement of operational parameters of engine used in the mining industry as well as at improvement of work environment.

## 6. Summary

Within last years number of mine diesel drives in coal mining industry significantly increased. Further increase of application of such drives will continue especially in transportation machines. In the case of potentially explosive atmosphere the engine together with inlet and exhaust system must meet requirements of ATEX Directive. Fulfillment of these requirements causes a significant increase of the systems' weight and it is not good for operational conditions of the engine causing increase of flow resistance mainly by use of flame arresters. Despite many advantages the drives have a negative impact on environment mainly due to emission of exhaust gases (especially emission of toxic substances in exhaust gases).

That is why reduction of the hazard resulting from emission of exhaust gases in mine diesel drives is very important field of studies. Toxic substances emitted by drives are transported with airstream in a direction to outlet ventilation shaft

i gabarytów zespołu, ułatwienie czynności obsługowych, zmniejszenie zagrożeń wynikających z jego eksploatacji.

Należy podkreślić, że górnicze zespoły napędowe, wyposażone w silniki spalinowe pracują w zamkniętych pomieszczeniach, jakimi są wyrobiska kopalń, korzystają przy tym z tego samego zasobu powietrza, z jakiego korzysta załoga kopalni. Przy teoretycznym założeniu, że silnik spalinowy maszyny górniczej zasilany jest mieszanką z dwukrotnym nadmiarem powietrza ( $\lambda = 2$ ), spalanie 1 kg oleju napędowego oznacza pobranie z otoczenia ok. 30 kg powietrza. Przy średnim zużyciu paliwa wynoszącym dla lokomotywy górniczej ok. 20-30 kg na godzinę pracy, oznacza to pobranie w tym czasie ok. 600-900 kg powietrza i emitowanie w zamkniętej przestrzeni wyrobiska, podobnej masy spalin. Wprawdzie systemy wentylacji w kopalniach głębinowych należą do urządzeń pierwszoplanowych, tym niemniej mogą powstawać obszary o mniejszej wymianie powietrza, w których stężenie toksycznych składników spalin może miejscowo przekraczać dopuszczalne limity. W związku z tym zagadnienia emisji toksycznych substancji emitowanych przez górnicze napędy spalinowe muszą być poważnie brane pod uwagę, zarówno z uwagi na bezpieczeństwo załogi, jak i ze względu na przyszłe unormowania prawne w tym zakresie, które podobnie jak w motoryzacji mogą być coraz surowsze.

Mając powyższe na uwadze Instytut Techniki Górniczej KOMAG podejmuje działania w zakresie rozwoju górniczych zespołów napędowych wyposażonych w silniki spalinowe, w skład których wchodzi następujące prace badawcze:

- analiza teoretyczna zjawisk związanych z wpływem gazów spalinowych w różnych warunkach eksploatacji silnika w maszynach górniczych,
- analiza teoretyczna obciążenia cieplnego silnika napędzającego maszyny górnicze, w tym szczególnie obciążenia cieplnego elementów układu wylotowego,
- badania doświadczalne silników stosowanych w górnictwie w aspekcie obciążenia cieplnego układu wylotowego silnika i określenie obszarów występowania płomieni lub iskier,
- opracowanie nowego, bezobsługowego systemu chłodzenia układu wylotowego oraz turbosprężarki, gwarantującego utrzymanie maksymalnej temperatury zewnętrznej nieprzekraczającej 150°C,
- obliczenia wymienników ciepła i systemu odprowadzenia ciepła z układu wylotowego,
- opracowanie systemu zabezpieczeń przeciwiskrowych i przeciwplamieniowych na całej drodze wymiany ładunku silnika,
- badania doświadczalne stężenia toksycznych składników spalin silników napędzających maszyny górnicze,
- rozważenie możliwości zastosowania innowacyjnych rozwiązań do zmniejszenia emisji toksycznych składników spalin.

Wymienione zadania badawcze mają na celu poprawę parametrów eksploatacyjnych silników stosowanych w górnictwie, jak również poprawę środowiska pracy załóg górniczych.

and passing roadways can be harmful to working people. Reduction of emission of harmful components of exhaust gases is advantageous not only as regards personnel health but also that can enable increasing number of diesel drives used in mine workings.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

## Bibliography/Bibliografia

- [1] Drwięga A., Pieczora E., Suffner H.: „Nowe rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem spalinowym” monografia KOMTECH 2007: „Innowacyjne i bezpieczne maszyny i urządzenia dla górnictwa węgla kamiennego”, Szczyrk 2007.
- [2] Jaszczuk M., Kozieł A. [red]: „Scenariusze rozwoju technologicznego mechanizacji podstawowych procesów produkcyjnych w górnictwie węgla kamiennego”, monografia KOMAG Gliwice 2008.
- [3] Kaczmarczyk K., Dobrzaniecki P.: „Wybrane metody oczyszczania spalin możliwe do zastosowania w górniczych napędach spalinowych”, monografia KOMTECH 2010: „Paliwo – Bezpieczeństwo – Środowisko” Ryto 2010.
- [4] Merkiś J., Lijewski P., Walasik S.: Analiza warunków pracy silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych w aspekcie przepisów dotyczących emisji związków toksycznych spalin. Eksploatacja i Niezawodność nr 1/2010.
- [5] Miareczko B., Gierasimiuk J.: „System oceny zgodności oraz kontroli wyrobów”, <http://www.ciop.pl>.
- [6] Pieczora E., Pawlicki D., Kaczmarczyk K., Dobrzaniecki P., Suffner H.: Nowe rozwiązania dołowych lokomotyw spalinowych opracowane w CMG KOMAG. Monografia KOMTECH 2006: „Innowacyjne i Bezpieczne Systemy Mechanizacyjne do Eksploatacji Surowców Mineralnych” Zakopane 2006.
- [7] Pieczora E.: „Napęd spalinowy do pojazdów górniczych eksploatowanych w podziemnych wyrobiskach zagrożonych wybuchem pyłu i metanu”, monografia „Napędy i sterowanie 2001”, Gdańsk 2001.
- [8] Rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz. U. Nr 139, poz. 1169) wraz ze zmianą wprowadzoną rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. (Dz. U. Nr 124, poz. 863).
- [9] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. Nr 259, poz. 2170)
- [10] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz.U. z 2005 r. nr 263, poz. 2203) .
- [11] Suffner H., Dobrzaniecki P., Budzyński Z.: „Nowoczesne lokomotywy dołowe produkcji Energo-Mechanik Sp. z o. o.”, Transport przemysłowy, 3(29)/2007.

## 6. Podsumowanie

W ostatnich latach nastąpiło znaczące zwiększenie liczby górniczych napędów spalinowych w górnictwie węgla kamiennego. Prognozowany jest dalszy wzrost zastosowań napędów tego typu, w szczególności urządzeniach transportowych z napędem spalinowym. W przypadku atmosfery potencjalnie wybuchowej, silnik wraz z układem dolotowym i wylotowym musi spełnić wymagania Dyrektywy ATEX. Spełnienie tych wymagań powoduje znaczne zwiększenie gabarytów oraz masy tych układów i nie wpływa korzystnie na warunki pracy silnika, powodując zwiększenie oporów przepływu, czego powodem są głównie przerywacze płomienia. Pomimo wielu zalet napędy te powodują negatywne oddziaływanie na warunki środowiskowe, głównie w postaci emisji spalin (a zwłaszcza zawartych w nich toksycznych składników).

Bardzo ważnym obszarem działań w obrębie górniczych napędów spalinowych jest zagadnienie zmniejszenia zagrożenia wynikającego z emisji toksycznych składników spalin. Emitowanie poprzez napędy związki toksyczne unoszone są wraz prądem powietrza w kierunku szybu wydechowego, przemierzając wyrobiska korytarzowe oddziałują szkodliwie na pracującą tam załogę. Obniżenie emisji szkodliwych składników spalin nie tylko ma korzystny wpływ na załogę górniczą, ale dostarczy również możliwość zwiększenia liczby napędów spalinowych w wyrobiskach górniczych.

Mr. Marek Brzeżański, DSc., DEng. – Deputy Manager of the Institute and Internal Combustion Engines at Cracov University of Technology.

*Dr hab. inż. Marek Brzeżański – wicedyrektor Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.*

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



Mr. Edward Pieczora, DEng. – Deputy Director for Technical Development, KOMAG Institute of Mining Technology, Gliwice.

*Dr inż. Edward Pieczora – zastępca dyrektora ds. Rozwojowych, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice.*

e-mail: [epieczora@komag.eu](mailto:epieczora@komag.eu)



Mr. Krzysztof Kaczmarczyk, MEng. – KOMAG Institute of Mining Technology, Gliwice.

*Mgr inż. Krzysztof Kaczmarczyk – Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice.*



## Performance characteristic of C-130E Hercules aircraft engine under variable work conditions

*The paper describes the basic components and the principle of operation of a turboprop engine of the C-130 Hercules aircraft. The paper also includes an extensive analysis of the aircraft flight profile (departing from the Powidz airfield, Poland to Bagram Afghanistan). Following the flight log, the paper contains many calculations, to show the influence of the changing meteorological conditions on the aircraft performance, particularly temperature, altitude and ambient pressure. The results of the investigation constitute the foundations to create further steps of the research for the optimization of a flight profile that balances the amount of fuel and mass of the cargo. Finally, the authors suggest a development of specific software to simulate a flight prior to departure, based upon available data before the mission.*

Key words: aircraft engine, variable work conditions

### Charakterystyka pracy silnika samolotu C-130E Hercules w zmiennych warunkach pracy

*W pracy przedstawiono podstawową budowę i zasadę działania silnika samolotu C-130 Hercules jak również analizę uproszczonego profilu lotu z lotniska w Powidzu do Bagram (Afganistan). Zrealizowano zbiór obliczeń dla poszczególnych etapów lotu w celu przedstawienia wpływu zmiennych warunków atmosferycznych na osiągi samolotu, ze szczególnym uwzględnieniem temperatury i ciśnienia atmosferycznego. Wysznięto wnioski stanowiące podstawę do nakreślenia kolejnych kierunków badań w celu optymalizacji profilu lotu dla odpowiedniej ilości paliwa oraz ładunku. Ostatecznie autorzy, na podstawie syntezy wyników badań, wnioskuje o opracowanie programu komputerowego dla dokonywania symulacji lotu przed jego wykonaniem, posiadając dane dostępne przed każdą misją.*

Słowa kluczowe: silnik lotniczy, zmiennne warunki pracy

### 1. Introduction

The aim of this study is the analysis of the variable parameters that influence the aircraft performance during a long distance cruise from Poland to Afghanistan (fuel count and cargo included). In order to solve the research problem the paper analyzes the flight profile consisting of takeoff, climb to a cruising altitude, steady flight at a set altitude, descent, landing and taxi under variable atmospheric conditions for average temperatures in the summer and wintertime for the airfields of Powidz and Bagram (Afghanistan).

### 2. The design and principle of operation of the C-130 Hercules engine

The biggest asset in the Polish air force in terms of dimensions and cargo capacity has for some time now been a highly experienced, well-tested aircraft known as Lockheed C-130 Hercules. C-130 is a modern four engine medium sized transport aircraft of an extremely wide range of possible applications in the military and civilian aviation. The aircraft is fitted in four turboprop T56-A-7 engines of the power output 3162 kW (4300 KM) each [1]. The basic engine elements are as follows (Fig. 1): compressor intake, 14 stage axial compressor, 6 combustors, 4-stage turbine mechanically connected with the compressor rotor and the propeller reduction gearset (13.54 reduction ratio between the engine speed and the propeller speed). The reduction gearset of the propeller is composed of two reduction stages, enabling a reduction of the engine turbine shaft speed from

### 1. Wprowadzenie

Celem pracy jest analiza zmiennych czynników wpływających na osiągi samolotu C-130 wykonującego lot długodystansowy z Polski do Afganistanu, z uwzględnieniem kalkulacji ilości paliwa oraz towaru transportowanego do miejsca przeznaczenia. Dla rozwiązania problemu badawczego w artykule przeanalizowano profil lotu składający się ze startu, wznoszenia na określoną wysokość, lot poziomy, zniżania oraz lądowania i dobiegu w zmiennych warunkach atmosferycznych dla średnich temperatur zimą i latem dla lotnisk Powidz oraz Bagram (Afganistan).

### 2. Budowa i zasada pracy silnika samolotu C-130 Hercules

Największy nabytek pod względem rozmiarów przestrzennych i udźwigu ostatnich lat w Siłach Powietrznych RP stanowi sprawdzona konstrukcja o bogatym doświadczeniu, samolot Lockheed C-130 Hercules. Samolot C-130 to czterosilnikowy średni transportowiec o bardzo szerokim obszarze zastosowania w lotnictwie wojskowym i cywilnym. Samolot jest wyposażony w cztery silniki turbośmigłowe typu T56-A-7 o znamionowej mocy 3162 kW (4300 KM) każdy [1]. Do podstawowych elementów składowych silnika (rys. 1) zalicza się: wlot do sprężarki, 14 stopniową sprężarkę osiową, 6 komór spalania, 4 stopniową turbinę sprzężoną mechanicznie z wirnikiem sprężarki i przekładnią redukcyjną śmigła (o redukcji 13,54 pomiędzy prędkością obrotową silnika a prędkością obrotową śmigła). Przekład-

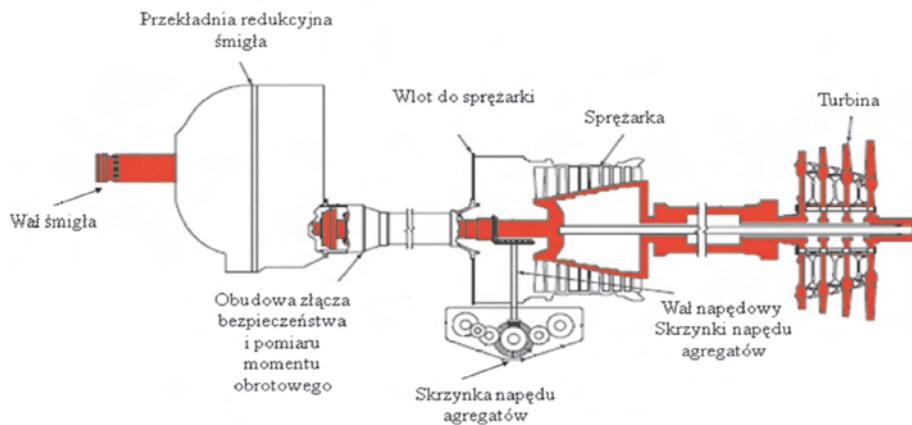


Fig. 1. Basic T56-A-7 engine components [1]

Rys. 1. Podstawowe elementy składowe silnika T56-A-7 [1]

13820 rpm to 1021 rpm. This speed value, for the sake of control of the operation of the engine-propeller assembly, is known as 100% revolutions per minute.

The basic feature of this engine is that its power is not adequate to the speed of the turbine shaft, but corresponds to the temperature of the gases at the intake (TIT – *Turbine Inlet Temperature*). During the flight, the propeller maintains a steady speed, which is an indicator determined as the optimum power and efficiency. The change of the setting on the power lever changes the propeller geometry (AOA). In order to maintain steady propeller speed, the fuel system automatically supplies an appropriate fuel dose into the combustor, the result of which is increase or decrease in the TIT, hence a growth or drop in the gas energy flowing through the turbine. The change of the power lever setting does not directly influence the propeller geometry but only reduces or increases the fuel dosage into the combustor. The increase in the temperature in the combustor results in the growth of the power and torque of the propeller. Under such circumstances the propeller management system increases the angle of attack of the propeller blades in order to absorb the generated torque.

The values of the ambient temperature and pressure at the engine intake define their density and for a steady propeller speed (steady states of operation) they determine the power for a set gas temperature TIT (fuel stream). The stream of the air mass (given in pounds per second) entering the engine is the main factor influencing the torque generated for the TIT set by the pilot (temperature of the intake gases at the engine turbine). If the pressure at the intake is steady and the ambient air temperature is reduced, the engine power will grow, which is a result of the increase in the density of the intake air. This can be noticed at the aircraft takeoff on a cold day, when the torque meter has to be carefully watched in order to avoid exceeding the maximum parameters as opposed to a warmer day (higher ambient temperature)<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> At the same parameters TIT on a day of higher temperature the torque will be proportionally lower.

nia redukcyjna śmigła składa się z dwóch stopni redukcji, dzięki czemu możliwe jest zmniejszenie prędkości obrotowej wału turbiny silnika od wartości 13820 obr/min do 1021 obr/min. Prędkość ta, ze względu na konieczność kontroli pracy zespołu śmigło-silnik, umownie określana jest jako 100% obrotów na minutę.

Podstawową właściwością powyższego silnika jest to, że moc nie jest adekwatna do prędkości obrotowej wału turbiny, lecz odpowiada temperaturze gazów na wlocie do niej (TIT – ang. *Turbine Inlet Temperature*).

Podczas lotu śmigło utrzymuje stałą prędkość obrotową, która jest wskaźnikiem określonym jako optymalna moc i wydajność silnika. Zmiana ustawienia dźwigni sterowania mocą silników w zakresie „Ziemia gaz” powoduje zwiększenie lub zmniejszenie kąta natarcia śmigła. W celu utrzymania stałej prędkości obrotowej śmigła, układ paliwowy automatycznie dozjuje odpowiednią dawkę paliwa do komory spalania silnika, w wyniku czego następuje wzrost lub spadek TIT a co za tym idzie zwiększenie lub zmniejszenie energii spalin przepływających przez turbinę. W zakresie ustawienia dźwigni sterowania silnika od „Lotny gaz” do „Maksymalnego”, zmiana ustawienia dźwigni sterowania silnikami nie wpływa bezpośrednio na zmianę kąta ustawienia śmigła a jedynie na zwiększenie lub zmniejszenie ilości paliwa dostarczanej do komory spalania. Wzrost temperatury w komorze spalania powoduje zwiększenie mocy silnika i momentu obrotowego śmigła. W tej sytuacji system zarządzania sterowaniem śmigłami zwiększa kąt natarcia łopatek w celu absorbowania powstałego momentu.

Wartości temperatury i ciśnienia otaczającego powietrza w obszarze wlotu do silnika decydują o jego gęstości, a dla stałej prędkości obrotowej śmigła (stałych warunków pracy) określa moc dla zadanej temperatury gazów TIT (strumienia paliwa). Strumień masy powietrza (określony w funtach na sekundę) wpływającego do silnika jest głównym czynnikiem wpływającym na moment obrotowy generowany dla określonej przez pilota wielkości TIT (temperaturze gazów wlotowych na turbinę silnika). Jeżeli utrzymuje się stałe ciśnienie powietrza na wlocie do silnika a temperatura zewnętrznego powietrza zmniejszy się, moc silnika wzrośnie, co jest wynikiem wzrostu gęstości wpływającego powietrza. Fakt ten jest zauważalny przy starcie samolotu w chłodny dzień, gdzie wskaźnik momentomierza w kabine załogi musi być uważnie obserwowany, aby uniknąć sytuacji, w której parametry pracy silnika mogą być przekroczone w porównaniu do dnia, w którym temperatura otaczająca jest wyższa<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Przy tych samych parametrach TIT w dzień o wyższej temperaturze moment obrotowy będzie odpowiednio mniejszy.

### 3. The analysis of the flight profile of C-130E on a flight from Poland to Afghanistan

The transport aircraft, because of its original purpose (mainly related to long distance transportation of people or cargo) operates in environments of variable characteristics not only related to the atmospheric conditions, but also operating conditions such as flying through the theater of war operations. Thus, it results that the basic problem of an aircraft engine is its operation under changing conditions and their influence on the engine characteristics for the obtainment of the maximum efficiency. In order to describe the operation of the C-130E engine the flight profile was analyzed under variable conditions for average temperatures in the summer and wintertime for the airfields of Powidz and Bagram. The average temperature for the Bagram airfield (located at the elevation of 4265 ft (1300

### 3. Analiza profilu lotu samolotu C-130E z Polski do Afganistanu

Samolot transportowy z uwagi na swoje podstawowe przeznaczenie, głównie związane z przewozem ludzi lub towaru na długich trasach, prowadzi operacje w środowisku o zróżnicowanej charakterystyce nie tylko związanej z warunkami atmosferycznymi, ale również i operacyjnymi, takimi jak strefa działań wojennych. Z tego wynika, że podstawowym problemem silnika lotniczego jest jego praca w zmieniającym się otoczeniu i jej wpływ na jego charakterystykę dla uzyskania optymalnej wydajności. W celu opisanie pracy silnika samolotu C-130E przeanalizowano profil lotu w zmiennych warunkach atmosferycznych dla średnich temperatur zimą i latem, dla lotnisk Powidz oraz Bagram. Średnia temperatura dla lotniska Bagram poło-

Table 1. Calculated torque of the C-130E propeller - engine assembly for the airfields of Powidz and Bagram and for different operating conditions [7]

Tabela 1. Obliczony moment obrotowy zespołu śmigło-silnik samolotu C-130E dla lotnisk Powidz oraz Bagram oraz różnych warunków pracy [7]

Ambient conditions/uwarunkowania	Powidz	Bagram
Temperature/temperatura	20°C	38°C
Airfield elevation/wysokość lotniska	381 ft (116 m) <sup>5)</sup>	4265ft (1300 m)
Assumed TIT for takeoff/zalożone TIT do startu	932°C (maximum continuous)	–
Calculated torque/obliczony moment obrotowy	13500 lb/in (1525 N·m) <sup>6)</sup>	11750 lb/in (1327 N·m)

m) [2]) in the summertime falls within the range of 16°C to 38°C [3], and in the wintertime is approximately 0°C<sup>2)</sup>. For the Powidz airfield located at the elevation of 381 ft (116 m) [4] the average winter temperature falls within the range of -6°C to 0°C and in the summer time 16.5°C to 20°C [5].

The first comparison was done taking into account the power expressed through the torque for 95%<sup>3)</sup> of the engine efficiency. The authors assumed that in the summertime, when accelerating for takeoff, the plane reached the speed of 80 KCAS<sup>4)</sup> (calibrated flight velocity – 148 km/h) in the airfield in Powidz and Bagram and proper torque values were obtained (table 1).

From the above calculations it results that the difference in the torque amounts to 1750 lb/in (198 N·m) and if we additionally compare the fuel consumption of the aircraft this parameter will be as follows for the following airfields:

- Powidz – 3338 kg/h of the engine operation (7360 pounds/h),
- Bagram – 2722 kg/h of the engine operation (6000 pounds/h).

The here presented values show how important the airfield elevation is for the operating parameters of the

zonego na wysokości 4265 ft (1300 m) [2], latem zawiera się w granicach od 16°C do 38°C [3], natomiast w okresie zimowym wynosi około 0°C<sup>2)</sup>, natomiast dla lotniska w Powidzu położonego na wysokości 381 ft (116 m) [4] średnia „zimowa” temperatura mieści się w granicach -6°C do 0°C a w okresie letnim 16,5°C do 20°C [5].

Pierwsze porównanie opracowano z uwzględnieniem mocy wyrażonej momentem obrotowym dla 95%<sup>3)</sup> wydajności silnika. Założono, że w okresie letnim podczas rozbiegu samolot osiągnął prędkość 80 KCAS<sup>4)</sup> (kalibrowana prędkość lotu – 148 km/h) na lotnisku w Powidzu i w Bagram, dzięki czemu uzyskano odpowiednie wartości momentu obrotowego (tablica 1).

Z powyższych obliczeń wynika, że różnica momentu obrotowego wynosi 1750 lb/in (198 N·m), a jeśli porówna się dodatkowo ile wyniesie zużycie paliwa przez samolot, wówczas parametr ten wyniesie dla lotniska:

- Powidz – 3338 kg/h pracy silników (7360 funtów/h),
- Bagram – 2722 kg/h pracy silników (6000 funtów/h).

Przedstawione wartości liczbowe obrazują jak duże znaczenie ma wysokość położenia lotniska startu na parametry pracy zespołu śmigło-silnik. Startujący samolot z

<sup>2)</sup> In the paper extreme temperatures were assumed to stress the possible adverse conditions of the engine operation

<sup>3)</sup> Due to the safety margin and possible calculation errors, all the characteristics were created with a 5% safety margin

<sup>4)</sup> Calibrated Flight Velocity

<sup>5)</sup> 1 ft = 0.305 m

<sup>6)</sup> 1 N·m = 8.85075 lb/in

<sup>2)</sup> W artykule przyjęto skrajne temperatury dla uwypuklenia możliwych niekorzystnych warunków pracy silnika

<sup>3)</sup> Z uwagi na margines bezpieczeństwa i możliwe błędy obliczeniowe, wszystkie charakterystyki opracowano z 5% marginesem bezpieczeństwa

<sup>4)</sup> Kalibrowana Prędkość Lotu

<sup>5)</sup> 1 ft = 0,305 m

<sup>6)</sup> 1 N·m = 8,85075 lb/in

propeller-engine assembly. An aircraft taking off from an airfield located at elevations higher by 3904 ft (1189 m) and temperature higher by 18°C, has a 12.97% lower value of the torque on the four engines as compared to a lower located airfield. The advantage is lower hourly fuel consumption, yet due to the fact that the takeoff process is very short it is negligible in comparison to the necessity of extending the takeoff distance in order to reach the desired speed at an exactly determined takeoff mass of the aircraft.

While discussing the original purpose of a transport aircraft – carrying of cargo we should determine what the distance would be to reach the takeoff speed. In the situa-

lotniska położonego na wyższej wysokości o 3904 ft (1189 m) i temperaturze większej o 18°C, ma o 12,97% mniejszą wartość momentu obrotowego na czterech silnikach niż dla niżej położonego lotniska. Korzyścią jest mniejsze godzinowe zużycie paliwa, jednakże z uwagi na kilkusekundowy proces startu nie ma to większego znaczenia w porównaniu z koniecznością wydłużenia drogi startowej do osiągnięcia żądanej prędkości do startu przy ściśle określonej masie statku powietrznego.

Nawiązując do podstawowego przeznaczenia samolotu transportowego, czyli przewożenia towaru, przeanalizować należy jak długą drogę przebędzie samolot, aby uzyskać

Table 2. Calculated distance for the aircraft takeoff at TIT 932°C [7]

Tabela 2. Obliczona droga do startu samolotu C-130E przy TIT równym 932°C [7]

Ambient conditions/uwarunkowania	Powidz	Bagram
Ambient temperature/temperatura otoczenia	20°C	38°C
Airfield elevation/wysokość lotniska	381 ft (116 m)	4265 ft (1300 m)
Assumed TIT for take off/złożone TIT do startu	932°C (maximum continuous)	
Without wind, dry runway/bez oddziaływania wiatru i na suchej nawierzchni		
Calculated takeoff distance/obliczona droga do startu	5150 ft (1569 m)	9100 ft (2773 m)

tion under consideration extremely adverse conditions have been taken into account in the summertime in the airfields of Powidz and Bagram. The aircraft mass including the cargo is 155000 pounds (70306 kg)<sup>7)</sup> being the maximum takeoff mass for that plane.

From table 2 it results that the plane taking off from the Bagram airfield has a takeoff distance longer by 3950 ft (1203 m) as compared to the Powidz airfield, which constitutes a value higher by approximately 76%. In such a situation the crew can increase the power and reduce the distance needed for takeoff by increasing TIT up to the value of 977°C (Maximum Take-Off Power) by 45°C for each engine.

prędkość oderwania się od ziemi (ang. *Take-Off Speed*). W rozważanej sytuacji wzięto pod uwagę również skrajnie niekorzystne warunki w okresie letnim na lotniskach w Powidzu i w Bagram. Masa samolotu wraz z towarem to 155000 funtów (70306 kg)<sup>7)</sup> stanowiąca maksymalną masę do startu.

Z tablicy 2 wynika, że samolot startujący z lotniska w Bagram potrzebuje dłuższą drogę startową o 3950 ft (1203 m) niż gdyby startował z lotniska w Powidzu, co stanowi wartość większą o około 76%. W tej sytuacji załoga może zwiększyć potrzebną moc i tym samym skrócić drogę potrzebną na start, zwiększając TIT do wartości 977°C (ang. *Maximum Take-Off Power*) o 45°C dla każdego silnika.

Table 3. Calculated takeoff distance for C-130E at TIT 977°C [7]

Tabela 3. Obliczona droga do startu samolotu C-130E przy TIT równym 977°C [7]

Ambient conditions/uwarunkowania	Powidz	Bagram
Ambient temperature/temperatura otoczenia	20°C	38°C
Airfield elevation/wysokość lotniska	381ft (116 m)	4265ft (1300 m)
Assumed TIT for takeoff/złożone TIT do startu	977°C (maximum take-off power)	
Without wind, dry runway/bez oddziaływania wiatru i na suchej nawierzchni		
Calculated takeoff distance/obliczona droga do startu	4300ft (1310 m)	7800ft (2377 m)

<sup>7)</sup> 1 kg = 2.2046 lb'

<sup>7)</sup> 1 kg = 2,2046 lb'

From the above comparisons it results that an increase in the temperature by 45°C, i.e. 4.8% in each engine reduced the takeoff distance by 850 ft (259 m) in the case of Powidz, i.e. 16.5% and by 1300 ft (396 m) in the case of Bagram (14.28%).

Another stage of the analysis of the T56-A-7 engine operation was the time and distance needed for reaching the cruising altitude in order to safely negotiate the terrain obstacles. The above condition does not constitute a problem in Poland but is a serious limitation in fulfillment of the Polish contingent in Afghanistan. The highest peaks in

Z powyższych porównań wynika, że zwiększenie temperatury o 45°C, czyli o 4,8% na każdym silniku spowodowało zmniejszenie potrzebnej drogi do startu w przypadku Powidza o 850 ft (259 m), czyli o 16,5% oraz o 1300 ft (396 m) dla lotniska Bagram (14,28%).

Kolejnym etapem analizy pracy silnika T56-A-7 był czas oraz droga potrzebna do wejścia na określoną wysokość (poziom lot), aby bezpiecznie pokonać przeszkody terenu. Powyższy warunek nie stanowi większego problemu w Polsce, ale jest poważnym ograniczeniem podczas wykonywania operacji lotniczych w ramach Polskiego Kontyngentu

Table 4. Time and distance needed for C-130E to reach the altitude of 20000 ft (6096 m) [7]

Tabela 4. Droga i czas potrzebny do osiągnięcia przez samolot C-130E wysokości 20000 ft (6096 m) [7]

Ambient conditions/uwarunkowania	Bagram (winter/zima)		Bagram (summer/lato)	
Ambient temperature/temperatura otoczenia	0°C		38°C	
Airfield elevation/wysokość lotniska	4265 ft (1300 m)			
Takeoff mass/masa do startu	120000 pounds (54431 kg)			
Assumed TIT for takeoff and climb/ założone TIT do startu i wznoszenia	932°C (maximum continuous)	900°C	932°C (maximum continuous)	900°C
Time needed for reaching the altitude of 20000 ft (6096 m)/czas potrzebny do wejścia na wysokość 20000 ft (6096 m)	16 min	17 min	35 min	44 min 30 s
Distance needed for reaching the altitude of 20000 ft (6096 m)/droga potrzebna do wejścia na wysokość 20000 ft (6096 m)	49 NM (91 km) <sup>8)</sup>	57 NM (106 km)	55 NM (102 km)	60 NM (111 km)

the vicinity of Bagram is located at the altitude of 10500 ft (3200 m) and additionally a safety margin has to be added for possible mobile anti aircraft missile station activities. Hence, for the calculations the cruising altitude was assumed 20000 ft (6096 m). Then the authors calculated the time and distance needed to climb to that altitude at the parameters TIT 932°C and TIT 900°C in the summertime and wintertime. The temperatures are indicated by the manufacturers as the most efficient while climbing.

Wojskowego w Afganistanie. Najwyższe przewyższenie w okolicach Bagram usytuowane jest na wysokości 10500 ft (3200 m), dodatkowo należy dodać do tego bezpieczną wysokość jako zapas gwarantujący przelot nad wierzchołkami i ewentualne uniknięcie zagrożenia ze strony przenośnych zestawów służących do zwalczania statków powietrznych. W związku z powyższym, do kolejnych obliczeń wzięto pod uwagę poziom lotu równy 20000 ft (6096 m), obliczając jak długo samolot będzie się wznosił na zadaną wysokość oraz

Table 5. Calculated aircraft service ceiling<sup>9)</sup> (C-130E) under different ambient conditions and different airfields [7]

Tabela 5. Obliczony pułap praktyczny lotu<sup>9)</sup> samolotu C-130E w różnych warunkach atmosferycznych i różnych lotnisk [7]

Ambient conditions/ uwarunkowania	Powidz	Bagram	Powidz	Bagram
Temperature/temperatura	20°C	38°C	-6°C	0°C
Assumed TIT/ założone TIT lotu	932°C (maximum continuous)			
Aircraft mass/ masa samolotu	155000 pounds (70306 kg)			
Calculated aircraft service ceiling/obliczony pułap praktyczny lotu	13500 ft (4115 m)	9000 ft (2743 m)	18200 ft (5547 m)	17500 ft (5334 m)

The synthesis of the results of the comparison shows that the increase of TIT by 32°C at each of the four C-130 engines reduces the climb time to the altitude of 20000 ft (6096 m) by 9 minutes on average at the ambient temperature of 38°C

jaką drogę przebędzie, używając parametrów TIT 932°C oraz 900°C latem i zimą. Wskazane temperatury producent silników sugeruje jako najbardziej efektywne podczas wznoszenia samolotu.

<sup>8)</sup> 1 km = 0,53961 NM

<sup>9)</sup> Service ceiling is an altitude at which the highest climb rate is 0.5 m/s [6]

<sup>8)</sup> 1 km = 0,53961 NM

<sup>9)</sup> Pułap praktyczny jest to wysokość, na której największa prędkość pionowego wznoszenia wynosi 0,5 m/s [6]

and reduces the distance by approximately 8 NM (14.5 km) at the temperature of 0°C. Additionally, the fuel consumption calculations (fuel needed to reach the altitude) should be verified so that the crew can make a decision regarding the power needed to reach the altitude in relation to the selected flight trajectory. The above parameter is significant when choosing the climb profile, including the flight over the mountain areas and possible reaction of the mobile anti aircraft missile stations.

Another analysis was made focusing on the cruise and determining of the maximum altitude for the same TIT 932°C and different aircraft mass during a flight in the summer and wintertime.

The above analyses indicate the necessity to perform a flight simulation before its actual realization considering the key atmospheric factors in order to carry out the assumed transport task. The maximum takeoff mass is a serious problem for the crew if the flight has to be carried out in the summer at high ambient temperatures. The above examples (the first one in particular) for which the temperature reaches 38°C undermine the realizability of the flight from the Bagram airfield where the mountains in the radius of 15 NM (24 km) reach the elevation of 10500 ft (3200 m) and higher. In such a situation the crew has to reduce the aircraft mass (mass of fuel or cargo). From the operational point of view the realization of the above could be difficult due to the necessity to transport a given cargo mass or lack of possibility to refuel on the way to the destination.

Considering the last stage of the flight, the authors focused mainly on the distance covered during the approach to landing until a complete halt. During the final approach the plane maintains the 3° descent angle. The variables are: the temperature and the elevation of the airfields on which the plane lands at its mass of 155000 pounds (70306 kg).

The synthesis of the result shown in table 6 shows how

Synteza wyników porównania obrazuje, że zwiększenie TIT o 32°C na każdym z czterech silników samolotu C-130 zmniejsza średnio czas wznoszenia na zadaną wysokość 20000 ft (6096 m) o około 9 min przy temperaturze powietrza 38°C i skraca drogę o około 8 NM (14,5 km) przy temperaturze 0°C. Dodatkowo należy sprawdzić obliczenia związane z ilością zużytego paliwa na wznoszenie do żądanej wysokości tak, aby załoga mogła podjąć prawidłową decyzję, jaką moc użyć podczas wznoszenia w stosunku do wybranej trasy lotu, potrzebnej na uzyskanie odpowiedniej wysokości lotu. Powyższy parametr ma istotne znaczenie przy wyborze profilu wznoszenia podczas odlotu z lotniska startu, z uwzględnieniem bezpiecznego przelotu nad pasmem górskim i ewentualnym oddziaływaniem przenośnych, naziemnych zestawów obrony przeciwlotniczej.

Kolejnej analizie dokonano, skupiając uwagę na przelocie i określeniu maksymalnej wysokości dla jednakowej temperatury TIT 932°C, z różnymi masami samolotu w trakcie lotu zimą i latem.

Powyższe analizy wskazują na konieczność przeprowadzenia symulacji lotu przed jego rzeczywistą realizacją, z uwzględnieniem kluczowych czynników atmosferycznych, celem wykonania założonego zadania transportowego. Maksymalna masa do startu stanowi poważny problem dla załogi w sytuacji konieczności wykonania lotu latem przy wysokich temperaturach. Powyższe przykłady (a w szczególności pierwszy), gdzie temperatura wynosi 38°C poddaje pod wątpliwość możliwość wykonania przelotu z lotniska w Bagram, gdzie góry w promieniu 15 NM (24 km) sięgają wysokości równej 10500 ft (3200 m) i wyższej. W tej sytuacji załoga musi koniecznie obniżyć masę samolotu przez zmniejszenie ilości paliwa, bądź masy towaru. Z operacyjnego punktu widzenia zrealizowanie tego wniosku może być niejednokrotnie bardzo trudne do wykonania, ze względu na konieczność przewozu określonej masy towaru

Table 6. Distance covered to a complete halt of the C-130E aircraft counted from the altitude of 50 ft [7]

Tabela 6. Dystans do całkowitego zatrzymania samolotu C-130E z wysokości 50 ft [7]

Ambient conditions/ uwarunkowania	Powidz		Bagram	
Temperature/temperatura	20°C	-6°C	38°C	0°C
Airfield elevation/ wysokość lotniska	381ft (116m)		4265 ft (1300 m)	
Aircraft Anti-slip system/ układ antypoślizgowy	On/pracuje			
4 engines on – reverse thrust/4 silniki pracujące – ciąg wsteczny	Used when kraking/użyty podczas hamowania			
Wind at landing/siła wiatru do lądowania	0 km/h			
Braking/hamowanie	Good/dobre			
Landing flaps/klapy do lądowania	100%			
Distance to a complete halt from the altitude of 50 ft (15 m)/dystans do całkowitego zatrzymania z wys. 50 ft (15 m)	4500 ft (1371 m)	4200 ft (1280 m)	5400 ft (1645 m)	4850 ft (1478 m)

important the temperature and the airfield elevation above the sea level are for the plane to stop. In the extreme case, i.e. at the temperature of 38 °C and the airfield elevation of 4265 ft (1300 m) in Bagram the distance until the complete halt is longer by 1300 ft (396 m) as compared to the distance the aircraft would cover in the wintertime in Powidz.

#### 4. Conclusions

In this paper the influence of only some elements on the flight characteristics and the operating parameters has been taken into account. The introduction of additional factors into the analysis such as: the resistance coefficient, wind, runway tilt and the type of tarmac would require hours of painstaking calculations or the application of computer assisted simulation techniques.

These elements have been omitted on purpose in order to shift focus onto the importance of the ambient temperature and elevation of the airfield of takeoff or landing in military transportation. The paper also showed what altitude the aircraft can reach with a given mass that at the same time might constitute the task realizability limit. It is certain that further research should be expanded by the factors omitted herein. Additionally, attention should be focused on a detailed analysis of the atmospheric conditions during the flight from Poland to Afghanistan as a separate subject of investigations. Finally, due to lack of a flight profile simulation system it seems necessary to develop software for the C-130 aircraft, thus optimizing the settings of the engine parameters for the most efficient engine operation. Having such software would serve as a profile planner and simulator particularly in terms of optimum fuel consumption and cargo mass for a given mission under variable ambient conditions.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

#### Bibliography/Bibliografia

- [1] CSTO PL1C-130E(H)-1 Flight Manual PLAF Series C-130E Aircraft.
- [2] [www.matca.gov.af/airports/bagram.htm](http://www.matca.gov.af/airports/bagram.htm).
- [3] [www.mapsofworld.com/afghanistan/weather-in-afghanistan.html](http://www.mapsofworld.com/afghanistan/weather-in-afghanistan.html).
- [4] AIP Polska AD 2 EPPW-1.
- [5] [pl.wikipedia.org/wiki/Geografia\\_Polski](http://pl.wikipedia.org/wiki/Geografia_Polski).
- [6] Ilustrowany leksykon lotniczy Technika Lotnicza. Warszawa, WKŁ, 1988.
- [7] Technical Order 1C-130E(H)-1-1.

Mr. Michał Erdmański – Air Transportation Base.  
*Michał Erdmański – 3. Skrzydło Lotnictwa Transportowego.*  
e-mail: [erdmanski@wp.pl](mailto:erdmanski@wp.pl)

lub braku możliwości lądowania i uzupełnienia ponownie paliwa w drodze do punktu docelowego.

Rozważając ostatni etap lotu, skupiono uwagę głównie na odległości samolotu jaką przebędzie podczas podejścia do lądowania i lądowania do chwili całkowitego zatrzymania. W trakcie końcowego podejścia samolot będzie utrzymywał 3° ścieżkę schodzenia. Zmiennymi są: temperatura oraz wysokości lotnisk, na których samolot będzie lądował przy masie wynoszącej 155000 funtów (70306 kg).

Synteza wyników zamieszczonych w tablicy 6 uwidoczniła, jak wielkie znaczenie do zatrzymania samolotu mają temperatura oraz wysokość lotniska nad poziomem morza.

W skrajnym przypadku, tj. przy temperaturze 38°C i wysokości lotniska 4265 ft (1300 m) w Bagram droga do całkowitego zatrzymania jest dłuższa o 1300 ft (396 m) w porównaniu do drogi, jaką przebyłby samolot lądujący zimą w Powidzu.

#### 4. Podsumowanie

W niniejszej pracy wzięto pod uwagę tylko wpływ niektórych elementów na charakterystykę lotu oraz parametry pracy i osiągi samolotu. Wprowadzenie do analiz dodatkowych czynników, takich jak: współczynnik oporu, siła wiatru, nachylenie drogi startowej i rodzaj nawierzchni wymagałoby wielogodzinnych żmudnych obliczeń lub zastosowania komputerowo wspomaganých technik symulacyjnych.

Elementy te ominięto celowo, aby ukazać jak ważne znaczenie w lotnictwie transportowym mają temperatura oraz wysokość lotniska z którego, bądź na które statek powietrzny musi wykonać operacje startu lub lądowania. Przedstawiono również, na jaką wysokość może się wznieść samolot z odpowiednią masą, stanowiącą niejednokrotnie granicę możliwości wykonania zadania. Niewątpliwie dalsze kierunki badań należy poszerzyć o czynniki pominięte w niniejszej pracy. Dodatkowo należy skupić uwagę na dokładnej analizie warunków atmosferycznych, mogących wystąpić podczas przelotu z Polski do Afganistanu, jako osobnego przedmiotu badań. Ostatecznie, ze względu na brak systemu symulowania profilu lotu, wydaje się być koniecznym stworzenie programu komputerowego dla samolotu C-130 i poprzez to zoptymalizowanie parametrów ustawienia pracy silnika dla najefektywniejszego ich wykorzystania. Posiadanie takiego programu, służyłoby do zaplanowania profilu lotu oraz symulacji ze szczególnym uwzględnieniem optymalnej ilości paliwa oraz towaru, dla danej misji w zmiennych warunkach atmosferycznych.

Mr. Krzysztof Szymaniec – Air Transportation Wing.  
*Krzysztof Szymaniec – 33. Baza Lotnictwa Transportowego.*  
e-mail: [szymaniec@op.pl](mailto:szymaniec@op.pl)

## Estimation of vehicle operational fuel consumption

*A method of a reference fuel consumption calculation for a registered operating conditions has been presented in this work. The operating conditions have been described using specific energy consumption, which takes into account both an influence of external conditions and driver's style of driving. Results of experiments performed on the territory of the city of Gdańsk in normal urban traffic have been presented. The new concept of estimation of vehicle drive system efficiency and related examples have been also included.*

Key words: operational fuel consumption, vehicle operating conditions, drive system efficiency

## Ocena eksploatacyjnego zużycia paliwa samochodów

*W pracy przedstawiono metodę umożliwiającą wyznaczenie referencyjnego zużycia paliwa dla zarejestrowanych warunków eksploatacji. Warunki eksploatacji opisane są rozkładem energochłonności jednostkowej, która obejmuje zarówno wpływ warunków zewnętrznych, jak również styl jazdy kierowcy. W pracy przedstawiono zestawienie wyników uzyskanych dla przejazdów wykonanych na terenie Gdańska, w regularnym ruchu miejskim. Przedstawiono także koncepcję oceny efektywności energetycznej pojazdów wraz z przykładami.*

Słowa kluczowe: eksploatacyjne zużycie paliwa, warunki eksploatacji pojazdu, efektywność układu napędowego

### 1. Introduction

Vehicle operational fuel consumption estimation has a measurable significance for both individual users as well as transport and communications companies. Complex analysis of the results may cause reduction of energy (fuel) consumption and toxic compounds emissions in exhaust gases [3, 13, 14, 15, 17]. Such an appraisal enables to: determine optimal drive system control, detect defects in drive system, choose optimal route, choose proper consumables, choose the best power unit (used construction solutions).

One of two following parameters are usually used for operational fuel consumption estimation: exploitation efficiency ( $\eta_{\text{exp}}$  [%]) or fuel consumption ( $Q$  [ $\text{dm}^3/100 \text{ km}$ ]). Application of the second parameter for vehicle operational fuel consumption estimation is definitely most popular among drivers because it allows them for conducting independent measurements by themselves and results interpretation is easy. Confidence of drivers in those results is also caused by the fact that fuel consumption measurements are carried out in real traffic conditions and they take into account specificity of the style of driving a car by a given driver. Operational fuel consumption estimation carried out by drivers encounters basic difficulties connected with the lack of reliable reference standard for comparison of measured fuel consumption during car usage [1, 2, 9, 12, 16, 18]. Therefore it is necessary to identify vehicle operating conditions and ascribe them fuel consumption according to the accepted reference standard.

### 2. Influence of operating conditions on fuel consumption

Vehicle operating conditions will be identified with the use of numerical energy factor called specific energy

### 1. Wstęp

Ocena eksploatacyjnego zużycia paliwa samochodu ma wymierne znaczenie zarówno dla indywidualnych użytkowników, jak również dla firm transportowych i komunikacyjnych. Kompleksowa analiza wyników może się przyczynić do zmniejszenia zużycia energii (paliwa) oraz emisji związków toksycznych w spalinach [3, 13, 14, 15, 17]. Ocena taka umożliwia: wyznaczenie optymalnego sterowania układem napędowym, wykrycie usterek w układzie napędowym, wybór optymalnej drogi przejazdu, dobór właściwych materiałów eksploatacyjnych, wybór najlepszej jednostki napędowej (zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych).

Do oceny eksploatacyjnego zużycia paliwa wykorzystywany jest najczęściej jeden z dwóch parametrów: sprawność eksploatacyjna ( $\eta_{\text{exp}}$  [%]) lub przebiegowe zużycie paliwa ( $Q$  [ $\text{dm}^3/100 \text{ km}$ ]). Użycie drugiego z wymienionych parametrów do oceny eksploatacyjnego zużycia paliwa pojazdu cieszy się zdecydowanie większą popularnością wśród kierowców, ponieważ pozwala im prowadzić osobiście niezależne pomiary oraz stwarza niezwykle łatwość interpretacji wyników. Zaufanie kierowców do takich wyników spowodowane jest również tym, że pomiary przebiegowego zużycia paliwa prowadzone są w rzeczywistych warunkach ruchu i uwzględniają specyfikę warunków ruchu w określonym mieście lub dzielnicy oraz specyfikę sposobu prowadzenia pojazdu przez danego kierowcę. Ocena eksploatacyjnego zużycia paliwa prowadzona przez kierowców samochodów napotyka jednak na podstawowe trudności związane z brakiem wiarygodnego wzorca, z którym pomierzone w czasie eksploatacji zużycie paliwa można porównać [1, 2, 9, 12, 16, 18]. Konieczna jest w związku z tym identyfikacja warunków eksploatacji pojazdu i przypisanie im, według przyjętego modelu, referencyjnego zużycia paliwa.

consumption  $\Phi$ , that takes into account both an influence of external conditions and driver's style of driving [10, 15, 17]. The factors mentioned above affect the amount of mechanical energy transmitted to the drive wheels, which is one of parameters constituting energy factor mentioned above. The amount of mechanical energy transmitted to the drive wheels during measurement cycle may result to the same extent from traffic conditions and driver's style of driving a car. Therefore these two factors are treated equally in a proposed method and their impact on vehicle operating conditions were captured in the same numerical energy factor. The value of  $\Phi$  parameter for assumed cycle  $t_c$  duration may be calculated using the following equation [10]:

$$\Phi = \frac{E}{L_n \cdot m} \quad [\text{J}/(\text{m} \cdot \text{kg})] \quad (1)$$

where:  $E$  – mechanical energy delivered by drive system to the wheels,  $L_n$  – distance covered by the car in engine propulsion phase,  $m$  – gross vehicle mass.

The place of vehicle operation (traffic intensity) and the style of driving a car may be explicitly described in the proposed method [10] by the probability density function of parameter  $\Phi$ :

$$f_\Phi = f(\Phi) \quad (2)$$

This function may be determined by means of periodic registration of basic parameters describing vehicle operating conditions, among others: rotational speed of engine crankshaft and torque (from the model of vehicle drive system – in case there is no a system of this parameter measurement), travelled distance. The following condition must be met for the assumed parameter  $\Phi$  change limit:

$$\int_{\Phi_{\min}}^{\Phi_{\max}} f_\Phi d\Phi = 1 \quad (3)$$

Function (2) may be used both in a continuous and discrete (histogram) form.

Below there are presented results obtained for over 100 drives made on the territory of the city of Gdańsk in normal urban traffic. Measurements of chosen parameters of engine and of test vehicle with spark ignition engine (speed, acceleration, fuel consumption, elevation above sea level, etc.) with the use of special sensors were made. Style of driving a car was based on a style of driving of randomly chosen vehicle [11]. A chosen vehicle was tracked by a test vehicle in order to limit an influence of individual style of driving of a test driver on test results. Figure 1 shows the influence of specific energy consumption during executed drive ( $\Phi$ ) on fuel consumption in propulsion phase ( $Q_n$ ).

Results presented in Fig. 1 allow to state that there is a close correlation between fuel consumption in propulsion phase ( $Q_n$ ) and specific energy consumption ( $\Phi$ ). The above relation may form an approximated linear function in a form of [8, 9]:

## 2. Wpływ warunków eksploatacji na zużycie paliwa

Warunki eksploatacji pojazdu identyfikowane będą za pomocą liczbowego wskaźnika energetycznego zwanego energochłonnością jednostkową  $\Phi$ , który obejmuje zarówno wpływ warunków zewnętrznych, jak również styl jazdy kierowcy [10, 15, 17]. Wymienione czynniki wpływają na ilość energii mechanicznej przekazywanej kołom napędowym, która jest jednym z parametrów tworzących wspomniany wskaźnik energetyczny. Ilość energii mechanicznej przekazywana kołom napędowym w czasie cyklu pomiarowego może wynikać w równym stopniu z zaistniałych warunków ruchu pojazdów, co ze stylu jazdy kierowcy. Z tego powodu, w zaproponowanej metodzie wspomniane czynniki są traktowane jako równoważne, a ich oddziaływania na warunki eksploatacji pojazdu zostały ujęte w tym samym liczbowym wskaźniku energetycznym. Wartość parametru  $\Phi$  dla założonego czasu trwania cyklu  $t_c$ , można obliczyć korzystając z równania [10] (1),

gdzie:  $E$  – energia mechaniczna dostarczona przez układ przeniesienia napędu do kół,  $L_n$  – droga pokonana przez pojazd w fazie napędzania przez silnik,  $m$  – masa całkowita pojazdu.

Miejsce eksploatacji (intensywność ruchu) oraz sposób prowadzenia pojazdu mogą być w zaproponowanej metodzie [10] jednoznacznie opisane za pomocą funkcji gęstości rozkładu parametru  $\Phi$  – wzór (2).

Funkcja ta może zostać wyznaczona na drodze okresowej rejestracji podstawowych parametrów opisujących warunki eksploatacji pojazdu, między innymi: prędkości obrotowej wału korbowego silnika i momentu obrotowego (z modelu układu napędowego pojazdu – w przypadku braku systemu pomiaru tego parametru), przejechanej drogi. Dla przyjętych granic zmian parametru  $\Phi$  spełniony musi być ponadto warunek (3).

Funkcja (2) może być używana zarówno w postaci ciągłej, jak również dyskretnej (histogramu).

Poniżej przedstawiono zestawienie wyników uzyskanych dla przeszło 100 przejazdów wykonanych na terenie Gdańska, w regularnym ruchu miejskim. Wykonane zostały pomiary wybranych parametrów pracy silnika i pojazdu

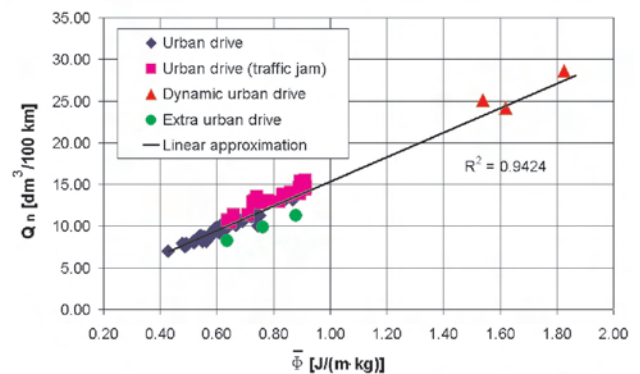


Fig. 1. Influence of specific energy consumption ( $\Phi$ ) on fuel consumption in propulsion phase ( $Q_n$ )

Rys. 1. Wpływ energochłonności jednostkowej ( $\Phi$ ) na przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej ( $Q_n$ )

$$Q_n = k_1 \cdot \Phi + k_0 \quad (4)$$

where:  $Q_n$  [dm<sup>3</sup>/100 km] – fuel consumption in propulsion phase (excluding fuel consumed by the engine at idle speed),  $k_1, k_0$  – approximating function coefficients.

The relation obtained by linear approximation may be used with great accuracy (for data shown in Figure 1  $R^2 = 0.942$ ) for forecasting fuel consumption during vehicle operation in urban conditions. In extra-urban conditions, on account of extremely favourable conditions of engine running, the results obtained in case of relation presented in Figure 1 may be burdened with certain systematic error (small variable load and favourable, from the point of view of efficiency, position of engine operation point [6, 7, 12, 17]).

Characteristics described by equation (4) may be determined in a simplified way with a use of one drive in conditions of normal vehicle operation. Figures 2 and 3 show the results of such trials with a description of parameters of functions determined for two test vehicles marked vehicle 1 and vehicle 2, the chosen parameters of which are presented in Table 1.

Table 1. Parameters of vehicles used in tests  
Tabela 1. Parametry pojazdów wykorzystanych w badaniach

Name of parameter/nazwa parametru		Value of parameter/wartość parametru	
		vehicle 1/pojazd 1	vehicle 2/pojazd 2
Vehicle mass/masa samochodu	m [kg]	1243	1343
Year of production/rok produkcji		2003	2003
Wheel dynamic radius/promień dynamiczny koła	$r_d$ [mm]	265	297
Final drive ratio/przełożenie przekładni głównej	$i_g$	4.12	4.44
1st gear ratio/przełożenie na biegu I	$i_{bI}$	3.46	3.33
Air resistance coefficient/wsp. oporu powietrza	$C_x$	0.32	0.34
Rolling resistance coef. (smooth asphalt)/wsp. oporu tocznienia (gładki asfalt)	$f_{to}$	0.012	0.012
Drive system efficiency/sprawność ukl. przen. napędu	$\eta_{UPN}$	0.92	0.94

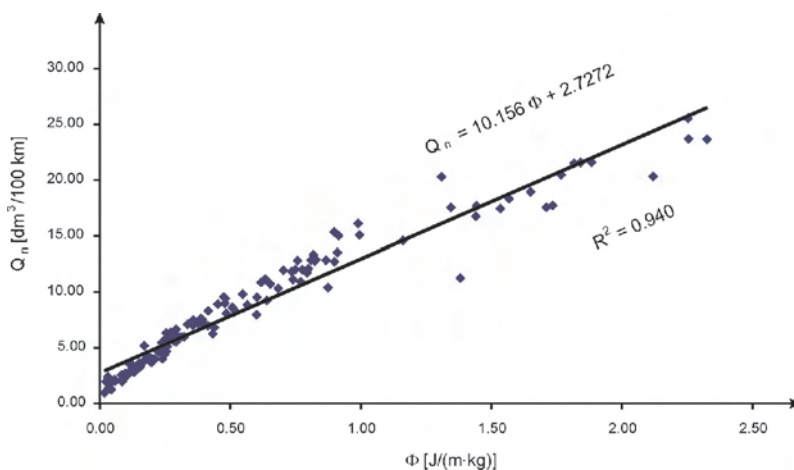


Fig. 2. Simplified procedure of determining relation (4) for vehicle 1  
Rys. 2. Uproszczona procedura wyznaczania zależności (4) dla pojazdu 1

(prędkość, przyspieszenie, zużycie paliwa, położenie nad poziomem morza itd.) pojazdu testowego z silnikiem o zapłonie iskrowym, z użyciem odpowiednich czujników. Styl jazdy kierowcy podporządkowany był stylowi prowadzenia losowo wybranego pojazdu [11]. Wybrany pojazd był „śledzony” przez pojazd testowy w celu ograniczenia wpływu indywidualnego stylu jazdy kierowcy testowego na wyniki próby. Na rysunku 1 przedstawiono wpływ energochłonności jednostkowej odbytego przejazdu ( $\Phi$ ) na przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej ( $Q_n$ ).

Wyniki przedstawione na rys. 1 pozwalają stwierdzić, iż istnieje ścisła korelacja między przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej ( $Q_n$ ) a energochłonnością jednostkową ( $\Phi$ ). Zależność powyższa może być aproksymowana funkcją liniową w postaci [8, 9] (4),

gdzie:  $Q_n$  [dm<sup>3</sup>/100 km] – przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej (z wyłączeniem paliwa zużywanego przez silnik na biegu jałowym),  $k_1, k_0$  – współczynniki funkcji aproksymującej.

Uzyskana na drodze liniowej aproksymacji zależność może być stosowana przy zachowaniu dużej dokładności (dla

danych na rys. 1  $R^2 = 0,942$ ) do prognozowania zużycia paliwa przy eksploatacji pojazdu w warunkach miejskich. W warunkach pozamiejskich, ze względu na wyjątkowo korzystne warunki pracy silnika, wyniki uzyskane z zależności przedstawionej na rys. 1 mogą być obciążone pewnym systematycznym błędem (mała zmienność obciążenia oraz korzystne, z punktu widzenia sprawności, położenie punktu pracy silnika [6, 7, 12, 17]).

Charakterystykę opisaną równaniem (4) można wyznaczyć w uproszczony sposób wykorzystując do tego celu

jeden przejazd w warunkach normalnej eksploatacji pojazdu. Na rys. 2 i 3 przedstawiono wyniki takich prób z opisem parametrów funkcji wyznaczonych dla dwóch pojazdów testowych o oznaczeniach pojazd 1 i pojazd 2, których wybrane parametry przedstawiono w tabeli 1.

Zależność (4), którą wyznaczono w czasie powyższych eksperymentów (rys. 2 i 3) można traktować jako funkcyjny lub dwuparametrowy (współczynniki  $k_1$  i  $k_0$ ) opis efektywności pracy układu napędowego. W odróżnieniu od dotychczas używanego przebiegowego zużycia paliwa  $Q$  [dm<sup>3</sup>/100 km] opis za pomocą funkcji (4) obejmuje pełen zakres pracy układu napędowego. Nie następuje tutaj także niejed-

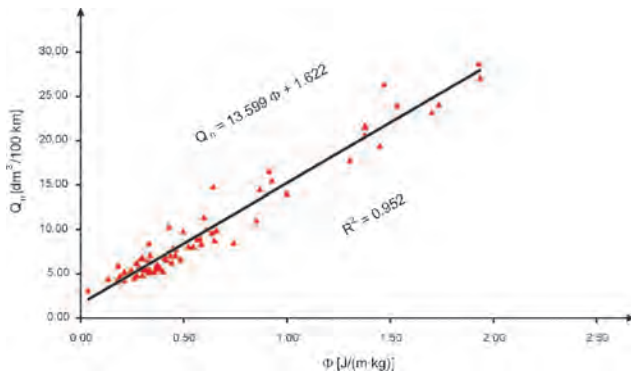


Fig. 3. Simplified procedure of determining relation (4) for vehicle 2  
 Rys. 3. Uproszczona procedura wyznaczenia zależności (4) dla pojazdu 2

The relation (4), determined during the above mentioned experiments (Fig. 2 and 3) may be treated as functional or two-parameter (coefficient  $k_1$  and  $k_0$ ) description of drive system efficiency. Unlike fuel consumption  $Q$  [ $\text{dm}^3/100 \text{ km}$ ] used so far, description with the use of function (4), includes full range of work of drive system. Moreover there is no ambiguous classification of working conditions divided into urban cycle and extra-urban cycle. When comparing energy efficiency of two vehicles, relative position of these vehicles function (4) should be taken into account. Approximating function of a vehicle characterized by more efficient drive system will have lower position (4) [8, 9]. Figure 4 shows relative to each other positions of approximating straight lines (4) obtained during road testing of vehicles 1 and 2.

Examination results show that the vehicle 1 has drive system that is running more efficiently in traffic conditions corresponding to higher values  $\Phi$  (1) that is of more dynamic driving.

### 3. Reference fuel consumption

With the use of relation (4) identified by an experimental method it is possible to calculate reference fuel consumption for identified operating conditions (for the same function of parameter  $\Phi$  distribution – in discrete form it will be a histogram) [8]:

$$\bar{Q} = \frac{1}{L} \left\{ L_n \int_{\Phi_{\min}}^{\Phi_{\max}} [f_{\Phi} (k_1 \cdot \Phi + k_0)] d\Phi + \vartheta_{b.j.} + \vartheta_h \right\} \quad (5)$$

where:  $\Phi_{\min}$ ,  $\Phi_{\max}$  – parameter  $\Phi$  change limit,  $f_{\Phi}$  – function of parameter  $\Phi$  density distribution characterizing vehicle operating conditions,  $\vartheta_{b.j.}$  [ $\text{dm}^3$ ] – fuel consumed during engine work at idle speed,  $\vartheta_h$  [ $\text{dm}^3$ ] – fuel consumed during braking (during engine braking:  $\vartheta_h \rightarrow 0$ ),  $L$  [m] – total distance covered by the vehicle,  $L_n$  [m] – distance covered by the vehicle in engine propulsion phase.

Fuel consumed during engine work at idle speed may be calculated on the basis of the following relation:

$$\vartheta_{b.j.} = \frac{t_{b.j.}}{t_c} \cdot t_c \cdot G_{b.j.} \quad (6)$$

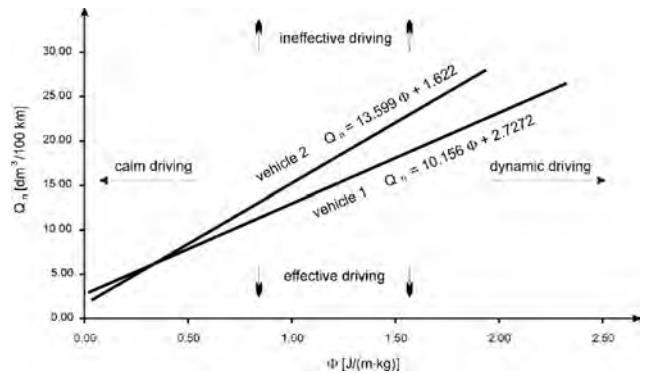


Fig. 4. Relative positions of approximating straight lines (4) obtained during road testing of vehicles 1 and 2

Rys. 4. Wzajemne położenie prostych aproksymacyjnych (4) uzyskanych w czasie badań drogowych pojazdów 1 i 2

noznaczna klasyfikacja warunków pracy na ruch miejski i pozamiejski. Porównując efektywność energetyczną dwóch pojazdów należy wziąć pod uwagę względne położenie funkcji (4) tych pojazdów. Pojazd o bardziej efektywnym układzie napędowym będzie posiadał niższą położoną funkcję aproksymującą (4) [8, 9]. Na rysunku 4 pokazane zostało wzajemne położenie prostych aproksymacyjnych (4) uzyskanych w czasie badań drogowych pojazdów nr 1 i nr 2.

Wyniki badań pokazują, iż pojazd 1 posiada układ napędowy, który pracuje bardziej efektywnie przy warunkach ruchu odpowiadających większym wartościom  $\Phi$  (1), czyli bardziej dynamicznej jeździe.

### 3. Referencyjne zużycie paliwa

Wykorzystując zidentyfikowaną na drodze eksperymentalnej zależność (4) można obliczyć referencyjne zużycie paliwa dla rozpoznanych warunków eksploatacji (dla tej samej funkcji rozkładu parametru  $\Phi$  – w postaci dyskretnej będzie to histogram) [8] (5),

gdzie:  $\Phi_{\min}$ ,  $\Phi_{\max}$  – granice zmian parametru  $\Phi$ ,  $f_{\Phi}$  – funkcja gęstości rozkładu parametru  $\Phi$  charakteryzująca warunki eksploatacji pojazdu,  $\vartheta_{b.j.}$  [ $\text{dm}^3$ ] – paliwo zużyte podczas pracy silnika na biegu jałowym,  $\vartheta_h$  [ $\text{dm}^3$ ] – paliwo zużyte podczas hamowania (w czasie hamowania silnikiem:  $\vartheta_h \rightarrow 0$ ),  $L$  [m] – całkowita droga przebyta przez pojazd,  $L_n$  [m] – droga przebyta przez pojazd gdy był on napędzany przez silnik.

Paliwo zużyte podczas pracy silnika na biegu jałowym może być obliczone według zależności (6),

gdzie:  $G_{b.j.}$  – czasowe zużycie paliwa przy pracy silnika na biegu jałowym,  $t_c$  – całkowity czas przejazdu,  $t_{b.j.}$  – czas pracy silnika na biegu jałowym.

Metoda (5) jest dedykowana do obliczeń referencyjnego zużycia paliwa w warunkach złożonego ruchu, występującego w miastach. Zgodnie z wynikami zamieszczonymi na rys. 1 użycie metody (5) przy wyższych średnich prędkościach jazdy, np. 100 km/h, może być obciążone dodatkowym błędem. Poprzez obliczenie referencyjnego zużycia paliwa (5) dla zarejestrowanych warunków eksploatacji za pomocą funkcji (2) możliwe jest porównanie eksploatacyjnego zużycia paliwa z referencyjnym dla rzeczywistych warunków

where:  $G_{b.j.}$  – fuel consumed per time during engine work at idle speed,  $t_c$  – total drive time,  $t_{b.j.}$  – duration of engine work at idle speed.

Method (5) is dedicated for the calculation of the reference fuel in a complex traffic conditions, which occurs in cities. According to the results presented in Figure 1 using the method (5) with higher average driving speeds, e.g. 100 km/h, may be burdened with additional error. Calculating of reference fuel consumption (5) for registered operating conditions with the use of function (2) enables to compare operational fuel consumption with reference fuel consumption for real operating conditions. Appearance of a significant difference between operational and reference fuel consumption indicates a defect in drive system of a vehicle or practicing grossly improper driving techniques like driving on 2nd gear at a constant speed of 70 km/h. This method does not allow for explicit identification of the reasons of existing difference whereas a driver may in a real time ascertain whether an increase in registered fuel consumption is justified by deterioration of operating conditions (e.g. dynamic style of driving).

#### 4. Comparison of vehicles energy efficiency

Comparison of vehicles energy efficiency may generally be conducted with the use of  $k_1$  and  $k_0$  coefficients that determine relative to each other positions of approximating straight lines (4) created for vehicles comparison. A vehicle with more efficient drive system will have lower approximating function (4). In case approximating straight lines (4) are crossing (Fig. 4) an unambiguous determination which vehicle has more efficient drive system is impossible. In such a case density function of parameter  $\Phi$  (2) distribution should be included in the analysis. It should be emphasized that the comparison of energy efficiency makes sense for vehicles in the same class and of similar mass.

Below there are examples of comparison of reference fuel consumption (5) of two vehicles (Table 1) calculated for the traffic conditions registered with the use of a test vehicle on the territory of the city of Gdańsk. Travel routes chosen for the needs of the analysis located in the city centre and in its outskirts are shown in Fig. 5.

Figure 6 presents vehicle speed run for route No. 1 running across Gdańsk outskirts together with a given average speed ( $\bar{V}$ ) and share of engine working time at idle speed in comparison with the total test time ( $t_{b.j.}/t_c$ ). For identification of vehicle operation conditions histogram of parameter  $\Phi$  distribution during this drive was used. This distribution was described by the parameters: average value and standard deviation  $\bar{\Phi}$ , the values of which are shown in Figure 7. Additionally the Figure shows a value of the share of travelled distance in engine propulsion phase in comparison to the total distance ( $L_n/L$ ).

eksploatacji. Powstanie znaczącej różnicy między eksploatacyjnym a referencyjnym zużyciem paliwa wskazuje na powstanie usterki w układzie napędowym pojazdu lub stosowaniem rażąco niewłaściwych technik jazdy samochodem, np. jazda z wybranym II biegiem w przekładni wybieralnej przy stałej prędkości 70 km/h. Metoda nie pozwala jednoznacznie zidentyfikować przyczyn powstałej różnicy. Kierowca pojazdu może natomiast na bieżąco stwierdzać, czy wzrost rejestrowanego zużycia paliwa jest uzasadniony pogarszającymi się warunkami eksploatacji (np. dynamicznym stylem jazdy).

#### 4. Porównywanie efektywności energetycznej pojazdów

Porównanie efektywności energetycznej pojazdów w ogólnym wypadku można przeprowadzić za pomocą współczynników  $k_1$  i  $k_0$  określających wzajemne położenie prostych aproksymacyjnych (4) utworzonych dla porównywanych pojazdów. Pojazd o bardziej efektywnym układzie napędowym będzie posiadał niższą położoną funkcję aproksymującą (4). W przypadku, gdy proste aproksymacyjne (4) przecinają się (rys. 4) jednoznaczne określenie, który z pojazdów posiada bardziej efektywny układ napędowy nie jest możliwe. W takim wypadku należy do analizy włączyć funkcję gęstości rozkładu parametru  $\Phi$  (2). Należy podkreślić, że porównanie efektywności energetycznej ma sens w odniesieniu do pojazdów o tej samej klasie i o zbliżonej masie.

Poniżej zamieszczono przykłady porównania referencyjnego zużycia paliwa (5) dwóch pojazdów (tab. 1) obliczonego dla warunków ruchu zarejestrowanych przy użyciu pojazdu testowego na terenie miasta Gdańsk. Trasy przejazdu wybrane do analizy położone w centrum oraz na przedmieściach Gdańska zostały pokazane na rys. 5.

Na rysunku 6 przedstawiony został przebieg prędkości pojazdu dla trasy nr 1 przebiegającej przez przedmieścia Gdańska wraz z podaną prędkością średnią ( $\bar{V}$ ) oraz



Fig. 5. Travel routes chosen for the analysis of vehicle energy efficiency  
Rys. 5. Trasy przejazdu wybrane do analizy efektywności energetycznej pojazdów

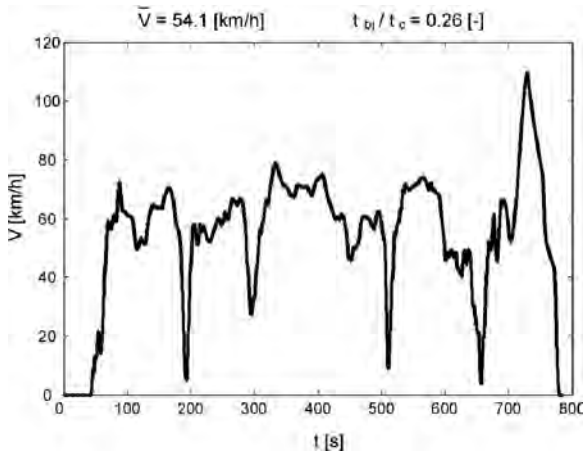


Fig. 6. Vehicle speed run (route No. 1)

Rys. 6. Przebieg prędkości pojazdu (trasa nr 1)

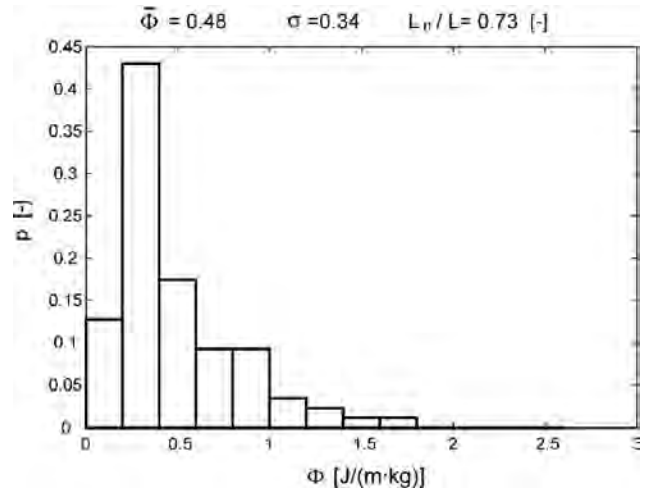


Fig. 7. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (route No. 1)

Rys. 7. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (trasa nr 1)

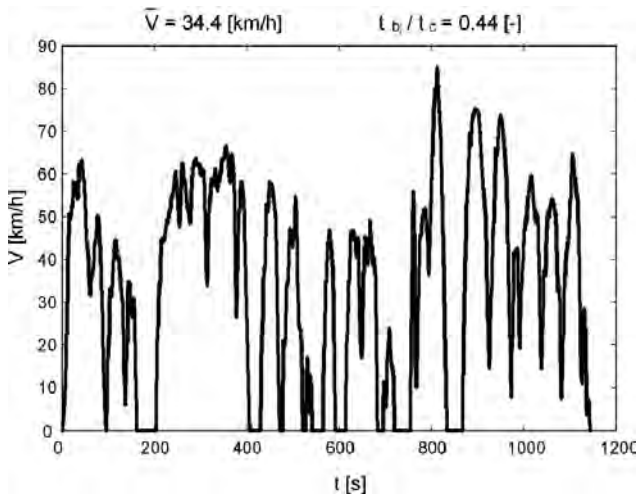


Fig. 8. Vehicle speed run (route No. 2)

Rys. 8. Przebieg prędkości pojazdu (trasa nr 2)

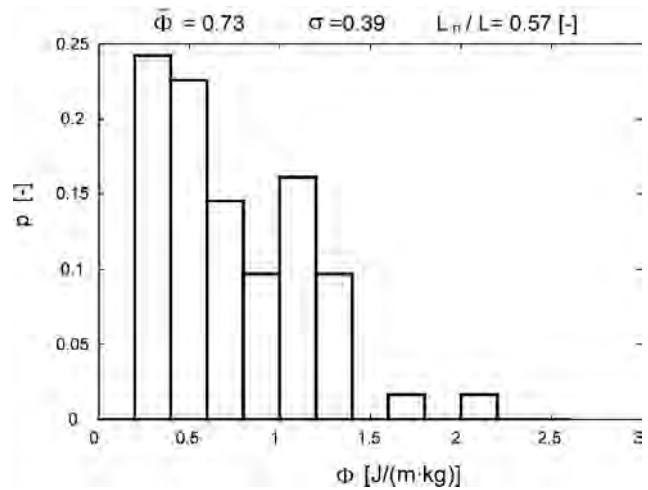


Fig. 9. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (route No. 2)

Rys. 9. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (trasa nr 2)

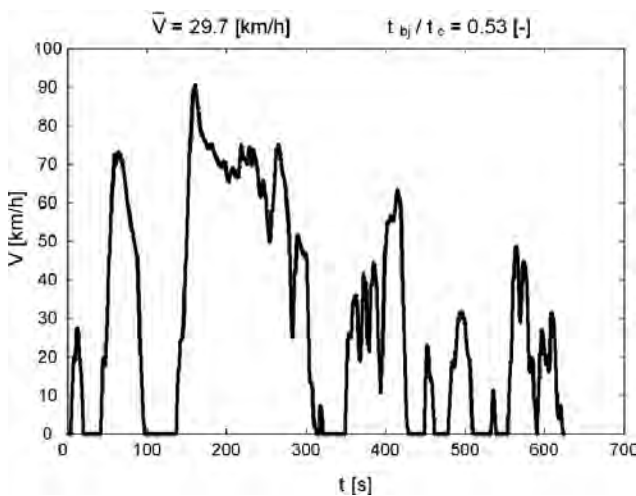


Fig. 10. Vehicle speed run (route No. 3)

Rys. 10. Przebieg prędkości pojazdu (trasa nr 3)

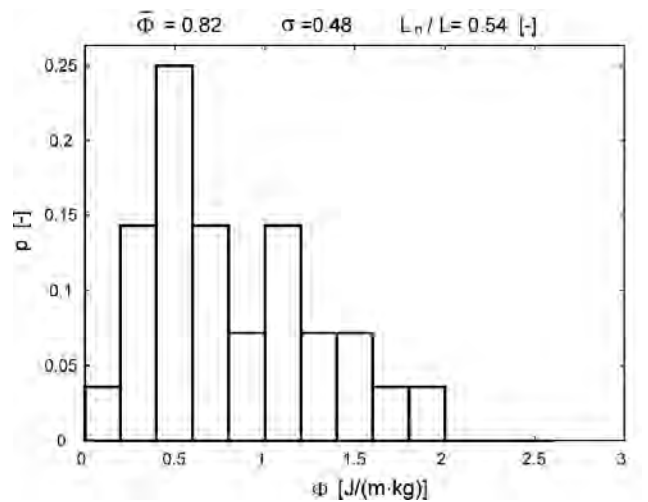


Fig. 11. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (route No. 3)

Rys. 11. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (trasa nr 3)

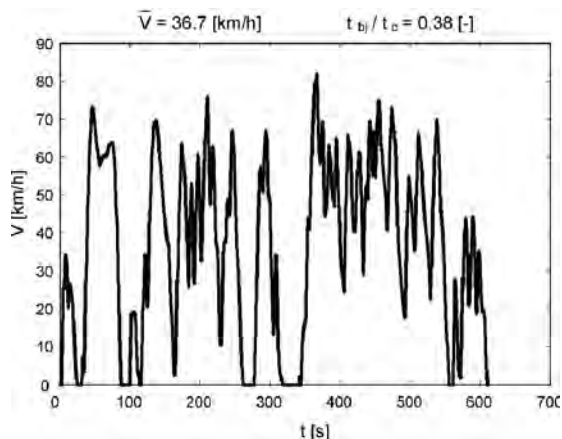
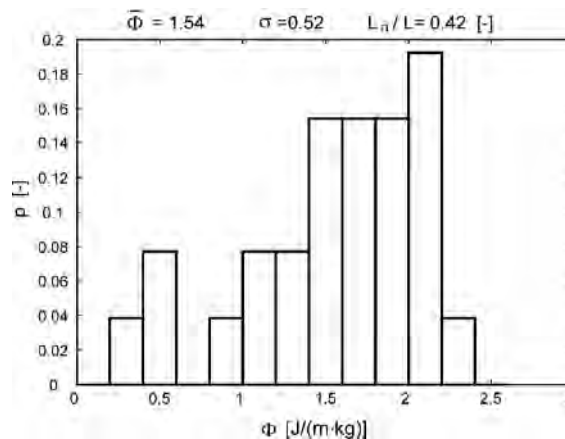


Fig. 12. Vehicle speed run (route No. 4)

Rys. 12. Przebieg prędkości pojazdu (trasa nr 4)

Fig. 13. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (route No. 4)Rys. 13. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (trasa nr 4)

Figures 8 and 9 show results of a drive along route No. 2 across the city center along Grunwaldzka street (main three-lane line of communication in Gdańsk) and Kołobrzeska street. Figures 10 and 11 show results of a drive along route No. 3 across the city center along Czarny Dwór, Hallera, Do Studzienki streets. Figures 12 and 13 show results of a drive along route No. 4 across the city center along Czarny Dwór, Kołobrzeska streets. The drive was executed with dynamic style of driving and frequent stops resulting from with impediments to traffic.

Generally, route No. 1 runs on roads with low traffic density, while routes 2, 3, 4 with high traffic density. The results of reference fuel consumption calculations (5) of vehicles 1 and 2 for operation conditions met on four chosen routes (Fig. 6–13), described by function  $f_{\Phi}$  (2) and parameters:  $(L_n/L)$ ,  $(t_{bj}/t_c)$ ,  $L$ ,  $t_c$ , are presented in Table 2.

Comparison of reference fuel consumption for operation conditions met on chosen routes shows that more economical is vehicle 1, which will consume potentially less fuel in all analyzed cases. Moreover, in case of deteriorating traffic conditions (rise of  $\bar{\Phi}$ ) relative difference of fuel consumption is steadily growing. In case of the lightest operation conditions (route No. 1) this difference is 10%, and in case of the most difficult operation conditions (route No. 4) this difference reaches 26%. However, this comparison was made with various vehicle mass (vehicle 2 is heavier by 8% than vehicle 1). Used mass corresponded to the state of vehicles during calibration of their characteristics (4) in road conditions.

However, measurable appraisal of vehicle energy efficiency should consist in comparison of reference fuel consumption for the same operation conditions described by function  $f_{\Phi}$  (2) and parameters:  $(L_n/L)$ ,  $(t_{bj}/t_c)$ ,  $L$ ,  $t_c$  and for the same vehicle mass. Evaluation of fuel consumption for such conditions requires introduction of correction into relation (4) that takes into account an influence of present vehicle mass (other than in the moment of relation (4) identification for fuel consumption). Taking into account that relation (4) was created at constant vehicle mass  $m_0$  – this formula may have the following form:

udziałem czasu pracy silnika na biegu jałowym w stosunku do całkowitego czasu próby  $(t_{bj}/t_c)$ . Do identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu wykorzystany został natomiast histogram rozkładu parametru  $\Phi$  w czasie tego przejazdu. Rozkład ten został opisany parametrami: wartość średnia ( $\bar{\Phi}$ ) oraz odchylenie standardowe ( $\sigma$ ), których wartości widoczne są na rysunku 7. Dodatkowo na rysunku podano także wartość udziału drogi przejechanej w fazie napędzania przez silnik w stosunku do całkowitej drogi  $(L_n/L)$ .

Na rysunkach 8 i 9 przedstawione zostały wyniki przejazdu trasą nr 2 przez centrum miasta ul. Grunwaldzką (główna trzypasmowa arteria komunikacyjna Gdańska) oraz ul. Kołobrzeską. Na rysunkach 10 i 11 przedstawione zostały wyniki przejazdu trasą nr 3 przez centrum miasta, ulicami: Czarny Dwór, Hallera, Do Studzienki. Na rysunkach 12 i 13 przedstawione zostały wyniki przejazdu trasą nr 4 przez centrum miasta, ulicami: Czarny Dwór, Kołobrzeska. Przejazd realizowany był przy dynamicznym stylu jazdy kierowcy oraz częstych zatrzymaniach wynikających z utrudnień w ruchu.

Generalnie trasa nr 1 przebiega po drogach o małej gęstości ruchu, natomiast trasy 2, 3, 4 po drogach o dużej gęstości ruchu. Wyniki obliczeń referencyjnego zużycia paliwa (5) pojazdów 1 i 2 dla warunków eksploatacji spotykanych na czterech wybranych trasach (rys. 6–13), opisanych funkcją  $f_{\Phi}$  (2) i parametrami:  $(L_n/L)$ ,  $(t_{bj}/t_c)$ ,  $L$ ,  $t_c$ , zamieszczono w tabeli 2.

Z porównania referencyjnego zużycia paliwa dla warunków eksploatacji spotykanych na wybranych trasach wynika, że bardziej ekonomicznym jest pojazd 1, który potencjalnie będzie zużywał mniej paliwa we wszystkich analizowanych przypadkach. Ponadto, przy pogarszaniu warunków ruchu (wzrost  $\bar{\Phi}$ ) względna różnica zużycia paliwa sukcesywnie rośnie. Przy najłżejszych warunkach eksploatacji (trasa nr 1) różnica ta wynosi 10%, a przy najtrudniejszych warunkach eksploatacji (trasa nr 4) różnica ta dochodzi do 26%. Porównanie to zostało jednak przeprowadzone przy różnych masach pojazdów (pojazd 2 jest cięższy o 8% od pojazdu 1). Użyte masy odpowiadały stanowi pojazdów w czasie kalibracji ich charakterystyk (4) w warunkach drogowych.

Table 2. Comparison of reference fuel consumption of tested vehicles of various mass during operation on chosen routes  
 Tabela 2. Porównanie referencyjnego zużycia paliwa pojazdów testowych o różnych masach przy eksploatacji na wybranych trasach

Route No./ nr trasy	Location/ lokalizacja	$\bar{\Phi}$ [J/(m·kg)]	$L_n/L$	$t_{bj}/t_c$	L [m]	$t_c$ [s]	$\bar{Q}$ [dm <sup>3</sup> /100 km]		$\frac{\bar{Q}_2 - \bar{Q}_1}{\bar{Q}_1}$
							vehicle 1/ pojazd 1	vehicle 2/ pojazd 2	
							1243 kg	1343 kg	[%]
1	outskirts/ przedmieścia	0.48	0.73	0.26	11786	784	5.77	6.35	10
2	centre/ centrum	0.73	0.57	0.44	10937	1145	6.46	7.75	20
3	centre/ centrum	0.82	0.54	0.53	5168	625	6.95	8.54	23
4	centre/ centrum	1.54	0.42	0.38	6245	612	8.22	10.35	26

$$Q_n = k_1|_{m_0} \frac{E}{L_n \cdot m_0} + k_0|_{m_0} \quad (7)$$

where:  $m_0$  – vehicle mass on the basis of which characteristics (4) was created.

Taking into consideration any vehicle mass  $m$  in relation (7) we get:

$$Q_n = \left( \frac{k_1|_{m_0}}{m_0} \right) \frac{E}{L_n} \frac{m}{m} + k_0|_{m_0} \quad (8)$$

After considering relation (1) we get modified form of relation (4) showing a relationship between operational fuel consumption in propulsion phase with specific energy consumption (1) and current vehicle mass:

$$Q_n = \left( \frac{k_1|_{m_0}}{m_0} \right) m \Phi + k_0|_{m_0} \quad (9)$$

Verification of formula (9) was made with the use of mathematical model of a vehicle [4, 5, 8], the chosen parameters of which are included in Table 3 (vehicle 3), as well as drives registered in real traffic conditions on the territory

Wymierna ocena efektywności energetycznej pojazdów powinna natomiast polegać na porównaniu referencyjnego zużycia paliwa dla tych samych warunków eksploatacji opisanych funkcją  $f_\Phi$  (2) i parametrami:  $(L_n/L)$ ,  $(t_{bj}/t_c)$ ,  $L$ ,  $t_c$  oraz dla tej samej masy pojazdów. Wyznaczenie zużycia paliwa dla takich warunków wymaga wprowadzenia do zależności (4) poprawki uwzględniającej wpływ aktualnej masy pojazdu (innej niż w chwili identyfikacji parametrów zależności (4)) na zużycie paliwa. Uwzględniając, że zależność (4) została utworzona przy stałej masie pojazdu  $m_0$ , wzór ten można zapisać w postaci (7),

gdzie:  $m_0$  – masa pojazdu, przy której została utworzona charakterystyka (4).

Uwzględniając w zależności (7) dowolną masę pojazdu  $m$  otrzymujemy (8).

Po uwzględnieniu zależności (1) otrzymujemy zmodyfikowaną formę relacji (4) ujawniającą związek przebiegowego zużycia paliwa w fazie napędowej z energochłonnością jednostkową (1) oraz z aktualną masą pojazdu – wzór (9).

Weryfikację przyjętego modelu (9) przeprowadzono z użyciem matematycznego modelu pojazdu [4, 5, 8], którego wybrane parametry zamieszczono w tabeli 3 (pojazd 3). Weryfikację modelu wykonano z użyciem przejazdów zarejestrowanych w warunkach rzeczywistego ruchu na terenie miasta Gdańska (profil prędkości oraz zmian wysokości). Weryfikację zdecydowano się przeprowadzić z

Table 3. Parameters of vehicle 3

Tabela 3. Parametry pojazdu 3

Name of parameter/nazwa parametru	Value of parameter/wartość parametru	
	vehicle 3/ pojazd 3	
Vehicle weight during calibration/masa samochodu w czasie kalibracji	$m_0$ [kg]	1480
Year of production/rok produkcji		2002
Wheel dynamic radius/promień dynamiczny koła	$r_d$ [mm]	305
Final drive ratio/przełożenie przekładni głównej	$i_g$	3.73
1st gear ratio/przełożenie na biegu I	$i_{b1}$	3.91
Air resistance coefficient/wsp. oporu powietrza	$C_x$	0.32
Rolling resistance coef. (smooth asphalt)/wsp. oporu toczenia (gładki asfalt)	$f_{to}$	0.012
Power transmission system efficiency/sprawność uklad. przen. napędu	$\eta_{UPN}$	0.92

of the city of Gdańsk (speed and elevation change profile). Verification was decided to be made with the use of computer simulation technique on account of a wide range of vehicle mass changes (1280–1780 kg, every 100 kg) which would be technically difficult to realize in case of real vehicle. Moreover, verification of applied model correctness (9) with the use of computer simulation gives a possibility of using the same drive as a model of speed and elevation change profile at various mass. In road conditions exact performance of the same drive is impossible.

Figure 14 shows a characteristic family (9) created for the vehicle 3 during drive registered in real traffic conditions marked 1v (chosen parameters of the drive are in Table 4). Continuous lines mark relations  $Q_n = f(\Phi)$  for various vehicle mass. Vehicle mass during calibration of relation (9) was 1480 kg and it was marked green in Figure 14.

Dashed lines in Fig. 14 mark characteristics (4) made with the use other registered vehicle marked 2v (chosen parameters of the drive are in Table 4) assuming for the purpose of simulation vehicle mass changing in the range 1280–1780 kg. Fig. 14 allows to compare relations  $Q_n = f(\Phi)$  obtained on the basis of model (9) calibrated at the mass 1480 kg and drive 1v (continuous lines) with relations obtained on the basis of model (4) calibrated at mass changing in the range 1280–1780 kg and drive 2v (dashed lines). On the basis of this comparison it may be concluded that the results obtained on the basis of model (9) distinguish themselves by high conformity with results obtained for individual drives with different mass. An average relative error of coefficient k1 representation (its value determines straight line inclination (4)) with the use of model (9) was 1.9% for 6 examined cases.

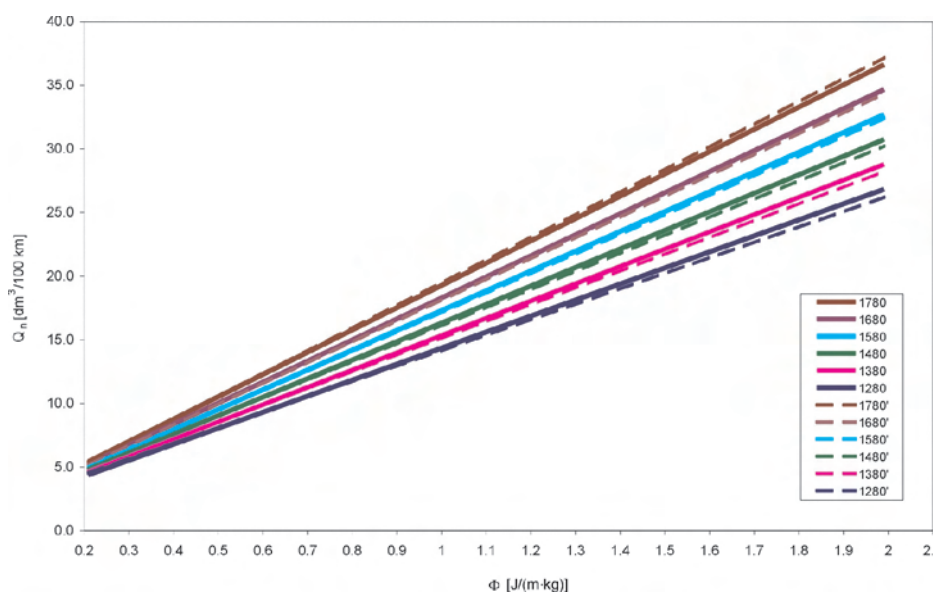


Fig. 14. Characteristic family (9) created for the vehicle 3

Rys. 14. Rodzina charakterystyk (9) utworzonych dla pojazdu 3

użyciem techniki symulacji komputerowej ze względu na duży zakres zmian masy pojazdu (1280–1780 kg, co 100 kg), co byłoby technicznie trudne do zrealizowania w rzeczywistym pojeździe. Ponadto weryfikacja poprawności użytego modelu (9) za pomocą symulacji komputerowej daje możliwość użycia tego samego przejazdu jako wzorca profilu prędkości i zmian wysokości przy różnych masach. W warunkach drogowych odtworzenie dokładnie takiego samego przejazdu nie jest możliwe.

Na rysunku 14 przedstawiono rodzinę charakterystyk (9) utworzonych dla pojazdu 3 przy przejeździe zarejestrowanym w warunkach rzeczywistego ruchu o oznaczeniu 1v (wybrane parametry przejazdu zamieszczono w tab. 4). Liniami ciągłymi zaznaczone zostały zależności  $Q_n = f(\Phi)$  dla różnych mas pojazdu. Masa pojazdu, przy której wykonywana była kalibracja zależności (9) wynosiła 1480 kg i na rysunku 14 zaznaczona została kolorem zielonym.

Liniami przerywanymi na rysunku 14 zaznaczono natomiast charakterystyki (4) wykonane przy użyciu innego zarejestrowanego przejazdu o oznaczeniu 2v (wybrane parametry przejazdu zamieszczono w tab. 4) przyjmując w symulacji masy pojazdu zmieniające się w zakresie 1280–1780 kg. Na rys. 14 możemy porównać zależności  $Q_n = f(\Phi)$  uzyskane z modelu (9) skalibrowanego przy masie 1480 kg

Table 4. Chosen technical parameters of the drives used for model (9) verification

Tabela 4. Wybrane parametry techniczne przejazdów użytych przy weryfikacji modelu (9)

Marking of the drive/oznaczenie trasy	$\bar{Q}$ [J/(m· kg)]	$L_n/L$	$t_b/t_c$	L [m]	$t_c$ [s]
1v	0.62	0.68	0.23	10583	682
2v	0.69	0.64	0.31	7738	904

i przejeździe 1v (linie ciągłe) z zależnościami uzyskanymi z modelu (4) skalibrowanego przy masach zmieniających się w zakresie 1280–1780 kg i przejeździe 2v (linie przerywane). Na podstawie tego porównania można wnioskować, że wyniki uzyskane z modelu (9) odznaczają się wysoką zgodnością z wynikami uzyskanymi dla indywidualnych przejazdów przy różnych masach. Średni względny błąd odwzorowania współczynnika kierunkowego k1 (jego wartość decyduje o pochyleniu prostej (4)) przy użyciu modelu (9) wyniósł dla 6 przebadanych przypadków 1,9%.

Dysponując zależnością (9) dla określonej masy  $m_0$  oraz opisem warunków eksploatacji w postaci funkcji (2) i parametrami:  $(L_n/L)$ ,  $(t_b/t_c)$ , L,  $t_c$ , jak również aktualną masą pojazdu (1500 kg) powtórzono obliczenia przebiegowego zużycia paliwa dla czterech wybranych tras przejazdu samochodem. Zesta-

Having relation (9) for specified mass  $m_0$  as well as a description of operation conditions in a form of function (2) and parameters:  $(L_n/L)$ ,  $(t_{bj}/t_c)$ ,  $L$ ,  $t_c$  and current vehicle mass (1500 kg) calculations of operational fuel consumption for four chosen travel routes were repeated. The results for two test vehicles are listed in Table 5.

Comparison of reference fuel consumption for operation conditions met on chosen routes shows that more economical

wienie wyników dla dwóch pojazdów testowych przedstawiono w tabeli 5.

Z porównania referencyjnego zużycia paliwa dla warunków eksploatacji spotykanych na wybranych trasach wynika, że bardziej ekonomicznym jest pojazd 1, który potencjalnie będzie zużywał mniej paliwa we wszystkich analizowanych przypadkach. Podobnie jak w pierwszej analizie (tab. 3) przy pogarszaniu warunków ruchu (wzrost  $\Phi$ ) względna różnica

Table 5. Comparison of operational fuel consumption of test vehicles of the same mass during operation on chosen routes

Tabela 5. Porównanie przebiegowego zużycia paliwa pojazdów testowych o tych samych masach przy eksploatacji na wybranych trasach

Route No./ nr trasy	Location/ lokalizacja	$\bar{\Phi}$ [J/(m·kg)]	$L_n/L$	$t_{bj}/t_c$	L [m]	$t_c$ [s]	$\bar{Q}$ [dm <sup>3</sup> /100 km]		$\frac{\bar{Q}_2 - \bar{Q}_1}{\bar{Q}_1}$
							vehicle 1/ pojazd 1	vehicle 2/ pojazd 2	
							1500 kg	1500 kg	[%]
1	outskirts/ przedmie- ścia	0.48	0.73	0.26	11786	784	6.5	6.9	6
2	centre/ centrum	0.73	0.57	0.44	10937	1145	7.34	8.41	15
3	centre/ centrum	0.82	0.54	0.53	5168	625	7.88	9.24	17
4	centre/ centrum	1.54	0.42	0.38	6245	612	9.57	11.37	19

vehicle is vehicle 1 which will consume potentially less fuel in all analyzed cases. Like in the previous analysis (Tab. 3) in case of deteriorating traffic conditions (rise of  $\Phi$ ) relative difference of fuel consumption is steadily growing. In case of the lightest operation conditions (route No. 1) this difference is 6%, and in case of the most difficult operation conditions (route No. 4) this difference reaches 19%. On account of the fact that reference fuel consumption was calculated at the same mass of vehicles 1 and 2 it may be concluded that vehicle 1 has more efficient drive system.

## 5. Conclusions

Presented method enables to determine reference fuel consumption for registered operation conditions. Operation conditions are described by distribution of parameter  $\Phi$  (it takes into account both an influence of external conditions and a style of driving a car by a driver) and by the following parameters: share of propulsion phase ( $L_n/L$ ) share of work at idle speed ( $t_{bj}/t_c$ ). Reference fuel consumption calculated with the use of this method may be compared with registered operational fuel consumption. For example, having the results of such an analysis it may be explicitly determined whether an increase of operational fuel consumption is justified by worse traffic conditions. When the measured operational fuel consumption is considerably higher than the reference fuel consumption two situations should be considered: 1. the driver realized improper style of drive system control (e.g. driving with small load and high engine speed), 2. drive system was damaged.

Preparation of fuel consumption characteristic  $Q_n = f(\Phi)$  proposed in this paper by car dealers (one drive in urban

zużycia paliwa sukcesywnie wzrasta. Przy najłżejszych warunkach eksploatacji (trasa nr 1) różnica ta wynosi 6%, a przy najtrudniejszych warunkach eksploatacji (trasa nr 4) różnica ta dochodzi do 19%. Ze względu na to, że referencyjne zużycie paliwa zostało obliczone przy tej samej masie pojazdów 1 i 2 można wnioskować, że pojazd 1 ma bardziej efektywny układ napędowy.

## 5. Wnioski

Przedstawiona metoda umożliwia wyznaczenie referencyjnego zużycia paliwa dla zarejestrowanych warunków eksploatacji. Warunki eksploatacji opisane są rozkładem parametru  $\Phi$  (obejmuje zarówno wpływ warunków zewnętrznych jak również styl jazdy kierowcy) oraz parametrami: udział fazy napędowej ( $L_n/L$ ) i udział pracy na biegu jałowym ( $t_{bj}/t_c$ ). Obliczone tą drogą referencyjne zużycie paliwa można porównać z zarejestrowanym, eksploatacyjnym zużyciem paliwa. Przykładowo dysponując wynikami takiej analizy można jednoznacznie stwierdzić czy wzrost eksploatacyjnego zużycia paliwa jest uzasadniony gorszymi warunkami ruchu. W przypadku, gdy zmierzone, eksploatacyjne zużycie paliwa jest znacząco większe niż referencyjne zużycie paliwa należy rozważyć dwie sytuacje: 1. kierowca przyjął niepoprawny sposób sterowania układem napędowym (np. jazda przy małym obciążeniu i jednocześnie wysokiej prędkości obrotowej silnika), 2. uszkodzony został układ napędowy.

Przygotowanie przez firmy sprzedające samochody zaproponowanej w pracy charakterystyki zużycia paliwa  $Q_n = f(\Phi)$  (jeden przejazd w warunkach ruchu miejskiego z rejestracją podstawowych parametrów pracy silnika i pojazdu) pozwoliłoby porównywać efektywność energetyczną

cycle with registration of basic engine work and vehicle parameters) would enable to compare energy efficiency of various vehicles drive systems. It would take place in more reliable way than it happens today, i.e. comparison of fuel consumption in conditions of a chosen certification test. Generally, a vehicle with more efficient drive system would have  $Q_n = f(\Phi)$  characteristic located lower. Having additionally a map of operation conditions (described by parameter  $\Phi$  distribution) for a chosen agglomeration or travel route, fuel consumed by a given vehicle may be forecasted. For example, a person who is going to buy a car may compare various cars in respect of fuel consumption depending on the style of car operation specific for this person.

układów napędowych różnych pojazdów. Odbływałyby się to w sposób bardziej miarodajny niż jest to czynione obecnie – porównywanie zużycia paliwa osiągniętego w warunkach wybranego testu homologacyjnego. W ogólnym przypadku pojazd o bardziej efektywnym układzie napędowym będzie posiadał niżej położoną charakterystykę  $Q_n = f(\Phi)$ . Dysponując dodatkowo mapą warunków eksploatacji (określonych rozkładem parametru  $\Phi$ ) dla wybranej aglomeracji lub trasy przejazdu można prognozować zużycie paliwa wybranego pojazdu. Przykładowo, ktoś decydując się na zakup samochodu może przeprowadzić porównanie różnych egzemplarzy ze względu na ilość zużywanego paliwa przy sposobie eksploatacji właściwym dla niego jako kierowcy.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Casey E.J., Smith W.J., Timoney D.J.: Examination of Low-cost Systems for the Determination of Kinematic Driving Cycles and Engine Operating Conditions in Dublin, Ireland. SAE 2009 Powertrains Fuels and Lubricants Meeting, November 2009, San Antonio, TX, USA, Session: On-Board Diagnostics. SAE 2009, 2009-01-2791.
- [2] Cayot J. F.: Compared fuel consumption between gasoline and diesel cars during short urban drive. Reducing automobile fuel consumption: a challenge for the turn of the century, Rueil-Malmaison, 4 X 1996.
- [3] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechnik Warszawskiej, Warszawa 1999.
- [4] Cichy M., Kropiwnicki J., Makowski S.: Model silnika spalinowego w formie grafów wiązań (GW). A model of the IC engine in the form of the bond graph (BG). Silniki Spalinowe - Combustion Engines, 2004 s. 40-47.
- [5] Cichy M.: Modelowanie systemów energetycznych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001.
- [6] Combe T., Kollreider A., Riel A., Schyr Ch.: Modellabbildung des Antriebsstrangs-Echtzeitsimulation der Fahrzeugaengodynamik. MTZ 1/2005, s. 50-59.
- [7] Kretzsch M., Günther M., Elsner N., Zwahr S.: Modellansätze für die virtuelle Applikation von Motorsteuergeräten. MTZ 09/2009: 665-670.
- [8] Kropiwnicki J.: Influence of traffic conditions on the operating fuel consumption. Developments in Mechanical Engineering, Gdańsk University of Technology Publishers, Gdańsk 2009, Volume 3.
- [9] Kropiwnicki J.: Koncepcja nowego testu energetycznego dla pojazdów samochodowych. Archiwum Motoryzacji. 2007, nr 2, s. 169-183.
- [10] Kropiwnicki J.: Możliwości parametrycznej identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu samochodowego. Journal of KONES: Powertrain and Transport. Vol. 15, nr 4 (2008), s. 289-296.
- [11] Kulkarni A. V., Sapre R. R., Sonchal Ch. P.: Gps-Based Methodology for Drive Cycle Determination. SAE 2005 World Congress & Exhibition, April 2005, Detroit, MI, USA, Session: Testing and Instrumentation (Part 1 & 2). SAE 2005, 2005-01-1060.
- [12] Leung D. Y. C., Williams D. J.: Modelling of motor vehicle fuel consumption and emissions using a power-based model. Environmental Monitoring and Assessment 65: 21-29, 2000.
- [13] Merkisz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
- [14] Romaniszyn K.M.: Ocena różnic w określaniu zużycia paliwa samochodu na podstawie charakterystyki uniwersalnej i dynamicznej. Silniki Spalinowe 2/2004 (119): 48-54.
- [15] Siłka W.: Teoria ruchu samochodu. WNT, Warszawa 2002.
- [16] Tzirakis E., Pitsas K., Zannikos F., Stournas S.: Vehicle emissions and driving cycles: comparison of the athens driving cycle (ADC) with ECE-15 and european driving cycle (EDC). Global NEST Journal, Vol 8, No 3: 282-290, 2006.
- [17] Ubysz A.: Energochłonność samochodu a zużycie paliwa w złożonych warunkach ruchu. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- [18] Wang Yunlong, Li Xiansheng, Cai Fengtian, Guan Yuzhe, Li Shiwu: Fuel Consumption Model for Passenger Vehicle in China. FISITA 2008 World Automotive Congress. F2008-10-029.

Mr Jacek Kropiwnicki, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Gdańsk University of Technology.

Dr inż. Jacek Kropiwnicki – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

e-mail: [jkropiwn@sunrise.pg.gda.pl](mailto:jkropiwn@sunrise.pg.gda.pl)



## The possibilities of improvement of spark ignition engine efficiency through dual fueling of methanol and gasoline

*The paper presents the results of the investigations into a dual fuel spark ignition multipoint methanol/gasoline injection engine where the injection is realized into the area of the intake valve. The engine fuel feed was realized through a prototype intake system having double electronically controlled injectors. The here used system can feed the engine with gasoline and methanol separately and the combustion of the mixture of the said fuels with any given methanol content. The test were performed on a 4-cylinder spark ignition engine (Fiat 1100 MPI). The paper presents the comparative results of the efficiency of the dual fuelled engine at variable methanol content. The investigations revealed an advantageous influence of methanol addition on the engine efficiency, particularly for higher methanol content and higher loads.*

Key words: dual fuel engine, methanol, overall efficiency, exhaust emissions

### Możliwości poprawy sprawności silnika o zapłonie iskrowym przez dwupaliwowe zasilanie alkoholem metylowym i benzyną

*W artykule przedstawiono wyniki badań dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem alkoholu i benzyny w okolice zaworu dolotowego. Zasilanie silnika realizowano przez prototypowy układ dolotowy zawierający podwójne wtryskiwacze sterowane elektronicznie. Zastosowany system umożliwia zasilanie silnika samą benzyną lub alkoholem oraz spalanie równoczesne mieszaniny obydwu paliw o dowolnym udziale alkoholu. Badania wykonano na 4-cylindrowym silniku o zapłonie iskrowym Fiat 1100 MPI. W artykule przedstawiono porównawcze wyniki badań sprawności silnika zasilanego dwupaliwowo o zmiennym udziale alkoholu metylowego. Badania pokazały korzystny wpływ dodatku alkoholu na sprawność silnika, szczególnie dla większych udziałów alkoholu i obciążeń silnika.*

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, alkohol metylowy, sprawność ogólna, toksyczność spalin

#### 1. Introduction

A growing interest in alcohol application in engine fuelling has been observed for many decades now [1-6]. A particularly high trend in this matter was observed in the 1970s of the last century and was triggered by the fuel crisis and a sharp growth of the crude oil prices. The fact that the content of lead compounds (additives boosting the fuel octane number) was limited in the fuel also contributed to the situation. The engineers began to use mixtures of gasoline and alcohol, chiefly due to the need of boosting the fuel octane number. The basic problem of this type of fueling was the phenomenon of splitting of these mixtures at lower temperatures and in the presence of water. For this reason the alcohol content in the mixtures was limited to a few per cent. This content could be increased through the use of stabilizers such as ethers, yet even that additive could not increase the alcohol content more than several per cent by volume. A more advantageous is the exclusive use of methanol for it takes advantage of the high knocking resistance allowing an increase in the compression ratio and engine overall efficiency including its unit power output [2, 3, 7, 11]. This trend is particularly well developed in Brazil where approximately 2 million ethanol fueled vehicles (made from cassava and sugar cane) are used [12].

A common application of multipoint injection for light fuels opens up new possibilities of adding alcohol to gasoline.

#### 1. Wstęp

Zainteresowanie zastosowaniem alkoholu do zasilania silników obserwowane jest od kilkudziesięciu lat [1-6]. Szczególne nasilenie tych tendencji wystąpiło w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku i było spowodowane poważnym kryzysem paliwowym oraz gwałtownym wzrostem cen ropy naftowej. Nie bez znaczenia było również ograniczenie stosowania związków ołowiu jako dodatków zwiększających liczbę oktanową benzyn. Zaczęto wtedy stosować mieszaniny benzyny i alkoholu, głównie ze względu na potrzebę zwiększenia jej liczby oktanowej. Podstawowym problemem tego zasilania było jednak zjawisko rozwarstwiania mieszanin w niskich temperaturach i w obecności wody. Z tego powodu zawartość alkoholu w mieszaninach była ograniczona do kilku procent. Zawartość tę można było zwiększyć przez zastosowanie stabilizatorów takich jak eter, jednak i tak dodatek alkoholu nie przekraczał kilkunastu procent objętościowych. Znacznie korzystniejsze jest stosowanie alkoholu jako paliwa samoistnego, bowiem pozwala ono w pełni wykorzystać dużą odporność przeciwstukową alkoholu umożliwiającą zwiększenie stopnia sprężania i wzrost sprawności ogólnej oraz mocy jednostkowej silnika [2, 3, 7, 11]. Kierunek ten jest szczególnie rozwinięty w Brazylii, gdzie jest eksploatowanych około 2 mln samochodów zasilanych alkoholem etylowym pozyskiwanym z manioku i trzciny cukrowej [12].

In the solution described in this paper additional injectors for each cylinder were applied. The original injectors were used for the injection of methanol and the additional ones for the injection of gasoline. This system enables a simultaneous feed of methanol and gasoline and the content of methanol may vary in the range 0÷100% depending on the engine load and engine speed [7-9]. The assumption behind the investigations was feeding of the engine exclusively with gasoline or gasoline and a small amount of methanol at small loads. The content of methanol grew as the engine load increased. The composition of the mixture was controlled by the opening time of the gasoline and methanol injectors. The planned final stage of the research will be the increase in the compression ratio up to the values limiting the knocking combustion when fueled exclusively with methanol. This will allow an increase in the engine efficiency at part loads when the engine is fueled mainly with gasoline. It should be noted that this trend in the fueling is currently investigated by Volvo and Ford, which is confirmed in the literature [13].

## 2. Engine fuel feed

The idea behind the prototype engine fuel feed is the application of two injectors in each cylinder (separate for gasoline and methanol). The schematics of the prototype intake manifold have been presented in Fig. 1. The additional injectors were placed in the front part of the manifold. This required a modification of the manifold in order to enable the fitting of the injectors and making a new fuel rail for the additional injectors. For the fitting of the injectors steel sleeves were used glued into the manifold with an epoxy. The need to make the fuel rail resulted from a different than original distance between the injectors (37 mm). Methanol was injected through a standard gasoline injector and gasoline was injected through an additional injector. A more detailed description of the engine and the test stand has been shown in works [7, 8].

The tests were carried out on a 4-cylinder spark ignition multipoint injection engine (Fiat 1100 MPI). The technical data of this engine were shown in Table 1.

## 3. Test results analysis

The comparative tests of the dual fueling were carried out with 20, 40, 60, 80 and 100% methanol. The injection

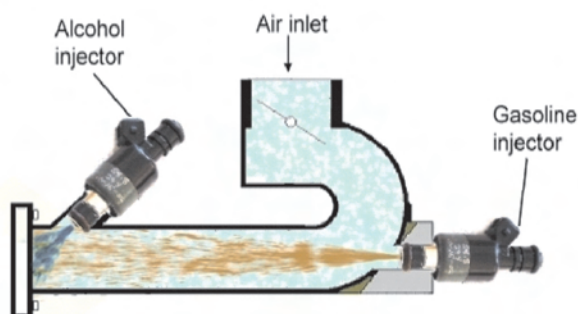


Fig. 1. Schematics of the prototype intake manifold of Fiat 1100 MPI

Rys. 1. Schemat prototypowego kolektora dolotowego silnika Fiat 1100 MPI

Powszechnie stosowanie wielopunktowego wtrysku paliw lekkich stwarza nowe możliwości w zakresie wielkości dodatku alkoholu do benzyny. W rozwiązaniu opisywanym w niniejszej pracy zastosowano dodatkowe wtryskiwacze na każdym cylindrze, przy czym oryginalne wtryskiwacze przeznaczone do wtrysku alkoholu, natomiast dodatkowe do wtrysku benzyny. System ten umożliwia równoczesne zasilanie silnika benzyną i alkoholem, a udział alkoholu może zmieniać się w granicach 0÷100% zależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika [7-9]. Założeniem przeprowadzonych prac badawczych było zasilanie silnika przy małych obciążeniach samą benzyną lub mieszaniną z niewielkim dodatkiem alkoholu. Udział alkoholu zwiększał się w miarę wzrostu obciążenia silnika. Właściwy skład spalanej mieszaniny paliwej sterowany był czasem otwarcia wtryskiwaczy benzynowego i alkoholowego. Kończącym etapem prac będzie zwiększenie stopnia sprężania do wartości ograniczonych spalaniem stukowym przy zasilaniu samym alkoholem. Pozwoli to na zwiększenie sprawności silnika przy częściowych obciążeniach, kiedy silnik będzie zasilany w głównej mierze benzyną. Należy zaznaczyć, że ten kierunek zasilania jest obecnie badany przez firmy Volvo i Ford, o czym świadczą doniesienia literaturowe [13].

## 2. System zasilania silnika

Istotą prototypowego systemu zasilania jest zastosowanie podwójnych wtryskiwaczy na każdym cylindrze, do wtrysku alkoholu i benzyny. Schemat prototypowego kolektora dolotowego przedstawiono na rys. 1. Dodatkowe wtryskiwacze umieszczono w przedniej części kolektora. Wymagało to przeróbki kolektora umożliwiającej montaż wtryskiwaczy oraz wykonania nowej szyny paliwowej dla wtryskiwaczy dodatkowych. Do montażu wtryskiwaczy zastosowano tulejki stalowe wklejone do kolektora na kleju epoksydowym. Konieczność wykonania prototypowej szyny paliwowej wynikała z innego rozstawu wtryskiwaczy wynoszącego 37 mm. Alkohol wtryskiwany był przez wtryskiwacz benzyny stosowany w standardowym silniku, benzyna przez wtryskiwacz dodatkowy. Dokładniejsze opisy silnika i stanowiska badawczego przedstawiono w pracach [7, 8].

Badania przeprowadzono na 4-cylindrowym silniku o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem paliwa typ Fiat 1100 MPI. Dane techniczne silnika zamieszczono w tabeli 1.

Table 1. Technical data of the Fiat engine (1100 MPI)

Tabela 1. Dane techniczne silnika Fiat 1100 MPI

Engine type/typ silnika	Fiat 1100 MPI
Bore x stroke/średnica cylindra x skok	70 x 72 mm
Displacement/pojemność skokowa	1108 cm <sup>3</sup>
Compression ratio/stopień sprężania	9.6
Power output/engine speed/moc znamionowa/prędkość obrotowa	40 kW/5000 rpm
Maximum torque/engine speed/maksymalny moment obrotowy/prędkość obrotowa	88 N·m/3000 rpm

timing was identical as in the case of gasoline fueling. The comparison of the engine parameters consisted in a referral to the values obtained when fueled with gasoline only injected through the original injector of the standard engine. In the dual fueling gasoline was injected through the additional injector and methanol through the original injector. We should note that at low alcohol content, a large content of gasoline injected through the additional injector located far from the intake valve deteriorates the conditions of gasoline-air mixture formation, which could have an effect on the engine parameters.

The comparison of the overall efficiency of the engine in the function of engine load for different methanol content has been shown in Fig. 2. The energy methanol share has been determined from the dependence:

$$U_m = \frac{G_m \cdot H_m}{G_b \cdot H_b + G_m \cdot H_m} \cdot 100\% \quad (1)$$

where:  $G_m$ ,  $G_b$  – hourly methanol and gasoline consumption [kg/h],  $H_m$ ,  $H_b$  – calorific value of methanol and gasoline [J/kg].

The addition of methanol results in an increase of the overall engine as the methanol, content and engine load grow. For higher methanol content the efficiency was higher than when fueled with gasoline only. Particularly high differences occur when fuelling with pure methanol (100% content). For a small addition of methanol (20% content) at low engine loads, the efficiency under dual fueling was lower than under traditional fueling. This however does not challenge the positive impact of the methanol addition on the engine efficiency as the results were probably affected by the fact that under dual fueling gasoline was injected through an additional injector distant from the intake valve. This influenced the conditions of gasoline-air mixture formation decided about the obtained efficiency (the gasoline content in the mixture was higher and the engine load low). Under the discussed engine operating conditions the advantageous influence of methanol, proportional to its content in the charge, did not compensate the loss of efficiency caused by the deterioration of the conditions of evaporation and mixing of the gasoline-air mixture. We should note that earlier, preliminary tests, performed after fitting of the prototype manifold have shown an adverse effect of the injection location on the engine efficiency. The authors think that better results would have been obtained if a preliminary methanol and gasoline mixer had been installed and an injection of the prepared mixture been realized through the original injector. These issues are to be investigated in detail in further research.

It is worth noting that when fueling exclusively with methanol the engine developed a torque of approximately 5% more as opposed to gasoline fueling. This has been obtained without changing of the ignition timing; hence, we can assume that the engine performance can still be better if the engine is fueled with methanol and properly optimized. The analysis presented in this paper was limited to the points of work for the same engine loads. With this as-

### 3. Analiza wyników badań

Badania porównawcze zasilania dwupaliwowego wykonano przy udziale alkoholu metylowego 20, 40, 60, 80 i 100% liczonym energetycznie. Kąt wyprzedzenia wtrysku był identyczny jak przy zasilaniu benzyną. Porównanie wartości parametrów silnika odnoszono do wartości uzyskanych przy zasilaniu samą benzyną, wtryskiwaną przez oryginalny wtryskiwacz standardowego silnika. Przy zasilaniu dwupaliwowym benzyna była wtryskiwana przez wtryskiwacz dodatkowy a alkohol przez wtryskiwacz fabryczny. Należy zaznaczyć, że przy małych udziałach alkoholu, duża ilość benzyny wtryskiwana przez dodatkowy wtryskiwacz oddalony od zaworu dolotowego pogarsza warunki tworzenia mieszaniny benzyna-powietrze, co mogło mieć wpływ na parametry silnika.

Porównanie sprawności ogólnej silnika w funkcji obciążenia silnika dla różnych udziałów metanolu przedstawiono na rys. 2. Energetyczny udział metanolu określano z zależności (1),

gdzie:  $G_m$ ,  $G_b$  – godzinowe zużycia metanolu i benzyny [kg/h],  $H_m$ ,  $H_b$  – wartość opałowa metanolu i benzyny [J/kg].

Dodatek metanolu powoduje zwiększenie sprawności ogólnej silnika w miarę powiększania udziału metanolu i obciążenia silnika. Dla większych udziałów metanolu sprawności były większe od występujących przy zasilaniu samą benzyną. Szczególnie duże różnice występują przy zasilaniu samym metanolem (udział 100%). Dla niewielkiego dodatku metanolu (udział 20%) przy małych obciążeniach, sprawność przy zasilaniu dwupaliwowym była mniejsza niż przy zasilaniu tradycyjnym. Nie podważa to jednak korzystnego wpływu dodatku metanolu na sprawność, bowiem wpływ na wyniki miał prawdopodobnie fakt, że przy zasilaniu dwupaliwowym benzyna była wtryskiwana przez dodatkowy wtryskiwacz oddalony od zaworu dolotowego. Miało to wpływ na warunki tworzenia mieszaniny benzyna-powietrze i przy przewadze udziału benzyny oraz małych obciążeniach silnika decydowało o uzyskiwanej sprawności. W omawianych warunkach pracy silnika korzystny wpływ metanolu, proporcjonalny do jego udziału w ładunku, nie kompensował straty sprawności powodowanej pogorszeniem warunków odparowania i mieszania benzyny z powietrzem. Należy zaznaczyć, że już wcześniejsze badania wstępne wykonane po zamontowaniu prototypowego kolektora wykazały niekorzystny wpływ zmiany położenia punktu wtrysku benzyny na sprawność silnika. Wydaje się, że korzystniejsze wyniki można byłoby uzyskać przy zastosowaniu mieszalnika wstępnego alkoholu i benzyny, i wtrysku przygotowanej wcześniej mieszaniny przez oryginalny wtryskiwacz. Zagadnieniom tym będą poświęcone planowane w przyszłości badania.

Warto podkreślić, że przy zasilaniu samym metanolem silnik rozwijał moment obrotowy większy o około 5% w stosunku do zasilania benzyną. Wynik ten uzyskano bez optymalizacji kąta wyprzedzenia zapłonu, a więc można zakładać, że osiągi silnika przy zasilaniu metanolem i optymalizacji regulacji mogą być jeszcze wyższe. W analizie

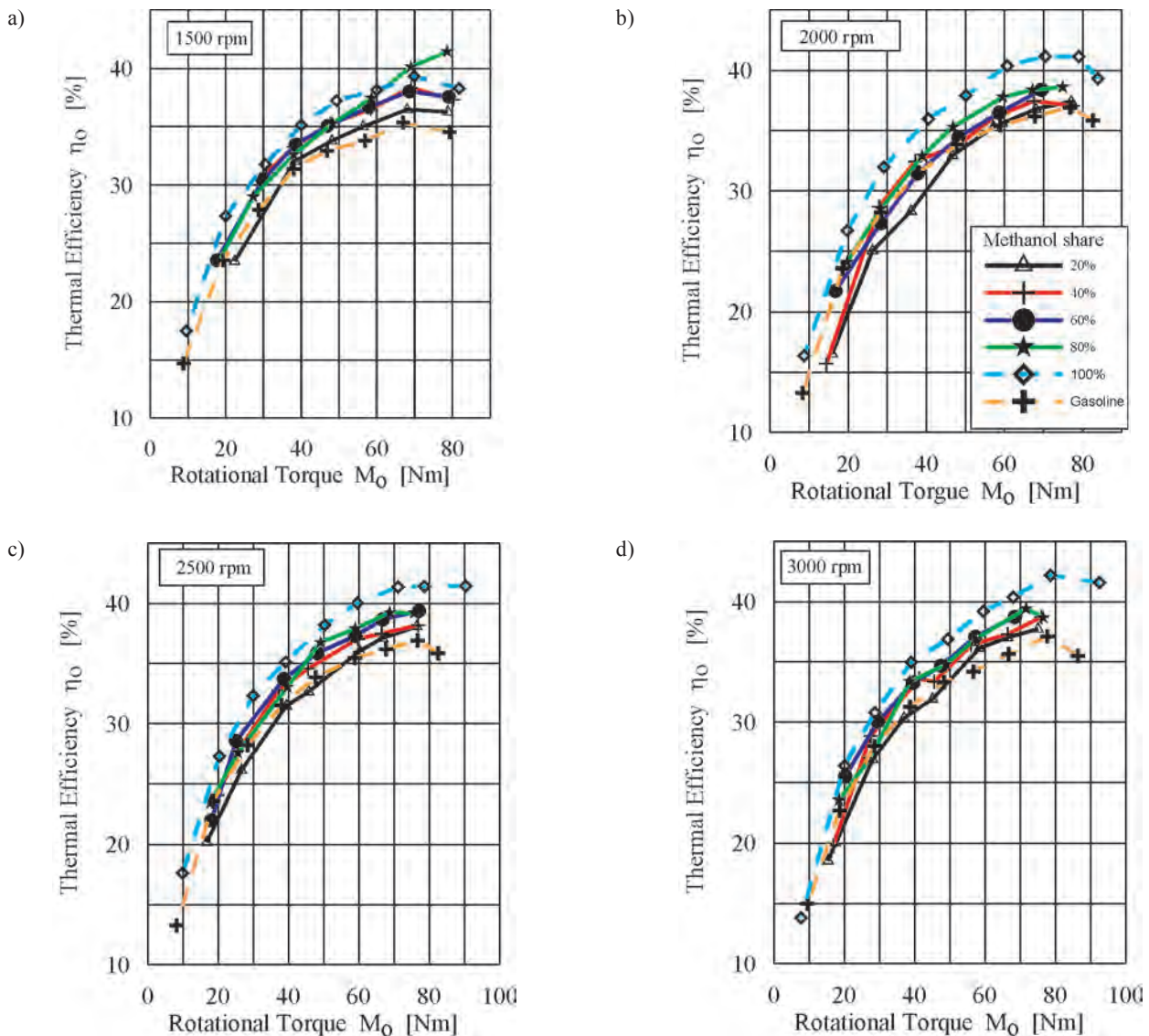


Fig. 2. The comparison of thermal efficiency of the engine fueled with gasoline only and dual fuel for different methanol content

Rys. 2. Porównanie sprawności ogólnej silnika zasilanego samą benzyną i dwupaliwowo przy różnych udziałach metanolu

sumption the engine points of work of higher torque as opposed to gasoline fueling have been omitted.

The comparison of the engine overall efficiency, shown in Fig. 2 indicates that the dual fueled engine operates with a higher efficiency almost in the whole range of engine load and engine speed. The differences in the efficiencies grow as the methanol content in the charge and the load increase. In the range of medium and maximum loads the absolute differences are 2–5%, which gives an absolute increase in the efficiency of 6–16%, decisive of the operational energy consumption.

It seems that both the growth of the maximum operating parameters and engine efficiency could result from a higher speed of methanol combustion, which generates lower thermal losses in a cycle. At the same time, higher methanol heat of evaporation influences the reduction of the charge temperature in the compression stroke and in the beginning of the combustion, which could lead to a reduction of the mechanical losses in the compression stroke and, thus a boost

przedstawionej w niniejszej pracy ograniczono się jedynie do punktów pracy dla tych samych obciążeń silnika. Przy tym założeniu punkty pracy silnika o większym momencie obrotowym w stosunku do zasilania benzyną zostały pominięte.

Porównanie sprawności ogólnej silnika przedstawione na rys. 2 wskazuje, że silnik zasilany dwupaliwowo pracuje z większą sprawnością prawie w całym zakresie zmian obciążenia i prędkości obrotowej. Równocześnie różnice w sprawnościach powiększają się wraz ze wzrostem udziału metanolu w ładunku i obciążenia silnika. W zakresie średnich i maksymalnych obciążeń różnice bezwzględne wynoszą 2–5%, co daje wzrost względny sprawności, decydujący o eksploatacyjnych zużyciach energii, w zakresie 6–16%.

Wydaje się, że zarówno wzrost maksymalnych parametrów eksploatacyjnych, jak i sprawności silnika może być spowodowany przez większą szybkość spalania metanolu, co powoduje mniejsze straty ciepłne w cyklu. Równocześnie większe ciepło parowania metanolu wpływa na obniżenie

in the efficiency. A further growth of the engine parameters could be obtained through increasing of the compression ratio and optimization of the engine settings. The proposed system of dual fueling with active methanol content adjustment depending on the engine load and engine speed enables the implementation of the discussed modifications.

The absolute change of the engine efficiency in the measuring points has been determined as the difference of efficiencies under dual fueling and traditional fueling at the same load and engine speed:

$$\Delta\eta_o = \eta_d - \eta_b \quad (2)$$

where:  $\Delta\eta_o$  – change of the engine overall efficiency [%],  $\eta_d$  – engine efficiency under dual fueling [%],  $\eta_b$  – engine efficiency under gasoline fueling [%].

The courses of absolute values of the efficiency changes under dual fueling have been presented in Fig. 3 and 4.

The influence of dual fueling on the operational fuel consumption can be determined through a relative change in the overall efficiency from the formula:

$$\delta_o = \frac{\Delta\eta_o}{\eta_b} \cdot 100\% \quad (3)$$

The courses of the values of the relative change in the overall engine efficiency in the function of engine load for different methanol content as shown in Fig. 5 indicate a significant improvement of the engine efficiency in medium and maximum engine loads, particularly for higher methanol content. The relative changes in the engine efficiency above 10% should contribute to the reduction of the operational fuel consumption and improvement of its environmental features. The analysis of fig. 5, however, indicates a drop in the efficiency in the range of lower engine loads. The relative changes in the efficiency under these conditions are important – they may have impact on the operational fuel consumption as the share of the engine operation at small loads is large, particularly in city traffic of high congestion.

The collection of all the layouts of values of the relative change of the efficiency on a plane  $\delta_o$ - $M_o$  for the engine speed 1500-4500 rpm and methanol content 20-100% has been shown in Fig. 6.

From the location of the points in Fig. 6 it results that in the majority of engine work states dual fueling increases the engine overall efficiency. A reduction in the efficiency at some measuring points,

temperatury ładunku w czasie sprężania i na początku procesu spalania, co może prowadzić do zmniejszenia strat mechanicznych w suwie sprężania i powiększenia sprawności. Dalszy wzrost parametrów silnika może być osiągnięty przez zwiększenie stopnia sprężania i optymalizację regulacji silnika. Zaproponowany system dwupaliwowego zasilania z aktywną zmianą udziału alkoholu zależnie od obciążenia silnika i prędkości obrotowej umożliwia wprowadzenie sygnalizowanych zmian.

Bezwzględna zmianę sprawności silnika w punktach pomiarowych określono jako różnicę sprawności przy zasilaniu dwupaliwowym i tradycyjnym przy tym samym obciążeniu i prędkości obrotowej – wzór (2),

gdzie:  $\Delta\eta_o$  – zmiana sprawności ogólnej silnika [%],  $\eta_d$  – sprawność silnika przy zasilaniu dwupaliwowym [%],  $\eta_b$  – sprawność silnika przy zasilaniu benzyną [%].

Przebiegi wartości bezwzględnych zmian sprawności przy zasilaniu dwupaliwowym przedstawiono na rys. 3 i 4.

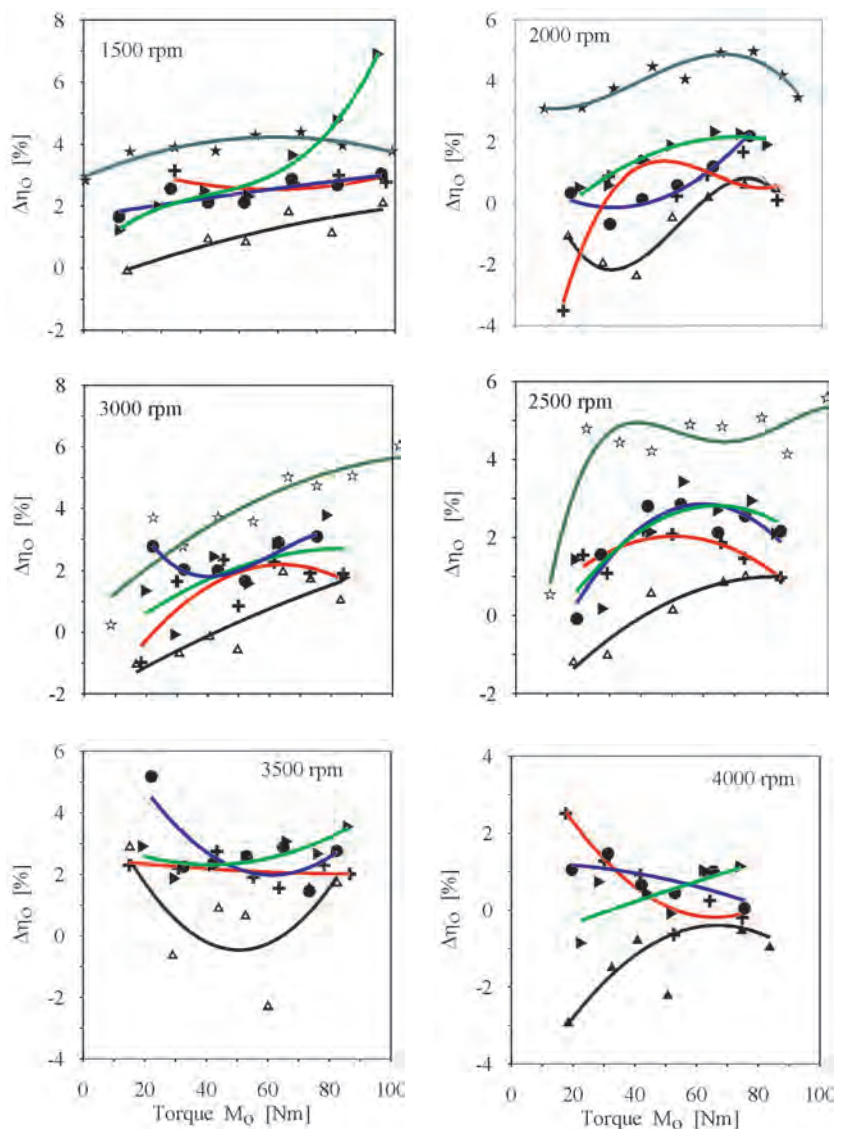


Fig. 3. Changes of thermal efficiency of dual fuelled engine for various methanol share  
Rys. 3. Zmiany sprawności silnika zasilanego dwupaliwowo przy różnych udziałach metanolu

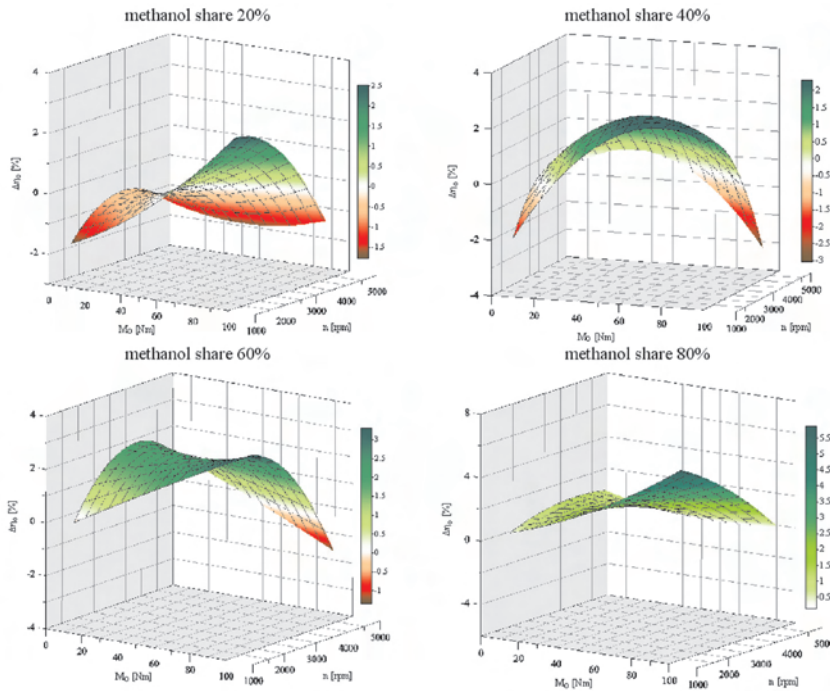


Fig. 4. Changes in thermal efficiency of dual fueled engine for constant methanol content  
 Rys. 4. Zmiany sprawności ogólnej silnika zasilanego dwupaliwowo dla stałych udziałów metanolu

particularly in the range of low loads and small methanol content could be attributed to the different gasoline injection as compared to the standard engine.

For a better depiction of the influence of dual fueling on the energy consumption an additional index was introduced (a product of an absolute change in the engine efficiency determined from formula (2) and power obtained by the engine at a given measuring point:

$$Z_o = \Delta\eta_o \cdot N_e \tag{4}$$

where:  $Z_o$  – energy advantage index resulting from dual fueling [% kW],  $\Delta\eta_o$  – absolute change in the overall engine efficiency in the measuring point [%],  $N_e$  – engine power during the measuring while dual fueled [kW].

$Z_o$  can assume negative or positive values depending on the  $\Delta\eta_o$ . An additional parameter could be the sum of values  $Z_o$  for  $n = \text{const}$  and  $U_m = \text{const}$  while changing the engine load:

$$\Omega = \sum_{i=1}^{i=n} (Z_o)_i \tag{5}$$

where:  $\Omega$  – the sum of indexes  $Z_o$  of the load characteristics for  $n = \text{const}$  and  $U_m = \text{const}$  [%kW],  $(Z_o)_i$  – index value in an  $i$ -th measuring point.

According to the adopted definition the set of points of one load characteristic and one methanol content corresponds to one value of sum  $\Omega$ . The changes on the  $\Omega$  value in the function of engine speed for constant methanol content have been shown in Fig. 7. The points located above the red

Wpływ dwupaliwowego zasilania silnika na eksploatacyjne zużycie paliwa może być określony przez względną zmianę sprawności ogólnej określonej z wzoru (3).

Przebiegi wartości względnej zmiany sprawności silnika w funkcji obciążenia dla różnych udziałów metanolu pokazane na rys. 5 wskazują na znaczącą poprawę sprawności silnika w zakresie średnich i maksymalnych obciążeń silnika, szczególnie dla większych udziałów metanolu. Zmiany względne sprawności powyżej 10% powinny przyczynić się do zmniejszenia eksploatacyjnego zużycia paliwa i poprawy jego cech ekologicznych. Analiza rys. 5 wskazuje jednak na zjawisko zmniejszenia sprawności w zakresie mniejszych obciążeń silnika. Względne zmiany sprawności w tych warunkach są istotne, co może wpływać na eksploatacyjne zużycie paliwa, bowiem udział pracy silnika na niewielkich obciążeniach jest znaczny, szczególnie w warunkach jazd miejskich o dużym natężeniu ruchu.

Zbiór rzutów wszystkich wartości względnej zmiany sprawności na płaszczyznę  $\delta_o$ - $M_o$  dla prędkości obrotowych 1500-4500 obr/min i udziałów metanolu 20-100% przedstawiono na rys. 6.

Z położenia punktów na rysunku 6 wynika, że w przeważającej liczbie stanów pracy silnika zasilanie dwupaliwowe korzystnie wpływa na sprawność ogólną powodując jej wzrost. Zmniejszenie sprawności w niektórych punktach pomiarowych, głównie w zakresie małych obciążeń i niewielkich udziałów metanolu, można wiązać z odmiennym wtryskiem benzyny w stosunku do wtrysku w silniku standardowym.

Dla lepszego zobrazowania wpływu zasilania dwupaliwowego na zużycie energii wprowadzono dodatkowy wskaźnik będący iloczynem bezwzględnej zmiany sprawności silnika określonej z wzoru (2) i mocy rozwijanej przez silnik w badanym punkcie pomiarowym – (4), gdzie:  $Z_o$  – wskaźnik korzyści energetycznej wynikającej z zasilania dwupaliwowego [%kW],  $\Delta\eta_o$  – bezwzględna zmiana sprawności ogólnej silnika w punkcie pomiarowym [%],  $N_e$  – moc silnika rozwijana w czasie pomiaru przy zasilaniu dwupaliwowym [kW]

Wartości wskaźnika  $Z_o$  mogą przyjmować wartości ujemne lub dodatnie zależnie od znaku  $\Delta\eta_o$ . Dodatkowym parametrem może być suma wartości  $Z_o$  dla  $n = \text{const}$  i  $U_m = \text{const}$  przy zmianach obciążenia silnika – (5), gdzie:  $\Omega$  – suma wskaźników  $Z_o$  charakterystyki obciążeniowej dla  $n = \text{const}$  i  $U_m = \text{const}$  [% kW],  $(Z_o)_i$  – wartość wskaźnika w  $i$ -tym punkcie pomiarowym.

Zgodnie z przyjętą definicją zbiorowi punktów jednej charakterystyki obciążeniowej i jednej wartości udziału

zero line indicate an improvement of the collective efficiency within one load characteristic. The points located below the zero line indicate a deterioration of the efficiency and the operation of the engine on the analyzed load characteristic may lead to higher fuel consumption. The analysis of Fig. 7 shows that for the methanol content of more than 20% a reduction in energy consumption should take place during engine operation. The reduction of the  $\Omega$  value for the speeds of 4000 and 4500 rpm can be compensated with a change in the ignition timing.

$Z_0$  can also be summed up for constant engine speed and variable methanol content.  $\Omega$  then, indicates the influence of methanol content

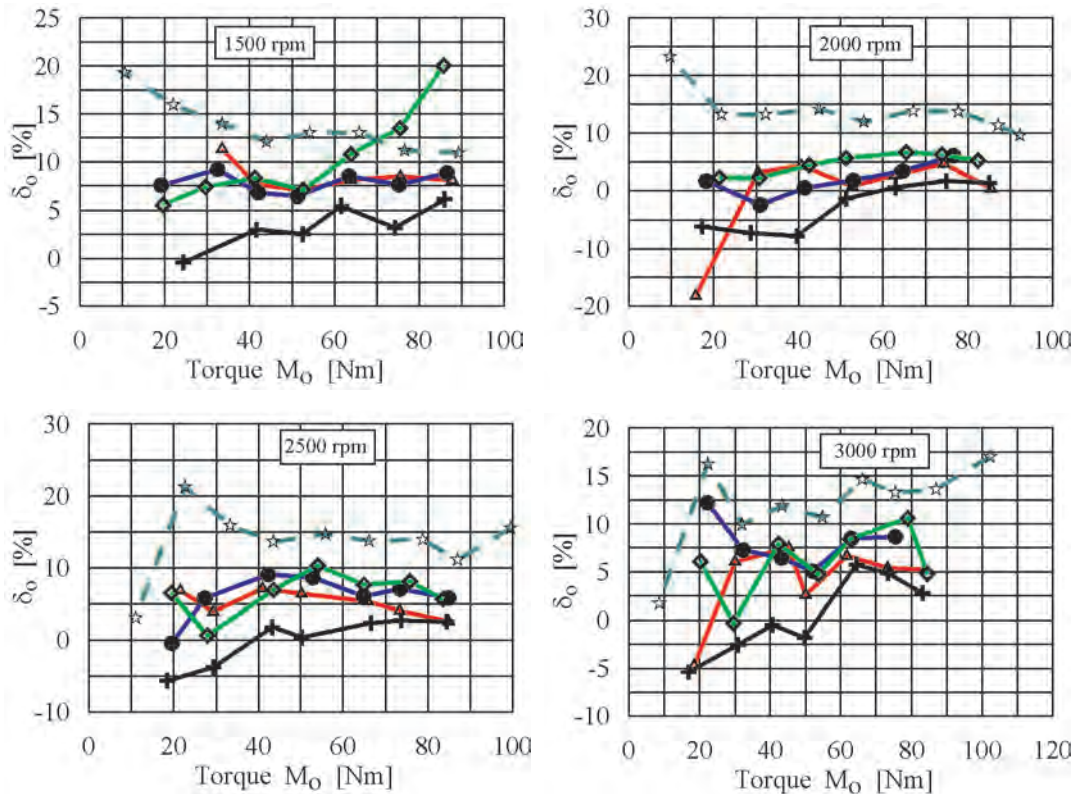


Fig. 5. Relativ changes of thermal efficiency of dual fuelled engine for various methanol share

Rys. 5. Przebieg zmian względnych sprawności ogólnej silnika zasilanego dwupaliwowo dla różnych udziałów metanolu

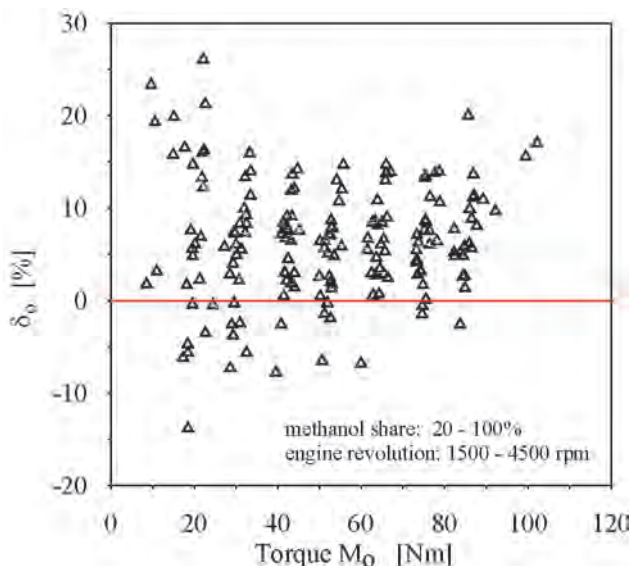
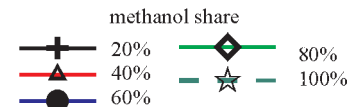


Fig. 6. Set of values the relativ changes of thermal efficiency in the examinations points for engine revolution 1500-4500 rpm and methanol share 20-100%

Rys. 6. Zbiór wartości względnej zmiany sprawności ogólnej w badanych punktach pomiarowych dla przedziału prędkości obrotowej 1500-4500 obr/min i udziału metanolu 20-100%

metanolu odpowiada jedna wartość sumy  $\Omega$ . Zmiany wartości  $\Omega$  w funkcji prędkości obrotowej dla stałych udziałów metanolu przedstawiono na rys. 7. Punkty położone powyżej czerwonej linii zerowej wskazują na poprawę sprawności sumarycznej w ramach jednej charakterystyki obciążeniowej. Punkty położone poniżej linii zerowej świadczą o pogorszeniu sprawności i eksploatacja silnika na analizowanej charakterystyce obciążeniowej może prowadzić do zwiększenia zużycia paliwa. Analiza rys. 7 wskazuje, że dla udziałów metanolu powyżej 20% powinno występować zmniejszenie zużycia energii w eksploatacji trakcyjnej silnika. Zmniejszenie wartości  $\Omega$  dla prędkości 4000 i 4500 obr/min może być kompensowane zmianą kąta wyprzedzenia zapłonu.

Wartości  $Z_0$  mogą być również sumowane dla stałej prędkości obrotowej i zmiennego udziału metanolu. Wartość  $\Omega$  wskazuje wtedy na wpływ udziału metanolu na zużycie energii przy eksploatacji silnika przy stałej prędkości obrotowej. Zmiany wartości tak zdefiniowanych sum przedstawiono na rys. 8. Z jego analizy wynika, że w przedziale zmienności prędkości obrotowej 1500-4000 obr/min występują wyraźne korzyści stosowania zasilania dwupaliwowego prowadzące do zwiększenia efektywności zużycia energii. Szczególnie duże wartości sumarycznego wskaźnika  $\Omega$  występują w okolicach maksymalnego momentu obrotowego w przedziale prędkości obrotowej 2500-3500 obr/min.

on the energy consumption at a steady engine speed. The changes in so defined sums have been presented in fig. 8. From the analysis of the figure it results that in the range of engine speed of 1500-4000 rpm clearly there are advantages of applying dual fueling leading to an increase in the energetic efficiency. Particularly high values of collective index  $\Omega$  occur around the maximum torque in the engine speed range of 2500-3500 rpm.

The total collective index  $\Omega_{sum}$  calculated for all 256 tested measuring points in the engine speed range of 1500-4500 rpm and range of methanol content of 20-100% amounts to  $\Omega_{sum} = 4996$  [% kW]. This indicates that even at certain imperfections in the mixture formation resulting from the application of the prototype intake manifold, dual fueling will cause significant economies in the energy use. A further improvement of the indexes we can expect after an optimization of the gasoline injector location, application of a single gasoline-methanol mixture injector and increasing of the engine compression ratio. It also seems that the obtained results may be translated onto other alcohols such as ethanol.

An additional effect of methanol application is an improvement of the engine ecological properties that result from the reduction of the HC and NO<sub>x</sub> concentration, which was indicated in previous works of the authors [7-9].

#### 4. Conclusions

Based on the performed investigations we can draw the following general conclusions:

1. Dual fueling of an engine (gasoline and methanol) has an advantageous effect on the external parameters such as overall engine efficiency, maximum power output and maximum torque.
2. The overall engine efficiency grows as the methanol content and engine load increase. The absolute increase in the overall engine efficiency amounted to 2÷5% and the relative increase – 6÷16%. A significant increase in

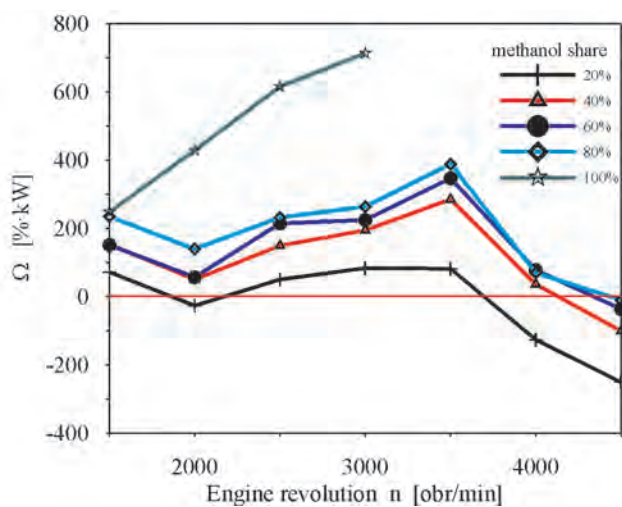


Fig. 7. Changes in the total index  $\Omega$  in the function of engine revolutions for constant methanol content

Rys. 7. Zmiany sumarycznego wskaźnika  $\Omega$  w funkcji prędkości obrotowej dla stałych udziałów metanolu w całkowitej dawce energii dostarczanej do silnika

Całkowity wskaźnik sumaryczny  $\Omega_{sum}$  obliczony dla wszystkich 256 badanych punktów pomiarowych w zakresie zmian prędkości 1500-4500 obr/min i zmian udziału metanolu 20-100% wynosi  $\Omega_{sum} = 4996$  [% kW]. Wskazuje to, że nawet przy pewnych niedoskonałościach w tworzeniu mieszaniny palnej wynikających z zastosowania prototypowego kolektora dolotowego, zasilanie dwupaliwowe będzie skutkowało istotnymi oszczędnościami zużycia energii. Dalszej poprawy wskaźników można oczekiwać przy optymalizacji położenia wtryskiwacza benzyny, zastosowania pojedynczego wtryskiwacza mieszaniny metanol-benzyna oraz powiększeniu stopnia sprężania silnika. Wydaje się również, że uzyskane wyniki badań mogą być przenoszone na inne alkohole jak np. na alkohol etylowy.

Dodatkowym efektem zastosowania alkoholu jest poprawa własności ekologicznych silnika wynikająca ze zmniejszenia stężenia węglowodorów i tlenków azotu, co sygnalizowano we wcześniejszych publikacjach autorów [7-9].

#### 4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań można wyciągnąć następujące wnioski o charakterze ogólnym:

1. Dwupaliwowe zasilanie silnika benzyną i alkoholem korzystnie wpływa na parametry zewnętrzne silnika takie jak sprawność ogólna, moc maksymalna i maksymalny moment obrotowy.
2. Wzrost sprawności ogólnej silnika zwiększa się wraz ze zwiększaniem udziału metanolu i obciążenia silnika. Bezwzględny wzrost sprawności wyniósł 2÷5%, a wzrost względny w zakresie 6÷16%. Znaczący wzrost sprawności silnika powinien prowadzić do zmniejszenia zużycia energii w eksploatacji i poprawy ekologicznych parametrów silnika.
3. Pogorszenie sprawności silnika w niektórych badanych punktach, szczególnie przy małych obciążeniach silnika i

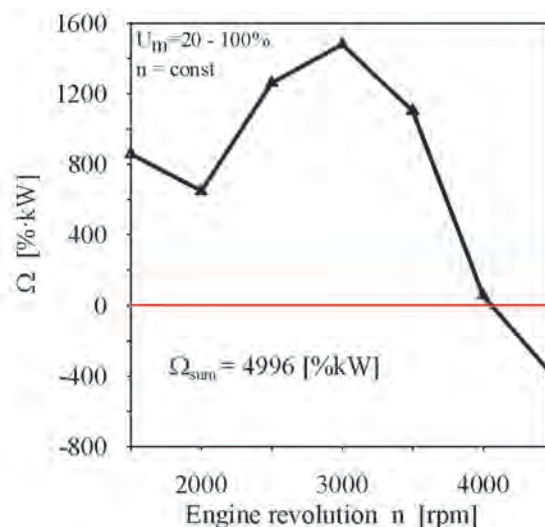


Fig. 8. Changes of the total index  $\Omega$  calculate in the range methanol share 20-100% for constant engine speed

Rys. 8. Zmiany sumarycznego wskaźnika  $\Omega$  obliczone w przedziale zmienności udziału metanolu 20-100% dla stałych prędkości obrotowych

- the engine efficiency should lead to a reduction in the operational energy consumption and an improvement of the ecological properties of the engine.
3. A deterioration of the engine efficiency at certain tested points (small loads and low methanol content in particular) can be attributed to the remoteness of the gasoline injector from the intake valve, which resulted from the application of an additional injector. This issue requires further investigations.
  4. The analysis of the collective indexes of energy related advantages resulting from dual fueling indicates that the applied prototype fuel system should contribute to a significant reduction in the energy consumption by traction spark ignition engines.
  5. The developed fueling system is characterized by a variety of advantages significant in dual fueling of spark ignition engines. These advantages are as follows:
    - the possibility of engine startup using gasoline exclusively, which maintains its properties at startup as in traditional gasoline fueling;
    - the possibility of dual fueling at actively variable methanol content depending on the engine load and speed;
    - the possibility of using high methanol content without the risk of fuel splitting;
    - the possibility of increasing the compression ratio and an automatic switch to methanol fueling at maximum engine loads.
- małych udziałach metanolu, można wiązać z oddaleniem punktu wtrysku benzyny od zaworu dolotowego wynikającym z zastosowania dodatkowego wtryskiwacza. Zagadnienie to wymaga dalszych badań.
4. Analiza sumarycznych wskaźników korzyści energetycznych wynikających z zastosowania zasilania dwupaliwowego wskazuje, że zastosowany prototypowy układ zasilania powinien przyczynić się do znaczącego zmniejszenia zużycia energii przez silniki trakcyjne o zapłonie iskrowym.
  5. Opracowany system zasilania charakteryzuje się wieloma zaletami istotnymi przy dwupaliwowym zasilaniu silnika ZI. Do zalet tych należy zaliczyć:
    - możliwość rozruchu silnika na samej benzynie, co pozwala zachować jego własności rozruchowe jak przy zasilaniu tradycyjnym;
    - możliwość zasilania dwupaliwowego przy aktywnie zmienianym udziale alkoholu zależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika;
    - możliwość stosowania dużych udziałów alkoholu bez niebezpieczeństwa rozwarstwienia się paliw;
    - możliwość podwyższenia stopnia sprężania i automatyczne przechodzenie na zasilanie samym alkoholem przy maksymalnych obciążeniach silnika.

The here presented investigations were carried out within the research grant no. PB 45343/B/T02/2007/33 financed by The Ministry of Science and Higher Education.

Badania opisywane w niniejszej pracy zostały wykonane w ramach grantu badawczego nr PB 45343/B/T02/2007/33 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Merkisz J., Pielecha I.: Alternatywne napędy pojazdów. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [2] Baczewski K., Kołdoński T.: Paliwa do silników o zapłonie iskrowym. WKiŁ, Warszawa 2005.
- [3] Kowalewicz A.: Metanol jako paliwo do silników spalinowych. Silniki Spalinowe nr 3-4, 1992.
- [4] Kotowski W., Klimiec J., Marcjasz-Sięmiątkowska I.: Możliwości wykorzystania metanolu i jego pochodnych jako paliw silnikowych. Przemysł Chemiczny nr 80/1/2001.
- [5] Lotko W.: Studium zastosowań paliw alternatywnych w silnikach o zapłonie samoczynnym. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, 1999.
- [6] Jakubowski J.: Silniki samochodowe zasilane paliwami zastępczymi. WKiŁ, 1987.
- [7] Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Preliminary tests on dual fuel spark ignition engine fuelled with methanol and gasoline, Combustion Engines No 3/2008 (134), pp. 24-33, 2008.
- [8] Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Analysis of a chosen combustion parameters of dual fuel SI engine fuelled with alcohol and gasoline Combustion Engines No 2/2009 (137), pp. 29-36, 2009.
- [9] Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Some aspects of bifuel SI engine run on alcohol and gasoline, 12th EAEC European Automotibe Congress Bratislava 2009.
- [10] Brinkman N., Halsall R., Jorgensen, S.W., Kirwan J.E.: The Development of Improved Fuel Specifications for Methanol (M85) and Ethanol (Ed85). SAE Technical Paper 940764.
- [11] Kelly K.J., Bailey B.K., Coburn T.C., Clark W., Lissiuik P.: Federal Test Procedure Emissions Test Results from Ethanol Variable-Fuel Vehicle Chevrolet Luminas. SAE Technical Paper 961092.
- [12] en.wikipedia.org/wiki/Alcohol\_fuel#Alcohol\_in\_Brazil, 2008.
- [13] www.greencarcongress.com/2008/08/alcohol-boostin.html, 2008.

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

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

e-mail: [zstelmasiak@ath.bielsko.pl](mailto:zstelmasiak@ath.bielsko.pl)



Mr. Janusz Semikow, DEng. – postgraduate in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Sciences at Technical University of Bielsko-Biala.

Mgr inż. Janusz Semikow – doktorant na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humansitycznej w Bielsku-Bialej.

e-mail: [jsemikow@poczta.onet.pl](mailto:jsemikow@poczta.onet.pl)



## The assessment of external and operating indexes of LPG fueled engines

*This paper presents the issues related to combustion engine fueling systems using gasoline and LPG. The results of measurements carried out at the test stand enabled the analysis of the impact of alternative - LPG fueling on the external indexes of the engine, i.e. maximum values of the torque and power. Knowing the values of such parameters, with the maximum throttle opening (full-power characteristics), conclusions on engine dynamics have been drawn and compared to the traditional fueling.*

Key words: combustion engine, alternative fuels, tests

### Ocena wskaźników zewnętrznych i operacyjnych silników zasilanych LPG

*W artykule przedstawiono problematykę układów zasilania silników spalinowych, wykorzystujących benzynę i LPG. Wyniki pomiarów przeprowadzonych na hamowni podwozowej pozwoliły na przeanalizowanie wpływu rodzaju układu zasilania alternatywnego LPG na wskaźniki zewnętrzne silnika tj. wartości maksymalne momentu obrotowego i mocy. Dysponując wartościami tych parametrów w funkcji prędkości obrotowej przy maksymalnym otwarciu przepustnicy (charakterystyka zewnętrzna) wnioskowano o elastyczności silników, odnosząc je do zasilania tradycyjnego.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, paliwa alternatywne, badania

### 1. Introduction

The most commonly used alternative fuels at present are LPG, CNG, LNG, hydrogen and vegetable oil esters. In the case of spark ignition engines, the most extensively used are LPG fueling systems. The contemporary gasoline fueling systems are characterized with high level of complexity, which forces the manufacturers of alternative fueling systems to subordinate to complex OBD procedures. The additional fueling system installed, in addition to meeting the applicable standards concerning the exhaust emissions, must remain compliant with the OBD system, at the same time maintaining the external and operating indexes on the original system level.

The LPG fueling systems, throughout their evolution (very fast as compared to gasoline systems) evolved from the simplest – generation I and II LPG-air pre-mixing types, through indirect injection systems III, IV and V to the latest direct injection systems.

In the initial pre-mixing solutions, LPG was dosed under a similar principle to that in the carburetor (in this case: mixer), called vacuum-induced fuel delivery systems using additional restriction of fixed or varying flow capacity. This guaranteed the cooperation with the original carburetor or fuel injection system, even those with oxygen sensors operating in the closed-loop. The tolerance restriction of the mixture composition deviation forced the development of alternative systems with increased fuel dosage accuracy, therefore central and individual injectors were used operating with assumed gas pressure in the gaseous or liquid phase. The further changes in the structure of the original fueling systems, mainly the application of direct injection, impeded the process of adaptation to alternative fueling. At present tests are carried out on LPG fueling in the liquid

### 1. Wprowadzenie

W chwili obecnej najczęściej stosowanymi paliwami alternatywnymi są LPG, CNG, LNG, wodór, a także estry olejów roślinnych. W przypadku silników o ZI najszerzej wykorzystuje się układy zasilania gazem LPG. Współczesne benzynowe układy zasilania charakteryzują się dużym stopniem skomplikowania, co wymusza na producentach instalacji alternatywnych konieczność podporządkowania się skomplikowanym procedurom diagnostycznym OBD. Zamontowany dodatkowy układ zasilania musi, poza spełnieniem obowiązujących norm dotyczących emisji toksycznych składników spalin, pozostać w zgodności z układem OBD, przy utrzymaniu wskaźników zewnętrznych i operacyjnych na poziomie układu oryginalnego.

Układy zasilania LPG w toku swej ewolucji (w porównaniu z układami benzynowymi – bardzo szybkiej) ewaluowały od najprostszych – generacji I i II mieszalnikowych, poprzez układy wtrysku pośredniego generacji III, IV i V po najnowsze propozycje wtrysku bezpośredniego.

W początkowych rozwiązaniach mieszalnikowych, LPG dozowano na zasadzie podobnej do gaźnika (w tym przypadku mieszalnika), układami podciśnieniowymi wykorzystującymi dodatkowy dławik o stałej lub zmiennej przepustowości. Zapewniało to współpracę z silnikami o układach oryginalnych gaźnikowych, jak i wtryskowych, nawet z czujnikami tlenu, pracującymi w pętli sprzężenia zwrotnego. Zawężenie tolerancji odchyłki składu mieszaniny palnej, wymusiło opracowanie układów alternatywnych o zwiększonej dokładności dawkowania paliwa, stąd wykorzystanie wtryskiwaczy centralnych i indywidualnych pracujących przy założonym ciśnieniu gazu w fazie lotnej lub ciekłej. Dalsze zmiany w konstrukcji oryginalnych układów zasilania, głównie zastosowanie wtrysku bezpośredniego,

phase through part of the original direct injection engine fueling system. The issue in this point is the fact that with direct injection in lean mixture operation mode, the injection takes place with closed intake valves, under high fuel pressure – the alternative indirect injection shall not ensure any restricted mixture regulation field in this point. In this case it will be necessary to use the original gasoline injectors, providing the appropriate fuel pressure.

One should expect this kind of alternative structures in the nearest future, because the modern gasoline structures in the time of downsizing shall be characterized with direct injection plus supercharging.

## 2. Testing procedures

During the design of the vehicle power transmission system, it is necessary to determine at the very beginning the values of power and torque in the function of engine speed. Assuming the maximum power value and corresponding engine speed as input data, with the use of the Leideman principle (with adequate selection of coefficients), we may obtain theoretical full-power characteristics that, in the course of calculations, should allow us to determine the traction characteristics of the vehicle and carry out strength calculations of the elements and subassemblies.

Therefore, an attempt was made to determine Leideman coefficients in relation to various configurations of LPG fueling system, comparing them to the original fueling systems.

The LPS 3000 MAHA test stand (Fig. 1) was used for the experiments.

The power measurement, determined directly through the total power on the wheels and tractive resistance power led to conclusions concerning the external indexes, power and torque.

The measurements were not repeated, each vehicle was tested once with LPG and once with gasoline fueling. At

utrudniło proces adaptacji do zasilania alternatywnego. Obecnie prowadzone są próby nad zasilaniem LPG w fazie ciekłej poprzez część oryginalnego układu zasilania silnika o bezpośrednim wtrysku. Problemem w tym miejscu jest fakt, iż przy wtrysku bezpośrednim, w chwili wtrysku w trybie pracy na mieszaninie ubogiej, wtrysk odbywa się przy zamkniętych zaworach dolotowych, pod wysokim ciśnieniem paliwa – alternatywny wtrysk pośredni w tym miejscu nie zapewni dodatkowo zawężonego pola regulacji składu mieszaniny. Koniecznym w tym przypadku jest wykorzystanie oryginalnych benzynowych wtryskiwaczy, zapewniając odpowiednie ciśnienie paliwa.

Można się spodziewać w najbliższym czasie takiego rodzaju konstrukcji alternatywnych, ponieważ współczesne konstrukcje benzynowe, w dobie downsizingu, będą charakteryzowały się bezpośrednim wtryskiem paliwa uzupełnionym o doładowanie.

## 2. Procedury badawcze

W toku projektowym układu napędowego pojazdu koniecznym jest określenie na wstępie wartości mocy i momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej silnika (charakterystyka zewnętrzna). Przyjmując, jako dane wejściowe: wartość maksymalną mocy i odpowiadającą temu prędkość obrotową, przy wykorzystaniu zależności Leidemana (przy adekwatnym doborze współczynników) można otrzymać charakterystykę zewnętrzną teoretyczną, która w toku obliczeniowym pozwala na wyznaczenie charakterystyki trakcyjnej pojazdu i prowadzenie obliczeń wytrzymałościowych elementów i podzespołów.

Dlatego podjęto próbę wyznaczenia wartości współczynników Leidemana w odniesieniu do różnych konfiguracji układów zasilania LPG, odnosząc je do oryginalnych układów zasilania.

W toku doświadczalnym wykorzystano hamownię podwoziową LPS 3000 MAHA (rys. 1).

Pomiar mocy, wyznaczany pośrednio poprzez sumę mocy na kołach i mocy oporów ruchu pojazdu pozwalał na wnioskowanie o wartościach wskaźników zewnętrznych, mocy i momentu obrotowego.

Zaniechano powtórzeń pomiarów, każdy pojazd badano jeden raz przy zasilaniu LPG i jeden przy benzynowym. W początkowej fazie poddano kolejnym badaniom jeden z pierwszych pojazdów wykazując, iż w kolejnych 5 próbach różnice nie były większe niż 1%, czyli mieściły się w granicach tolerancji błędów podawanego przez producenta urządzenia (hamowni). Pojedynczy pomiar ograniczał również ewentualne uszkodzenia badanych pojazdów, gdyż były to pojazdy używane grzesznościowo, które niejednokrotnie charakteryzowały się przebiegiem powyżej 200 tys. km, a od daty produkcji w niektórych przypadkach minęło już ponad 10 lat.

Wykorzystując zgromadzone w ten sposób wyniki z hamowni podwoziowej LPS 3000



Fig. 1. Chassis dynamometer LPS 3000 MAHA  
Rys. 1. Hamownia podwoziowa LPS 3000 MAHA

the initial stage, further tests were carried out on one of the first vehicles proving that in 5 subsequent tests, the differences did not exceed 1%, i.e. fitted within the limits of error tolerance stated by the equipment (test stand) manufacturer. Single measurement also reduced the possible damage to the tested vehicles, because these were made available courtesy of their owners (some of these vehicles had a mileage reading above 200.000 kilometers and in some cases the time since the date of manufacture exceeded 10 years).

Using the results obtained as above from the LPS 3000 MAHA test stand, conclusions were drawn on the differences in the values of external indexes of the engine with both types of fueling systems. Both the external and operating indexes of the engine, engine response, for example, are values determined from the measurements and their variability is conditioned by numerous structural-functional features. Therefore, the experimental procedure was supplemented with determination of the Leideman principle coefficients describing the engine power in the function of engine speed.

### 3. Test objects

Due to the vast size of the detailed technical data of the vehicles used for the comparison, the authors chose to present the quantitative specification of the particular groups herein.

The specific groups were represented by the following quantities of engines:

- gasoline – 30 pcs.
- alternative LPG generation I – 7 pcs.,
- alternative LPG generation II – 12 pcs.,
- alternative LPG generation IV – 11 pcs.

Due to the low popularity of LPG fueling systems generation III and V, the latter were omitted in this analysis.

### 4. Test results and their analysis

The reference point in the comparative analysis consists of the maximum values of power and torque, although this does not always prove the right selection of the alternative fueling. The test stand results are presented in Table 1. Selected representatives of the particular groups were analyzed.

Fig. 2a presents the comparison of full-power characteristics of VW Golf 1.8GT engine, classically furnished with the SPI gasoline injection system and, alternatively, with the LPG fueling system generation I. The compliance of both power and torque values within the range 1800...2400 rpm is conspicuous here. In the higher ranges, increasing discrepancies occur, reaching in the maximum power point 3 kW difference (5.4% compared to gasoline fueling). The initial compliance of values may be due to the fact that with the throttle valve fully open, within low engine speed range, resulting from high load, a slight sub-pressure occurs in the intake system (-0,02MPa [5]), causing the oscillation of the reducer-gas evaporator flow capacity within the maximum value limits.

The growing difference in the values of power and torque with higher engine speeds may be caused by inadequate ad-

MAHA, wnioskowano o różnicach w wartościach wskaźników zewnętrznych silnika przy obu rodzajach układów zasilania. Zarówno wskaźniki zewnętrzne silnika, jak i operacyjne, w postaci np. elastyczności są wartościami wyznaczonymi z pomiarów, a ich zmienność uwarunkowana jest wieloma cechami konstrukcyjno-funkcjonalnymi. Dlatego tok doświadczalny uzupełniono o wyznaczenie współczynników zależności Leidemana opisujących moc silnika w funkcji prędkości obrotowej.

### 3. Obiekty badań

Z uwagi na obszerność szczegółowych danych technicznych pojazdów biorących udział w porównaniu, zdecydowano się zaprezentować w artykule jedynie zestawienie liczebności poszczególnych grup.

Poszczególne grupy reprezentowały silniki w liczbie:

- benzynowe – 30 szt.
- alternatywne LPG I generacji – 7 szt.,
- alternatywne LPG II generacji – 12 szt.,
- alternatywne LPG IV generacji – 11 szt.

Z uwagi na małą popularność układów LPG III i V generacji pominięto je w analizie.

### 4. Wyniki badań i ich analiza

W analizie porównawczej operuje się wartościami maksymalnymi mocy i momentu jako punktem odniesienia, choć nie zawsze świadczy to o poprawnym doborze zasilania alternatywnego. Wyniki badań hamownianych przedstawiono w tabeli 1. Analizie poddano wybranych reprezentantów poszczególnych grup.

Na rys. 2a przedstawiono porównanie charakterystyk zewnętrznych silnika pojazdu VW Golf 1.8GT, klasycznie wyposażonego w centralny układ wtryskowy benzyny SPI i alternatywnie w układ zasilania LPG generacji I. Widoczna jest zgodność wartości zarówno mocy jak i momentu obrotowego w zakresie 1800...2400 [obr/min]. W wyższym występują narastające rozbieżności, osiągające w punkcie mocy maksymalnej 3kW różnicy (5,4% w stosunku do zasilania benzynowego). Początkowa zgodność wartości może wynikać z faktu, iż przy pełnym otwarciu przepustnicy, w zakresie niskiej prędkości obrotowej, będącej wynikiem dużego obciążenia, występuje niewielkie podciśnienie w układzie dolotowym (-0,02MPa [5]), przez co przepustowość reduktora-parownika gazu oscyluje w granicach wartości maksymalnej.

Narastająca różnica w wartościach mocy i momentu obrotowego przy wyższych prędkościach obrotowych może wynikać z faktu nieodpowiedniej regulacji składu mieszaniny palnej, co w przypadku układów I generacji dokonywane jest okresowo manualnie. Należy pamiętać jednak, że reduktor-parownik ma ograniczoną przepustowość i zdolność rozprężania gazu ciekłego, co bezpośrednio wpływa na wartości maksymalne mocy i momentu obrotowego. Dodatkowo gaz LPG zajmuje większą objętość, niż ma to miejsce w przypadku benzyny, przez co generuje się zjawisko braku tlenu niezbędnego w procesie spalania, znajdujące bezpośrednie odzwierciedlenie w spadku wyżej wymienionych wskaźników zewnętrznych.

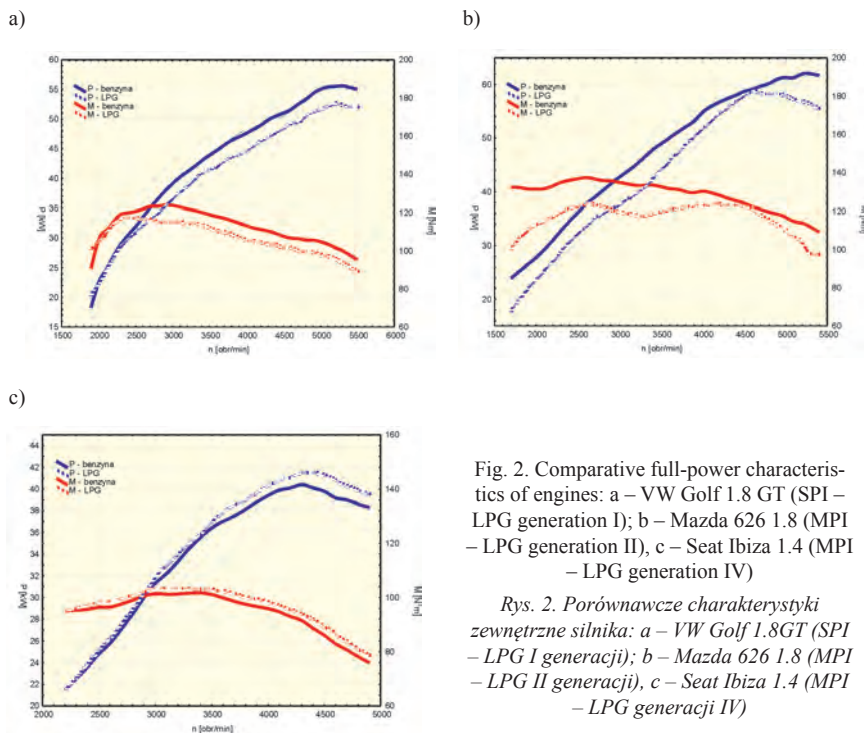


Fig. 2. Comparative full-power characteristics of engines: a – VW Golf 1.8 GT (SPI – LPG generation I); b – Mazda 626 1.8 (MPI – LPG generation II), c – Seat Ibiza 1.4 (MPI – LPG generation IV)

Rys. 2. Porównawcze charakterystyki zewnętrzne silnika: a – VW Golf 1.8GT (SPI – LPG I generacji); b – Mazda 626 1.8 (MPI – LPG II generacji), c – Seat Ibiza 1.4 (MPI – LPG generacji IV)

justment of the fuel mixture components, which in the case of generation I system is made manually – on a periodical basis. One should remember, however, that the reducer-gas evaporator has a limited flow capacity and ability to compress liquid gas. In addition, LPG occupies larger volume than gasoline, which causes the lack of oxygen necessary in the combustion process, in consequence reflected in the decrease of the external indexes mentioned above.

The engine of Mazda 626 1.8 was classically furnished with MPI, while LPG generation II was applied as the alternative fueling system. In generation II system there is a feedback between the electrically controlled flow capacity restriction, responsible for the composition of the fuel-air mixture and the oxygen sensor measuring the oxygen volume in the exhaust. In the case of this particular engine (Fig. 2b) the decrease of both power and torque is conspicuous, with the maximum value difference of 5.2 kW (8.4%) compared to the gasoline fueling. The approximation of the values obtained with two fueling systems in the point corresponding to 4600 rpm is visible. The equalization of the power and torque in this point was most probably caused by appropriate adaptation of the mixture composition or even its temporary enrichment, because, as hinted in paper [9] the engine generates maximum torque within the range  $\lambda = 0.95$ .

Another vehicle analyzed was Seat Ibiza 1.4. Its engine with multi-point sequential injection system of gasoline was alternatively furnished with sequential gas injection system. The correlation (Fig. 2c) between the power and torque values for both fueling systems is visible, due to the fact of close cooperation of the LPG injector control system and the electronic gasoline injection module. The alternative LPG fueling system as shown in the drawing (Fig. 2c) takes the lead over the classic gasoline system. The difference in this case is 1.1 kW (2,7%) compared to the maximum power with

Silnik pojazdu Mazda 626 1.8 klasycznie wyposażony w wielopunktowy układ wtryskowy benzyny MPI, natomiast jako alternatywny układ zasilania zastosowano II generację LPG. W układzie II generacji występuje sprzężenie zwrotne pomiędzy dławikiem z elektrycznie sterowaną przepustowością, odpowiedzialnym za skład mieszaniny paliwowo-powietrznej, a sondą lambda mierzącą ilość tlenu w spalinach. W przypadku tego silnika (rys. 2b) widoczne jest zmniejszenie wartości zarówno mocy jak i momentu obrotowego, z różnicą wartości maksymalnej mocy wynoszącą 5,2 kW (8,4%) względem zasilania benzynowego. Widoczne jest zbliżenie wartości otrzymanych przy dwóch układach zasilania w punkcie odpowiadającym 4600 obr/min. Wyrównanie mocy i momentu obrotowego w tym miejscu spowodowane było najprawdopodobniej właściwym dostosowaniem składu mieszaniny, a nawet jej chwilowym wzbogaceniem, ponieważ jak sygnalizowano w pracy [9] silnik generuje maksymalny moment obrotowy w obrębie  $\lambda = 0,95$ .

Kolejnym z pojazdów poddanych w analizie jest Seat Ibiza 1.4. Jego silnik z wielopunktowym sekwencyjnym układem wtryskowym benzyny otrzymał zamiennie sekwencyjny układ wtryskowy gazu. Widoczna jest (rys. 2c) relacja pomiędzy wartościami mocy i momentu obrotowego przy obu układach zasilania, z uwagi na fakt ścisłej współpracy układu sterowania wtryskiwaczami LPG z elektronicznym modulem sterującym wtryskiem benzyny. Jak widać na (rys. 2c) alternatywny układ zasilania LPG przewyższa pod względem wartości maksymalnych mocy i momentu obrotowego klasyczny układ benzynowy. Różnica w tym przypadku wynosi 1,1 kW (2,7%) w stosunku do mocy maksymalnej przy zasilaniu benzynowym. Tak dobre efekty uzyskano przy zastosowaniu dodatkowego urządzenia przetwarzającego sygnał z sondy lambda do sterowania dawką LPG. Z drugiej zaś strony, stwierdzono podwyższone stężenie węglowodorów w spalinach przy zasilaniu LPG przy niskiej prędkości obrotowej i dużym obciążeniu, w zakresie podwyższonych prędkości obrotowych (okolice mocy maksymalnej) wzrosła emisja tlenków azotu.

Elastyczność silnika spalinowego mówi o jego zdolności przystosowania do zmiennych obciążeń i prędkości obrotowych (rys. 3). Dla silników trakcyjnych jest to bardzo istotny wskaźnik określający możliwości eksploatacyjne. Liczbowym wyrazem elastyczności silnika jest współczynnik elastyczności (1).

Aby porównać zasilanie klasyczne z alternatywnym pod kątem mocy maksymalnej, maksymalnego momentu obrotowego i współczynnika elastyczności, posłużono się korelacją rang, która starała się odpowiedzieć na pytanie:

gasoline fueling. The very good effects were obtained with the use of additional device converting the signal from the oxygen sensor controlling the LPG dose. On the other hand, increased concentration of hydrocarbons was observed in the exhaust with LPG fueling, low engine speed and high load, while in the range of increased engine speeds (ca. maximum) the emissions of nitrogen oxides grew.

The flexibility of the combustion engine tells about its capacity to adapt to the varying loads and engine speeds (Fig. 3). For traction engines this is a very significant index determining the operating potential. The numerical expression of engine dynamics is the dynamics coefficient (1).

$$E = \frac{M_{\max}}{M_{N\max}} \cdot \frac{n_N}{n_{M\max}} \quad (1)$$

To compare classic and alternative fueling in terms of maximum power, torque and dynamics coefficient, the authors used the correlation of ranks, which was an attempt to answer the question whether alternative fueling affects the external and operating indexes of a combustion engine. This means that the assumed average difference should equal zero, in order to check this hypothesis (instead of testing randomly selected representatives of specific groups, all the vehicles of all the groups were tested). Therefore, if we do not test the whole populations, then we shall read the boundary value of t-Student test for n-1 degrees of freedom, with significance level 0.05.

Comparing measuring results of LPG generation I – gasoline, with 7 cars, we may observe that the maximum power decreases by ca. 7.6% with alternative fueling, the maximum torque by 10.2%, while the engine dynamics increases by 0.4%.

In the case of LPG generation II, the engine power decreases by ca. 5.5%, the maximum torque by 8%, while the engine dynamics remains on almost unchanged level (0.04% difference) with 32 cars.

Comparing LPG generation IV to gasoline systems – the maximum power difference is 3.9%, maximum torque 3.5%, and engine dynamics 0.1% with 16 cars against LPG fueling.

Comparing the average differences (Table 1) we can see that an LPG fueled engine will be characterized with lower maximum power by 5.71%, lower torque by 7.27% and higher dynamics by 0.08%.

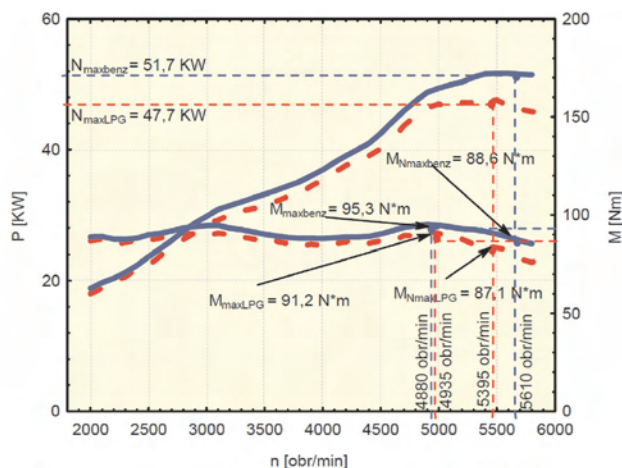


Fig. 3. Comparative full-power characteristics of Honda Civic 1.4 engine with classic MPI (-) and alternative LPG generation II fueling systems (- - -)

Rys. 3. Porównawcze charakterystyki zewnętrzne silnika pojazdu Honda Civic 1.4 przy układzie zasilania klasycznym MPI (-) i alternatywnym LPG generacji II (- - -)

czy zasilanie alternatywne wpływa na wskaźniki zewnętrzne i operacyjne silnika spalinowego? Oznacza to, że w celu sprawdzenia tej hipotezy (nie poddając badaniom losowo wybranych reprezentantów poszczególnych grup, a wszystkie pojazdy w poszczególnych grupach) przyjmujemy, że średnia różnica powinna być równa zero. Wobec tego, jeżeli nie badamy całkowitych populacji, to wartość graniczną testu t-Studenta odczytujemy dla n-1 stopni swobody, przy poziomie istotności 0,05.

Zestawiając wyniki pomiarów LPG I generacji – benzyna, przy 7 samochodach można stwierdzić, iż przy zasilaniu alternatywnym moc maksymalna obniża się o ok. 7,6%, maksymalny moment obrotowy o 10,2%, natomiast elastyczność silnika wzrasta o 0,4%.

W przypadku alternatywnych układów zasilania LPG II generacji, moc silnika spada o ok. 5,5%, maksymalny moment obrotowy o 8%, elastyczność silnika pozostaje prawie na niezmiennym poziomie (0,04% różnicy) przy 32 samochodach.

Porównując układy LPG IV generacji z benzynowymi – różnica mocy maksymalnej wynosi 3,9%, maksymalnego momentu obrotowego 3,5%, a elastyczności 0,1% przy 16

Table 1. Specification of measuring results – average values

Tabela 1. Zestawienie wyników pomiarów – wartości średnie

Fueling/zasilanie	Average difference [%] from tests/średnia różnica [%] z prób		
	Maximum power/ moc maksymalna	Maximum torque/ maksymalny moment obr.	Dynamics/ elastyczność
Gasoline – LPG/benzyna – LPG			
Generation I (7 cars)/I gene- racja (7 samochodów)	7.63	10.27	-0.39
Generation II (32 cars)/II generacja (32 samochody)	5.56	8.02	0.05
Generation IV (16 cars)/IV generacja (16 samochodów)	3.95	3.53	0.11
Average/średnia	5.71	7.27	-0.08

Table 2. Comparison of calculative statistics value t to the critical  
Tabela 2. Zestawienie wartości statystyki t obliczeniowej z krytyczną

Indexes/wskaźniki	Comparative groups (pairs)/grupy porównawcze (pary)		
	gasoline – LPG generation I/ benzyna – I generacja LPG	gasoline – LPG generation II/ benzyna – II generacja LPG	gasoline – LPG generation IV/ benzyna – IV generacja LPG
Maximum power/ moc maksymalna	2.78073	5.74185	3.85205
Maximum torque/ maks. moment obr.	5.07721	7.33066	3.10374
Engine dynamics/ elastyczność silnika	2.22428	0.46349	1.26944
t <sub>gr</sub> (n; α = 0.05)	2.447	2.042	2.120

Determining critical value t [3] for the specific groups and comparing them with calculating values t (Table 2) it is conspicuous that only in the case of engine dynamics there are no foundations for rejecting the zero hypothesis, whereas in the other cases we may state that alternative fueling significantly affects the combustion engine external indexes. Thorough statistical analysis was included in [7].

Regardless of the LPG generation, power and torque will mostly reach lower values in this case of fueling, only the engine dynamics in some cases is higher for gas fueling, while LPG systems generation I have decisive impact here, which was hinted already in [7].

The further analysis was to determine Leideman function coefficients (2). After determining the values of A, B and C coefficients and the theoretical values of torque were also calculated (3) having the power values dependent on the engine speed available.

$$N = N_{\max} \left[ A \cdot \frac{n}{n_N} + B \cdot \left( \frac{n}{n_N} \right)^2 - C \left( \frac{n}{n_N} \right)^3 \right] \text{ kW} \quad (2)$$

$$M = M_N \left[ A + B \frac{n}{n_N} - C \left( \frac{n}{n_N} \right)^3 \right] \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3)$$

Coefficients A, B and C are permanent for the specific engine, in [2] their values were presented, for carburetor fueling cases of spark ignition and injection to the pre-chamber and direct injection of spark ignition engines, but no reference to the alternative LPG fueling was given.

To determine the values of A, B and C coefficients, Matlab environment with Guide addition [1, 4, 8] was used. For the numerical identification (Fig. 4), the non-linear method was applied, minimizing the FPE1 index (4). The minimization was carried out by the numerically non-gradient Nelder – Mead method.

$$\text{FPE1} = \frac{m+1}{m(m-1)} \sum_{i=1}^m (N_d - N_m)^2 \quad (4)$$

samochodach, na niekorzyść zasilania LPG.

Zestawiając średnie różnic (tab. 1) można zauważyć, że silnik zasilany LPG będzie charakteryzował się mniejszą mocą maksymalną o 5,71%, momentem obrotowym mniejszym o 7,27% i elastycznością większą o 0,08%.

Określając z tabeli krytyczną wartość t [3] dla poszczególnych grup i zestawiając je z wartościami t obliczeniowymi (tab. 2) widać, iż jedynie w przypadku elastyczności silnika, nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej, w pozostałych natomiast można stwierdzić, iż zasilanie alternatywne istotnie wpływa na wskaźniki zewnętrzne silnika spalinowego. Wnikliwą analizę statystyczną zawarto w [7].

Niezależnie od generacji LPG moc i moment obrotowy będą osiągały przeważnie wartości mniejsze w tym przypadku zasilania, jedynie elastyczność silnika w pewnej części przypadków jest większa dla zasilania gazowego, decydujący wpływ mają tu instalacje gazowe I generacji, co sygnalizowano już w [7].

Dalsza analiza miała na celu wyznaczenie współczynników funkcji Leidemana (2). Po wyznaczeniu wartości współczynników A, B i C obliczono również teoretyczne wartości momentu obrotowego wg zależności (3) mając do dyspozycji wartości mocy zależne od prędkości obrotowej.



Fig. 4. Dialog box made in the Matlab-Simulink package with a Guide add-on

Rys. 4. Okno dialogowe stworzone w pakiecie Matlab-Simulink dodatku Guide

The qualitative assessment of adaptation of power, experimental  $N_d$  and model  $N_m$  values was made through the non-linear regression coefficient adjusted by the degrees of freedom (5).

$$R^2 = 1 - \frac{m-1}{m-1} \cdot \frac{\sum_{i=1}^m (N_d - N_m)}{\sum_{i=1}^m (N_d - \overline{N_m})^2} \quad (5)$$

Additionally, the FPE2 coefficient was determined, representing average error (6).

$$FPE2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m |N_d - N_m| \quad (6)$$

And maximum error value FPE3 (7).

$$FPE3 = \text{MAX} |N_d - N_m| \quad (7)$$

Paper [6] contains the statistical analysis of the results presented where the normal status of the distributions was tested and the significance of the determined averages was verified as well as the probability that the average should occur outside the critical area, indicating the reliability range of such an occurrence.

The analysis presented in paper [6] suggests that the distribution of values in some cases significantly diverges from normal, which can be caused by too low a number of tests (LPG generation I), and varied technical condition of the vehicles (engines) tested.

Assessing quantitatively the parameter identification process, it was observed that the FPE2 index fitted within 1 kW, while the non-linear regression coefficient  $R^2$  oscillated within the 0.99 limits.

## 5. Summary

The tests carried out showed a significant impact of LPG fueling on reducing the external index values of spark ignition combustion engines. The average decrease of maximum power is by 5.71% and of torque by 7.27%. Only the dynamics is higher by 0.08%, which is not certain, with

Współczynniki A, B i C są stałe dla danego silnika, w [2] zaprezentowano ich wartości, dla przypadków zasilania gaźnikowego silników ZI i wtryskowego do komory wstępnej i bezpośredniego silników o ZS, nie podano jednak odniesienia do zasilania alternatywnego LPG.

Do wyznaczenia wartości współczynników A, B i C wykorzystano środowisko Matlab z dodatkiem Guide [1, 4, 8]. W toku identyfikacji numerycznej (rys. 4) posłużono się metodą regresji nieliniowej, minimalizując wskaźnik FPE1 (4). Minimalizację przeprowadzono numerycznie bezgradientową metodą sympleksu Neldera – Meada.

Oceny jakościowej dopasowania wartości mocy, doświadczałnej  $N_d$  i modelowej  $N_m$  dokonywano na podstawie wartości współczynnika regresji nieliniowej skorygowanego na stopnie swobody (5).

Dodatkowo wyznaczano wskaźnik FPE2 reprezentujący błąd średni (6).

Jak też maksymalną wartość błędu FPE3 (7).

W opracowaniu [6] znajduje się analiza statystyczna zaprezentowanych wyników, gdzie testowano normalność rozkładów, jak też weryfikowano istotność wyznaczonych wartości średnich i prawdopodobieństwo, przy jakim średnia znajdzie się poza obszarem krytycznym ze wskazaniem przedziału ufności, przy jakim to wystąpi.

Z analizy przedstawionej w pracy [6] wynika, iż rozkład wartości w niektórych przypadkach znacznie odbiega od normalnego, co może być spowodowane zbyt małą liczebnością prób (LPG I gen.), jak również zróżnicowanym stanem technicznym pojazdów (silników) biorących udział w badaniach.

Oceniając jakościowo proces identyfikacji parametrów stwierdzono, że wskaźnik FPE2 zawierał się poniżej 1 kW. Z kolei współczynnik regresji nieliniowej  $R^2$  oscylował w granicach 0,99.

## 5. Podsumowanie

Przeprowadzone badania wykazały istotny wpływ zasilania LPG na zmniejszenie wartości wskaźników zewnętrznych silników spalinowych o zapłonie iskrowym. Moc maksymalna spada średnio o 5,71%, moment obrotowy o 7,27%. Jedynie elastyczność jest większa o 0,08%, co do której nie ma pewności przy poziomie istotności 0,05. Oczywiście jest, że pomiary, które zostały zaszeregowane do poszczególnych grup, można jedynie uznać za ich repre-

Table 3. Leideman coefficient values obtained through numerical identification

Tabela 3. Wartości współczynników Leidemana otrzymane drogą identyfikacji numerycznej

Fueling system type/rodzaj układu zasilania	Averages from tests/wartości średnie z prób			Standard deviation/odchylenie standardowe		
	A	B	C	A	B	C
Gasoline fueling/zasilanie benzynowe	0.52805	1.66203	1.19010	0.34592	0.79432	0.47011
LPG generation I/LPG I generacji	0.72078	1.32820	1.04899	0.38034	0.89916	0.53275
LPG generation II/LPG II generacji	0.55145	1.57321	1.12466	0.20488	0.40766	0.26129
LPG generation IV/LPG IV generacji	0.55145	1.57321	1.12466	0.20488	0.40766	0.26129

the significance level 0.05. It is obvious that the measurements that were classified within the particular groups can only be regarded as their representatives and allow to make conclusions only on the differences throughout the whole population.

The attempt to determine the Leideman coefficient values (Table 3) in relation to LPG fueling gave no statistically satisfactory results, either. The divergences between the results of the particular tests are due to the significant diversification and structural complexity of various engine makes as well as the algorithms controlling them. We may create „template” theoretical characteristics of combustion engines with various fueling that enable us to draw conclusions on their usability in the engineering calculations.

zentantów i pozwalają wnioskować jedynie o różnicach w całej populacji.

Próba wyznaczenia wartości współczynników Leidemana (tab. 3) w odniesieniu do zasilania LPG również nie dała zadowalających wyników w ujęciu statystycznym. Rozbieżności pomiędzy wynikami z poszczególnych prób wynikają ze znacznego zróżnicowania i skomplikowania budowy silników różnych marek, jak i algorytmów nimi sterujących. Można na podstawie wyliczonych wartości współczynników A, B i C stworzyć „wzorcowe” charakterystyki teoretyczne silników spalinowych o różnym zasilaniu, które pozwalają wnioskować o ich przydatności w obliczeniach inżynierskich.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Luszniewicz A., Słaby T.: Statystyka z pakietem komputerowym STATISTICATM PL, Wyd. C.H.Beck, Warszawa, 2001.
- [2] Mysłowski J.: Obliczenia cieplne silników samochodowych: (poradnik do ćwiczeń) Wyd. Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 1988.
- [3] Puchalski T.: Statystyka – Wykład podstawowych zagadnień, PWN, Warszawa, 1977.
- [4] Regel W.: Statystyka matematyczna w programie MATLAB, Wyd. MIKOM, Warszawa, 2003.
- [5] Szpica D., Czaban J.: Badania porównawcze pojazdów wyposażonych w silniki z klasycznymi i alternatywnymi układami zasilania na hamowni podwozowej, Przegląd Mechaniczny, nr 6, s.15-20, 2005.
- [6] Szpica D., Czaban J.: Zależność Leidemana a współczesne konstrukcje silników spalinowych, Przegląd Mechaniczny, nr 6, s. 24-29, 2010.
- [7] Szpica D., Czaban J.: Porównanie klasycznych i alternatywnych układów zasilania silników na podstawie charakterystyk zewnętrznych, Przegląd Mechaniczny, nr 7/8, s. 26-31, 2009;
- [8] Zalewski A., Cegiełka A.: Matlab – obliczenia numeryczne i ich zastosowanie, Wyd. PWN, Warszawa, 2000.
- [9] Zimmerman A. A. et al.: Improved fuel distribution – A new role for gasoline additives Esso Research and Eng. Co, SAE Tr. 1972.

## List of symbols/Wykaz oznaczeń

- A, B, C – Leideman coefficients/*współczynniki Leidemana*
- l number of significant model coefficients/*liczba istotnych współczynników modelu*
- m number of identified curve points/*liczba punktów identyfikowanej krzywej*
- M engine torque [N·m]/*moment obrotowy silnika [N·m]*
- $M_{\max}$  maximum engine torque [N·m]/*maksymalny moment obrotowy silnika [N·m]*
- $M_{N_{\max}}$  torque corresponding to the rated power [N·m]/*moment obrotowy odpowiadający mocy znamionowej [N·m]*
- N engine power [kW]/*moc silnika [kW]*
- n engine speed [rpm]/*prędkość obrotowa [obr/min]*
- $N_d$  experimental power values [kW]/*doświadczalne wartości mocy [kW]*
- $N_m$  model power values [kW]/*modelowe wartości mocy [kW]*
- $n_{M_{\max}}$  engine speed at maximum torque [rpm]/*prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego [obr/min]*
- $n_N$  rated engine speed [rpm]/*znamionowa prędkość obrotowa [obr/min]*

Mr. Dariusz Szpica, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Białystok University of Technology.

Dr inż. Dariusz Szpica – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.

e-mail: [dszpica@pb.bialystok.pl](mailto:dszpica@pb.bialystok.pl)



Mr. Jarosław Czaban, DEng. – doctor in the Department of Machine Design and Operation at Białystok University of Technology.

Dr inż. Jarosław Czaban – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.

e-mail: [jczaban@pb.bialystok.pl](mailto:jczaban@pb.bialystok.pl)



## Vibroacoustic methods of assessing valve clearance in combustion engines\* An analysis of signals in the area of frequency

*This article presents results of research referring to applying selected frequency characteristics of signal of vibration accelerations of combustion engine's head to assess valve clearance of combustion engine. The authors indicate necessity to perform preliminary preparations of signal of vibration accelerations before carrying out frequency analyses in order to decrease the risk of inaccurate analysis.*

Key words: internal combustion engines, vibroacoustic diagnostics

### Wibroakustyczne metody luzu zaworów silników spalinowych\* Analiza sygnałów w dziedzinie częstotliwości

*W artykule przedstawiono wyniki badań dotyczące możliwości zastosowania wybranych charakterystyk częstotliwościowych sygnału przyspieszeń drgań głowicy silnika spalinowego do szacowania wartości luzu zaworów silnika spalinowego. Wskazano na konieczność wstępnego przygotowania sygnału przyspieszeń drgań, przed wykonaniem analiz częstotliwościowych, w celu zmniejszenia ryzyka błędnej diagnozy.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, diagnostyka wibroakustyczna

#### 1. Introduction

Combustion engines are one of main drive sources of motor vehicles as well as stationary equipment. Cam unit, which operates exchange of load, is one of basic systems of self-ignition combustion engine (CI). Providing normal regulating parameters in the whole operation time, is a condition of appropriate operation of cam unit. In combustion engines, valve clearance (between valve rod and lever or between valve rod and cam) and cam phases are basic regulating parameters of the cam of combustion engine.

Valve clearance is a regulating parameter, which should be periodically checked, because incorrectly aligned valve clearance is a reason of decrease in efficiency of combustion engine operation, increase of toxic compound emission and may as well lead to damage of parts of cam unit of combustion engine e.g. partial burning of valve face and seat face of valve.

Applying automatic compensation of valve clearance enables elimination of necessity to align periodically valve clearance in combustion engines. However, putting additional masses into cam unit causes increase of inertial forces and beside this, an additional device increases possibility of failure because it is applied in series into the kinematic chain of cam unit. Out of control increase of valve clearance is a result of damage to automatic compensator of valve clearance.

The purpose of this research is to evaluate usability of selected frequency characteristics of vibration signal gener-

#### 1. Wprowadzenie

Silniki spalinowe to jedno z głównych źródeł napędu pojazdów mechanicznych oraz wielu urządzeń stacjonarnych. Jednym z podstawowych zespołów tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym (ZS) jest układ rozrządu, którego zadaniem jest sterowanie wymianą ładunku. Poprawne działanie układu rozrządu jest możliwe tylko wtedy, kiedy parametry regulacyjne przyjmują prawidłowe, podawane przez producenta wartości. Podstawowymi parametrami regulacyjnymi rozrządu silnika spalinowego są: luz zaworowy (między trzonkiem zaworu, a dźwignią lub między trzonkiem zaworu, a krzywką) oraz fazy rozrządu.

Luz zaworów jest parametrem regulacyjnym, który należy okresowo sprawdzać, ponieważ nieprawidłowo wyregulowany luz zaworów jest przyczyną pogorszenia efektywności pracy silnika spalinowego, zwiększenia emisji związków toksycznych do atmosfery, a także może doprowadzić do uszkodzenia elementów układu rozrządu silnika spalinowego np. nadpalenie przyłgni zaworów lub gniazd zaworowych. zastosowanie automatycznej kompensacji luzów zaworowych umożliwia wyeliminowanie konieczności okresowej regulacji luzu zaworów w silnikach spalinowych. Wprowadzenie do układu rozrządu dodatkowych mas powoduje zwiększenie sił bezwładności, a dodatkowe urządzenie zwiększa prawdopodobieństwo awarii, ponieważ jest włączone szeregowo w łańcuchu kinematycznym układu rozrządu. Konsekwencją uszkodzenia automatycznego kompensatora luzu zaworowego jest niekontrolowany wzrost

\*) The title of a series of articles published in the journal Combustion Engines

\*) Tytuł cyklu artykułów publikowanych w czasopiśmie Combustion Engines/Silniki Spalinowe

ated by combustion engine's head to assess valve clearance and to analyze the process of converting signal of vibration accelerations to receive information about the state of valve clearance.

## 2. Frequency characteristics in the analysis of vibration signals

Frequency characteristics present amplitude or signal phase in frequency function. In vibration diagnostics to assess technical condition of an object, amplitude dependence from frequency (amplitude spectrum, power spectrum, product spectrum, power spectrum density etc.) is used. On the basis of spectrum analysis identification of damaged subunit can be carried out because subunits of technical objects generate vibrations of various frequencies. Various types of analyzers are used to analyze vibration signals in the area of frequency. Spectrum analysis may be carried out with constant absolute or relative bandwidth of analysis. Spectra of vibration signals may be obtained with analog methods or with digital conversion of time histories of signals.

The analysis of signals with analog methods consists in a sequence or parallel filtration of signals with the usage of frequency band filters. Filter parameters and details of such method of converting signals are presented in works [1, 2].

Currently, because of dynamic development of information techniques, digital methods of converting and analyzing vibration signals are most often used. In digital methods of signal analysis, for conversion of time histories in frequency area, an expansion of function into Fourier series, in accordance with dependence (1) is used.

$$s(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \left[ a_k \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot t}{T}\right) + b_k \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot t}{T}\right) \right] \quad (1)$$

Coefficient of function expansion into Fourier series  $a_0$ ,  $a_k$  and  $b_k$  may be defined as correlation coefficient between function  $x(t)$  and a set of orthogonal basis functions by using dependencies (2), (3), and (4) [1, 4].

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T s(t) dt \quad (2)$$

$$a_k = \frac{1}{T} \int_0^T s(t) \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot t}{T}\right) dt \quad (3)$$

$$b_k = \frac{1}{T} \int_0^T s(t) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot t}{T}\right) dt \quad (4)$$

In dependencies (1) to (4) the following marks are used:  $s(t)$  – time history of signal,  $t$  – time,  $T$  – time interval,  $k$  – harmonic number order ( $k = 1, 2, 3, \dots$ ),  $f$  – frequency,  $a_0$  – signal's constant component,  $a_k$ ,  $b_k$  – coefficients of function expansion into Fourier series.

luzu zaworów. Celem badań jest ocena przydatności wybranych charakterystyk częstotliwościowych sygnału drganiowego generowanego przez głowicę silnika spalinowego do oszacowania wartości luzu zaworów oraz analiza procesu przetwarzania sygnału przyspieszeń drgań dla pozyskania z niego informacji o stanie luzu zaworowego.

## 2. Charakterystyki częstotliwościowe w analizie sygnałów drganiowych

Charakterystyki częstotliwościowe przedstawiają amplitudę lub fazę sygnału jako funkcje częstotliwości. W diagnostyce drganiowej do oceny stanu technicznego obiektów wykorzystuje się zależność amplitudy od częstotliwości (widma amplitudowe, widma mocy, widma iloczynowe, widma gęstości mocy i inne). Na podstawie analizy widmowej można dokonać identyfikacji uszkodzonego zespołu, ponieważ zespoły obiektów technicznych generują drgania o różnych częstotliwościach. Do analizy sygnałów drgań w dziedzinie częstotliwości stosuje się różnego rodzaju analizatory. Analiza widmowa może być wykonana ze stałą bezwzględną lub względną szerokością pasma analizy. Widma sygnałów drgań można otrzymać na drodze analogowej lub cyfrowego przetwarzania przebiegów czasowych sygnału.

Analiza sygnałów metodami analogowymi polega na sekwencyjnym lub równoległym filtrowaniu sygnałów za pomocą filtrów pasmowych. Parametry filtrów oraz szczegóły tego typu przetwarzania sygnałów przedstawiono w pracach [1 i 2].

W związku z dynamicznym rozwojem technik informatycznych, obecnie najczęściej stosuje się cyfrowe metody przetwarzania i analizy sygnałów drganiowych. W cyfrowych metodach analizy sygnałów do transformacji przebiegów czasowych w dziedzinę częstotliwości wykorzystywane jest rozwinięcie funkcji w szereg Fouriera zgodnie z zależnością (1).

Współczynniki rozwinięcia funkcji w szereg Fouriera  $a_0$ ,  $a_k$  oraz  $b_k$  można wyznaczyć jako współczynniki korelacji pomiędzy funkcją  $x(t)$ , a zestawem ortogonalnych funkcji bazowych, używając zależności (2), (3), i (4) [1,4].

W zależnościach (1) do (4) zastosowano następujące oznaczenia:  $s(t)$  – przebieg czasowy sygnału,  $t$  – czas,  $T$  – przedział czasu,  $k$  – rząd harmonicznej ( $k = 1, 2, 3, \dots$ ),  $f$  – częstotliwość,  $a_0$  – stała składowa sygnału,  $a_k$ ,  $b_k$  – współczynniki rozwinięcia funkcji w szereg Fouriera.

Warunkiem umożliwiającym przedstawienie przebiegu czasowego w postaci szeregu Fouriera jest spełnienie przez przebieg czasowy sygnału warunków Dirchleta, które sformułowano następująco [4]:

- dowolny wybrany przedział czasu  $\tau$  o szerokości  $T$  można podzielić na skończoną liczbę przedziałów, w których funkcja ta jest określona, ciągła i monotoniczna,
- liczba punktów nieciągłości musi być określona, a w każdym punkcie nieciągłości istnieje granica prawo i lewostronna,
- wartość funkcji przebiegu czasowego w punkcie osobliwym jest równa średniej arytmetycznej granic.

A condition allowing presentation of time history in a form of Fourier series is meeting by the time history of signal Dirchlet conditions, which are formulated in the following ways [4]:

- Any selected time interval  $\tau$  width of  $T$  may be divided into infinite number of intervals, in which this function is definite continuous and monotone.
- Number of points of discontinuity must be definite and in each point of discontinuity a right and left limit exists.
- The value of time history function in singular point equals arithmetic mean of the limits.

It was stated in paper [4] that each vibroacoustic signal meets Dirchlet conditions.

Coefficients  $a_k$  and  $b_k$  are complex spectrum of signal. Amplitude spectrum is described with equation (5) and frequency spectrum can be determined on the basis of dependence (6).

$$A(k) = \sqrt{a_k^2 + b_k^2} \quad (5)$$

$$\theta(k) = \text{arctg}\left(\frac{b_k}{a_k}\right) \quad (6)$$

where:  $A(k)$  means amplitude spectrum,  $\theta(k)$  means frequency spectrum,  $k$  means harmonic number order ( $k = 1, 2, 3, \dots$ ),  $a_k, b_k$  mean coefficients of function expansion into Fourier series.

### 3. Methodology and research object

For the research a testing combustion engine ZS type SB 3.1 was used. During the research the following parameters of engine's work were taken: motor speed of 700 rpm, motor torque without load (approx. 3 N·m brake's self-resistances) and cooling liquid temperature of 75°C.

The research was carried out in accordance with principles of active experiment. The value of clearance between valve stem and valve lever was changed, and at the same time, changes of values of point parameters of speed signals and vibration accelerations were observed. Valve clearance was changed in the range of 0.3 ÷ 1 mm with step 0.1 mm.

Acceleration signals and vibration velocity of vibration signals in three reciprocally orthogonal directions, pressure signal in cylinder and signal from angle marker of crankshaft revolution, were registered. To acquire the time histories of mentioned values a system PULSE B&K 3560 C with triaxial piezoelectric vibration converter, piezoelectric pressure converter and angle marker of crankshaft, was used. Detailed assumptions are presented in papers [3, 5, 6].

### 4. Analysis of selected research results

A package of Matlab software with *Signal Processing* was used to convert signals of vibration accelerations. Signals of vibration accelerations in parallel direction to crankshaft's axle were analyzed, because parameters measured in this direction enabled unique determination of the value of valve clearance. Before defining frequency characteristics, the signals were subject of preliminary processing consist-

W pracach [4] stwierdzono, że każdy sygnał wibroakustyczny spełnia warunki Dirchleta.

Współczynniki  $a_k$  i  $b_k$  są widmem zespolonym sygnału. Widmo amplitudowe opisuje równanie (5), natomiast widmo fazowe można wyznaczyć na podstawie zależności (6).

gdzie:  $A(k)$  – widmo amplitudowe,  $\theta(k)$  – widmo fazowe,  $k$  – rząd harmonicznej ( $k = 1, 2, 3, \dots$ ),  $a_k, b_k$  – współczynniki rozwinięcia funkcji w szereg Fouriera.

### 3. Metodyka i obiekt badań

Do badań użyto badawczego silnika spalinowego o ZS typu SB 3.1. W trakcie badań przyjęto następujące parametry pracy silnika: prędkość obrotowa 700 obr/min, moment obrotowy bez obciążenia (ok. 3 N·m – opory własne hamulca), temperatura cieczy chłodzącej 75°C.

Badania zostały przeprowadzone zgodnie z zasadami eksperymentu czynnego. Zmieniano wartość luzu zaworów pomiędzy trzonkiem zaworów a dźwignią zaworową w zakresie 0,3–1 mm z krokiem 0,1 mm i równocześnie obserwowano zmiany zachodzące w widmach amplitudowych, wyznaczonych z sygnałów prędkości i przyspieszeń drgań.

Zarejestrowano sygnały przyspieszeń oraz prędkości drgań w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach, sygnał ciśnienia panującego w cylindrze oraz sygnał ze znacznika kąta obrotu wału korbowego. Do akwizycji przebiegów czasowych wymienionych wielkości użyto systemu PULSE B&K 3560 C wraz z trójosiowym piezoelektrycznym przetwornikiem drgań, piezoelektrycznym przetwornikiem ciśnienia znacznikiem kąta obrotu wału korbowego. Szczegółowe założenia zastosowanej metodyki badań przedstawiono w pracach [3, 5, 6].

### 4. Analiza wyników badań

Do przetwarzania sygnałów przyspieszeń drgań wykorzystano pakiet programu Matlab z dodatkiem Signal Processing. Analizie poddano sygnały przyspieszeń drgań w kierunku równoległym do osi wału korbowego, ponieważ mierzone parametry w tym kierunku umożliwiały jednoznaczne określenie wartości luzu zaworowego. Przed wyznaczeniem charakterystyk częstotliwościowych, sygnały poddano wstępnej obróbce polegającej na selekcji czasowej [2]. Oznacza to, że w obliczeniach uwzględniono tylko te odcinki przebiegów czasowych przyspieszeń drgań, które czasowo były związane z momentem zamykania zaworów. Operacja selekcji czasowej była konieczna, ponieważ bez jej zastosowania obliczone miary punktowe sygnałów przyspieszeń drgań wyznaczone na podstawie widm charakteryzowały się niewystarczającą dynamiką zmian w funkcji luzu zaworowego (do celów diagnostycznych). Na podstawie tak przygotowanego sygnału wyznaczono widma amplitudowe, które następnie uśredniono.

Na rysunku 1 przedstawiono zmiany postaci widma amplitudowego przyspieszeń drgań od luzu zaworów rozrządu silnika spalinowego. Analiza postaci widm amplitudowych sygnału przyspieszeń drgań wykazała, że największą wrażliwość na zmianę luzu zaworów wykazuje zmiana wartości

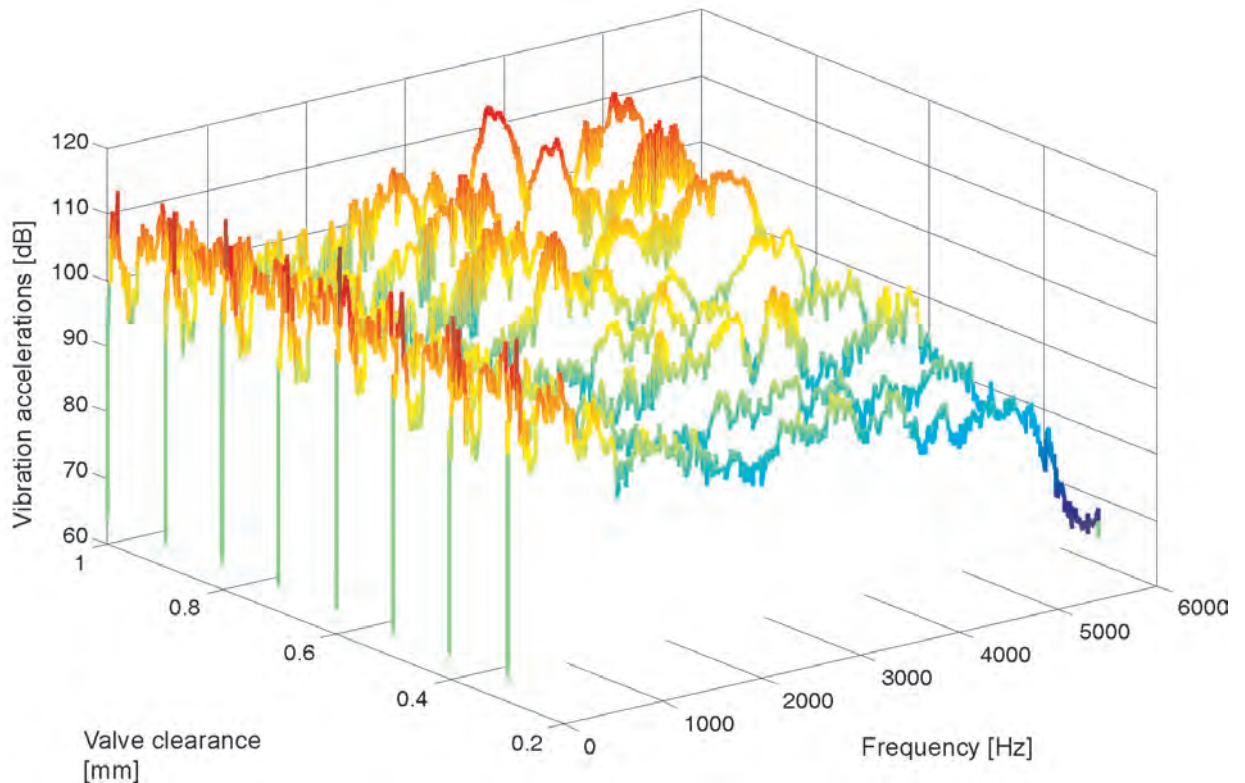


Fig. 1. Dependence of amplitude spectrum form of vibration accelerations from valve clearance of combustion engine type SB 3.1

*Rys. 1. Zależność postaci widma amplitudowego przyspieszeń drgań od luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1*

ing in time selection [2]. This means that in calculations only the intervals of time history of vibration accelerations, which temporarily were connected with the moment of valve closing, were taken into account. The operation of time selection was necessary because without applying it, calculated point parameters of signals of vibration accelerations defined on the basis of spectra had been characterized by insufficient for diagnostics purposes, dynamics of changes in the function of valve clearance. On the basis of signal prepared in the described way, amplitude spectra were defined and then averaged.

Figure 1 presents changes of amplitude spectrum of vibration accelerations from valve clearance of calm unit of combustion engine. The

skutecznych przyspieszeń drgań w paśmie 4500–5500 Hz. Na rysunku 2 przedstawiono zmiany postaci widm amplitudowych wykonanych po filtracji pasmowej w zakresie częstotliwości 4500–5500 Hz.

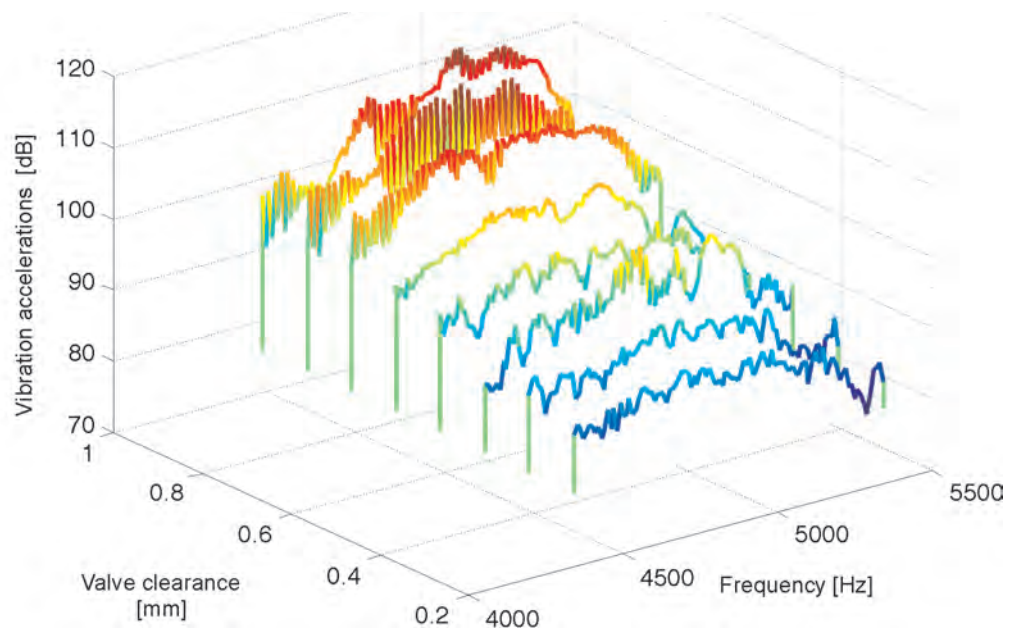


Fig. 2. Dependence of amplitude spectrum form of vibration accelerations in frequency 4500–5500 Hz from valve clearance of combustion engine type SB 3.1

*Rys. 2. Zależność postaci widma amplitudowego przyspieszeń drgań w paśmie 4500–5500 Hz od luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1*

analysis of amplitude spectra form of vibration signals pointed out that the change of effective values of vibration accelerations within frequency 4500–5500 Hz show the best connection with changes in valve clearance. Figure 2 presents changes in amplitude spectra form carried out after frequency filtration within frequency 4500–5500 Hz.

Figure 3 presents dependence of effective value of vibration accelerations in frequency 4500–5500 Hz from valve clearance of combustion engine, which was approximated (with the method of least squares) with a linear function. As a result of the approximation the equation of curve (7) was obtained, which is graphically presented in Fig. 3.

$$a_{x \text{ RMS}} = 25.35 \cdot L_z + 87.81 \quad (7)$$

The value of correlation coefficient between measurement results and the calculation results using dependence (7) equaled 0.98. This means very good representation of real measurements in mathematical model

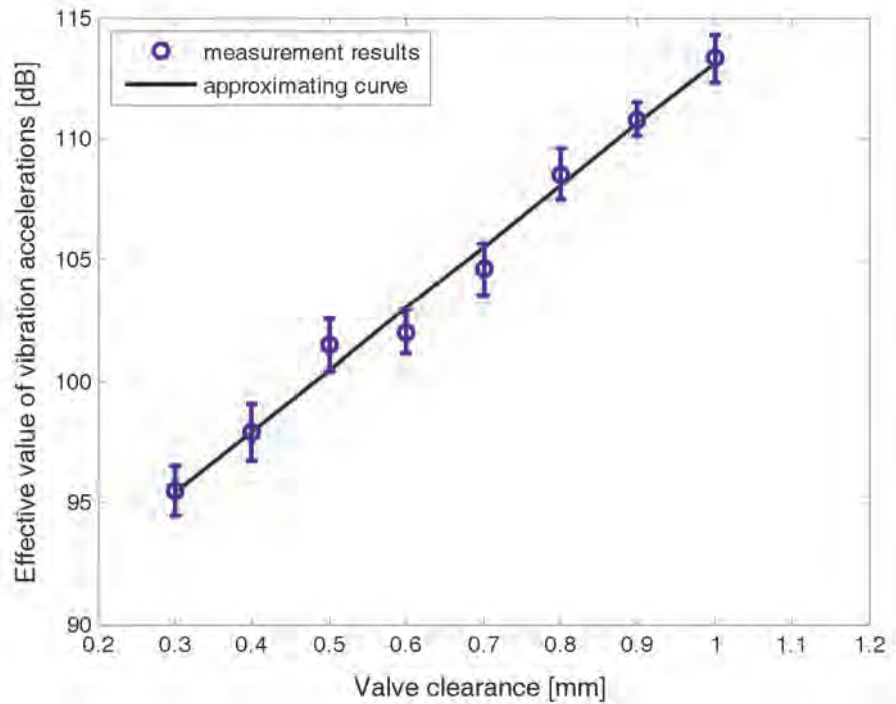


Fig. 3. Dependence of effective value of vibration accelerations in frequency 4500–5500 Hz from valve clearance of combustion engine type SB 3.1

Rys. 3. Zależność wartości skutecznej przyspieszeń drgań w paśmie 4500–5500 Hz od luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1

Na rysunku 3 przedstawiono zależność poziomu skutecznej wartości przyspieszeń drgań w paśmie 4500–5500 Hz, od luzu zaworów silnika spalinowego, którą aproksymowano (metodą najmniejszych kwadratów) funkcją liniową. W wyniku aproksymacji otrzymano równanie prostej (7), którego graficzną reprezentację zaznaczono na rysunku 3.

Wartość współczynnika korelacji pomiędzy wynikami pomiarów a wartościami uzyskanymi z obliczeń, wykorzystując zależność (7), wyniosła 0,98. Oznacza to bardzo dobre odwzorowanie rzeczywistych pomiarów w modelu matematycznym, opisującym zmiany luzu zaworów w zależności od skutecznej wartości przyspieszeń drgań, natomiast dynamika zmian parametru diagnostycznego wyniosła aż 17 dB.

Podstawowym celem badań diagnostycznych jest określenie luzu zaworów na podstawie znanej skutecznej wartości przyspieszeń drgań. W tym celu przeprowadzono obliczenia w oparciu o krzywą aproksymującą. W równaniu za zmienną objaśniającą przyjęto wartość skuteczną przyspieszeń drgań,

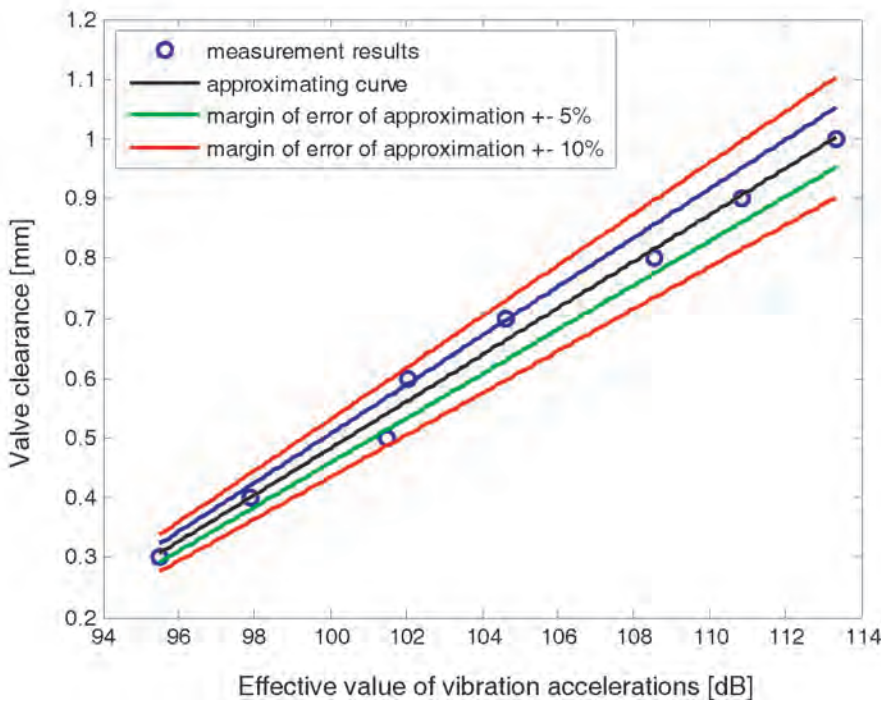


Fig. 4. Dependence of valve clearance of combustion engine SB 3.1 from effective value of vibration accelerations in frequency 4500–5500 Hz

Rys. 4. Zależność luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1 od wartości skutecznej przyspieszeń drgań w paśmie 4500–5500 Hz

describing changes of valve clearance depending on effective value of vibration accelerations, whereas the dynamics of changes in diagnostic parameter equaled 17 dB.

The main purpose of diagnostic tests is to determine valve clearance on the basis of known effective value of vibration accelerations. For this purpose calculations based on approximating curve were carried out. In the equation an effective value of vibration accelerations was taken as explaining variable, and valve clearance was taken as explained variable. As a result of calculating approximation coefficients, a curve described with dependency (8) was obtained, which is described in Fig. 4,

$$L_z = 0.039 \cdot a_{x_{RMS}} - 3.416 \quad (8)$$

where:  $a_{x_{RMS}}$  means level of effective value of vibration accelerations [dB],  $L_z$  means valve clearance [mm].

## 5. Conclusion

This paper presents analysis of possibilities of applying amplitude spectrum to assess valve clearance of calm unit. On the basis of carried out research and the analysis of signal of vibration accelerations it was stated that spectrum frequency 4.5–5.5 kHz shows the greatest changes in dependency from the value of valve clearance for the tested engine. Effective values of vibration accelerations defined within this frequency are characterized by big dynamics of changes that equals 17 dB. Applying levels of vibration accelerations for regression calculation enabled using equation of a straight line for approximation, which significantly enables to simplify the procedure of assessing valve clearance on the basis of parameters of vibration signal. It was also found out that the condition to obtain satisfactory accuracy of assessing valve clearance on the basis of frequency analysis of vibration signals is making time series subject of preliminary processing consisting in time separation. Further research concerning possibility to assess valve clearance will refer to issues connected with applying time-frequency analysis to assess valve clearance in piston combustion engine.

*This work was financed from science resources for years 2008-2011 as research project Nr N N502463034*

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

a za zmienną objaśnianą luz zaworów. W wyniku obliczeń współczynników aproksymacji otrzymano krzywą opisaną zależnością (8), przedstawioną na rysunku 4, gdzie:  $a_{x_{RMS}}$  – poziom wartości skutecznej przyspieszeń drgań [dB],  $L_z$  – luz zaworów [mm].

## 5. Podsumowanie

W pracy przedstawiono analizę możliwości zastosowania widma amplitudowego do oszacowania wartości luzu zaworów układu rozrządu. W oparciu o przeprowadzone badania i analizę sygnału przyspieszeń drgań stwierdzono, że pasmo widma 4,5–5,5 kHz wykazuje największe zmiany w zależności od wartości luzu zaworowego dla badanego silnika. Wyznaczone w tym paśmie wartości skuteczne przyspieszeń drgań cechuje duża dynamika zmian wynosząca 17 dB. Zastosowanie do obliczeń regresyjnych poziomów przyspieszeń drgań pozwoliło zastosować do aproksymacji równanie prostej, co w znaczący sposób pozwala uprościć procedurę szacowania luzu zaworowego na podstawie parametrów sygnału drganiowego. Stwierdzono ponadto, że warunkiem uzyskania zadowalającej dokładności oszacowania luzu zaworów na podstawie analizy częstotliwościowej sygnałów drganiowych jest poddanie szeregow czasowych wstępnemu przetwarzaniu, polegającemu na zastosowaniu separacji czasowej. Dalsze prace dotyczące oceny luzu zaworów będą dotyczyły zagadnień związanych z zastosowaniem analizy czasowo-częstotliwościowej do oceny luzu zaworów tłokowego silnika spalinowego.

*Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2008-2011 jako projekt badawczy Nr N N 502463034*

## Bibliography/Literatura

- [1] Randall R.B., Tech B.A.: Frequency analysis. Brüel & Kjær 1987.
- [2] Cempel Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne Warszawa 1982.
- [3] Czechyra B., Szymański G., Tomaszewski F.: Ocena luzu zaworów silnika spalinowego w oparciu o parametry drgań – założenia metodyczne. Silniki Spalinowe nr 1/2004(118).
- [4] Fichtenholtz G.M.: Rachunek różniczkowy i całkowy III. PWN Warszawa 1985.
- [5] Szymański G.: Ocena stanu regulacji zaworów silnika spalinowego za pomocą sygnału drganiowego. Praca magisterska. Politechnika Poznańska, Poznań 2000.
- [6] Szymański G.: Analiza możliwości zastosowania wybranych charakterystyk sygnału drganiowego do diagnostyki silnika spalinowego. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 2005.

Prof. Franciszek Tomaszewski, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

*Dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [franciszek.tomaszewski@put.poznan.pl](mailto:franciszek.tomaszewski@put.poznan.pl)



Mr. Grzegorz M. Szymański, DEng. – doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

*Dr inż. Grzegorz M. Szymański – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [grzegorz.m.szymanski@put.poznan.pl](mailto:grzegorz.m.szymanski@put.poznan.pl)



## The reduction of the reaction torque of a straight four-cylinder four-stroke engine

*The paper presents both the exact and simplified relations on the course of the reaction torque of a single and multi-cylinder engine, which is transmitted to the vehicle frame or foundation. The formula for the distance between the balance shafts along the vertical axes ensuring a complete elimination of the impact of the forces of inertia on the course of the reaction torque in four-stroke four-cylinder engines is derived in the paper. The criteria for selecting the optimum value of the distance are also derived in the paper. The dependence of the optimum value of the distance on the state of the engine operation and design parameters of the vehicle propulsion system is indicated in the paper. The paper proposes the selection of the optimum shafts distance, for a given type of vehicle, in areas of the engine most frequently used operating states.*

Key words: IC engines, crank assembly, reaction torque, balancing

### Redukcja momentu reakcyjnego silnika rzędownego czterosurowego czterocylinrowego

*W pracy przedstawiono zarówno dokladne jak i uproszczone zależności określające przebieg momentu reakcyjnego silnika, jedno i wielocylinrowego, przenoszonego na ramę pojazdu lub fundament. Wyprowadzono zależność na wartość przesunięcia wałków wyrównowazających zapewniającą całkowite wyeliminowanie wpływu sił bezwładności na przebieg momentu reakcyjnego w silnikach czterosurowych czterocylinrowych. Wprowadzono kryteria doboru optymalnej wielkości przesunięcia wałków wyrównowazających. Wskazano na zależność optymalnej wartości przesunięcia od stanu pracy silnika i parametrów konstrukcyjnych układu napędowego. Zaproponowano dobór optymalnej wartości dla danego typu samochodu w obszarach, w których silnik najczęściej pracuje.*

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, mechanizm korbowy, moment reakcyjny, wyrównowazanie

## 1. Introduction

For many years, some automobile companies have used balance shafts of the second order inertia forces in four-cylinder four-stroke engines [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Work [9] was also devoted to this issue. In many engine designs the balance shafts are located within lateral symmetry but at different heights above the crankshaft such as in the engines of Lancia Delta Integrale and Porsche 944 as well as other designs such as those implemented by Ford and Honda (the balance shafts are placed at the same height). None of the available literature and company materials explains the reasons for the balance shafts location at different heights and the ways of selection of the difference of the optimum height.

The aim of this study was, therefore, to analyze the reaction torque of the engine in order to determine the maximum distance between the balance shafts in four-cylinder four-stroke engines measured along the vertical axes. This was done with a view to eliminate the impact of the inertia forces on the course of the reaction torque and suggest approaches to determine the optimum value of this distance. In a specific case, the optimum value of the distance is in fact dependent on the design parameters of the engine and the vehicle.

## 2. Engine reaction torque

### 2.1. Accurate mathematical relationships

The engine reaction torque depends primarily on the gas forces and the inertia forces in the reciprocating motion.

## 1. Wstęp

Od szeregu lat niektóre firmy samochodowe stosują w silnikach czterocylinrowych czterosurowych wałki wyrównowazające siły bezwładności drugiego rzędu [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Temu zagadnieniu była również poświęcona praca [9]. W wielu rozwiązaniach konstrukcyjnych osie wałków wyrównowazających są umieszczane na różnych wysokościach w stosunku do osi obrotu wału korbowego, np. w silnikach samochodów Lancia Delta Integrale i Porsche 944. W innych konstrukcjach np. w samochodach firm Ford, Honda wałki wyrównowazające umieszczone są na tej samej wysokości. Brak w dostępnej literaturze silnikowej i materiałach firmowych wyjaśnienia powodów przesunięcia tych wałków oraz sposobów doboru jego wielkości.

Celem niniejszej pracy była zatem analiza przebiegu momentu reakcyjnego silnika i określenie maksymalnego przesunięcia osi wałków wyrównowazających w silnikach czterocylinrowych czterosurowych eliminującego wpływ sił bezwładności na przebieg momentu reakcyjnego oraz zaproponowanie sposobu podejścia do określenia optymalnej wartości tego przesunięcia. Konkretna, optymalna wartość przesunięcia jest bowiem zależna od parametrów konstrukcyjnych silnika i pojazdu.

## 2. Moment reakcyjny silnika

### 2.1. Dokładne zależności

Wartość momentu reakcyjnego silnika zależy przede wszystkim od sił gazowych i sił bezwładności w ruchu po-

In addition to the above-mentioned forces the geometric parameters of the crank assembly as well as the number and configuration of cylinders also affect the course of the torque. It is obvious that the geometrical parameters of the crank assembly affect the reaction torque both directly and through the inertia forces. This torque is transmitted to the frame of the vehicle through the engine mounting system and influences the magnitude of vibration of the whole vehicle.

The distribution of forces in the crank assembly, reduced to a dual-mass one, consisting of masses  $m_p$  and  $m_0$  engaged in the reciprocating and rotating motions respectively, are shown in Figure 1.

It follows from Fig. 1 that the vector of reaction torque  $M_{Ni}$  can be expressed by the following relationship:

$$M_{Ni} = s_i \times N_i \quad (1)$$

while

$$s_i = s_i \cdot k_y$$

where:  $N_i$  – normal force of  $i$ -th cylinder,  $s_i$  – distance from the center of mass  $m_p$  to the axis of the crankshaft rotation,  $k_y$  – versor along the  $y$  axes.

After development of relation (1) we get:

$$M_{Ni} = R\Phi(\alpha + \delta_i)k_y \times P_i(\alpha + \delta_i) \quad (2)$$

while:

$$\Phi(\alpha + \delta_i) = \sin(\alpha + \delta_i) + \frac{\lambda \sin 2(\alpha + \delta_i)}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha + \delta_i)}}; \lambda = \frac{R}{L} \quad (3)$$

where:  $R$  – crankshaft throw,  $L$  – length of connecting rod,  $\alpha$  – angle of crank travel from the cylinder axes,  $\lambda$  – ratio between crank radius and length of connecting rod,  $\delta$  – angle between cranks of the first and  $i$ th cylinder.

$$P_i = P_{gi} + P_{bi} \quad (4)$$

$$\delta_i = (i - 1) \frac{4\pi}{z}, \quad (5)$$

where:  $P_i$  – total force acting on the piston,  $P_{gi}$  – force of gas pressure in the  $i$ -th cylinder,  $P_{bi}$  – inertia force in the  $i$ -th cylinder,  $z$  – number of cylinders.

The value of the reaction torque vector component derived from the forces of inertia in the reciprocating motion of a cylinder can be represented by the following equation:

$$M_{Ni} = m_p R^2 \omega^2 \psi(\alpha + \delta_i) \Phi(\alpha + \delta_i) \quad (6)$$

while:

$$\psi(\alpha + \delta_i) = \cos(\alpha + \delta_i) + \frac{\lambda \cos 2(\alpha + \delta_i)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha + \delta_i)}} + \frac{\lambda^3 \sin^2 2(\alpha + \delta_i)}{4\sqrt{[1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha + \delta_i)]^3}} \quad (7)$$

stępowo-zwrotnym. Na przebieg tego momentu, poza wyżej wymienionymi siłami, mają wpływ parametry geometryczne mechanizmu korbowego oraz liczba i układ cylindrów. Jest oczywiste, że parametry geometryczne mechanizmu korbowego wpływają na moment reakcyjny zarówno bezpośrednio jak i poprzez siły bezwładności. Moment ten przenosi się na ramę pojazdu poprzez układ mocowania silnika i wpływa na wielkość drgań całego pojazdu.

Rozkład sił w mechanizmie korbowym, sprowadzonym do układu dwumasowego składającego się z mas  $m_p$  i  $m_0$  wykonujących odpowiednio ruch postępowo-zwrotny i obrotowy, pokazano na rysunku 1.

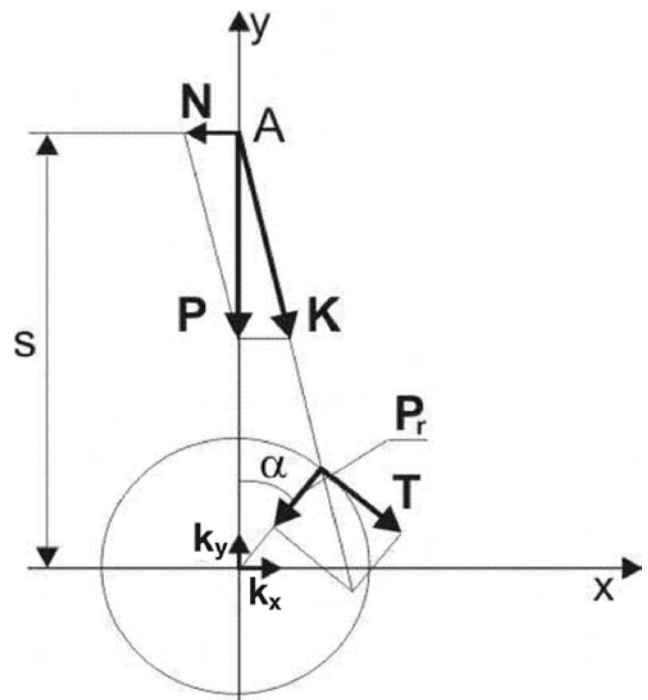


Fig. 1. Forces acting in the crank assembly  
Rys. 1. Rozkład sił w mechanizmie korbowym

Jak wynika z rysunku 1 wektor momentu reakcyjnego silnika  $M_{Ni}$ , wyraża zależność (1), przy czym

$$s_i = s_i \cdot k_y$$

gdzie:  $N_i$  – siła normalna  $i$ -tego cylindra,  $s_i$  – odległość środka masy  $m_p$  od osi obrotu wału korbowego,  $k_y$  – wersor wzdłuż osi  $y$ .

Po rozwinięciu zależności (1) otrzymamy (2), przy czym (3),

gdzie:  $R$  – promień wykorbienia,  $L$  – długość korbowodu,  $\alpha$  – kąt obrotu wału korbowego,  $\lambda$  – parametr mechanizmu korbowego,  $\delta$  – kąt pomiędzy wykorbieniem pierwszego a  $i$ -tego cylindra.

Przyjmując (4) oraz (5), gdzie:  $P_i$  – siła tłokowa,  $P_{gi}$  – siła gazowa w  $i$ -tym cylindrze,  $P_{bi}$  – siła bezwładności w  $i$ -tym cylindrze,  $z$  – liczba cylindrów.

For a multi-cylinder engine containing  $z$  cylinders the reaction torque of the inertia forces in reciprocating motion shows the following relationship:

$$M_N^b = m_p R^2 \omega^2 \sum_{i=1}^z \psi(\alpha + \delta_i) \Phi(\alpha + \delta_i) \quad (8)$$

In the case of a four-cylinder four-stroke engine relationship (6), after taking into account relations (3) and (7), can be converted to the following form:

$$M_N^b = 2m_p R^2 \omega^2 \left[ \sin 2\alpha + \frac{1}{2} \frac{\lambda^2 \sin 4\alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)} + \frac{\lambda^4 \sin^3 2\alpha}{4(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^2} \right] \quad (9)$$

An example of the reaction torque of a car engine versus angle  $\alpha$  of the crank travel, generated by the forces of inertia, is shown in Fig. 2.

## 2.2. Approximate relationships

For the purposes of the analysis of the effect of the inertia forces on the course of the engine torque and, therefore, also on the course of its reaction torque, mathematical dependence (9) shall be presented in another form. Taking into account relation (6) the simplified expressions for the functions of  $\psi(\alpha + \delta_i)$  and  $\Phi(\alpha + \delta_i)$  obtained by the decomposition of the root expressions in a power series we get the following form of the relation for the engine torque coming from one cylinder [7, 8]:

$$M_N^b = m_p R^2 \omega^2 \left( \frac{1}{4} \lambda \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha - \frac{1}{4} \lambda^2 \sin 4\alpha + \frac{5}{32} \lambda^3 \sin 5\alpha + \frac{3}{32} \lambda^4 \sin 6\alpha + \dots \right) \quad (10)$$

The analysis of relationship (10) with respect to multi-cylinder engines allows the following conclusions:

– in all two-stroke engines and four-stroke ones with an odd number of cylinders the following harmonics originating from the moment of inertia forces affect the engine torque:

$$z \cdot k, k = 1, 2, 3, \dots \quad (11)$$

– in four-stroke engines with an even number of cylinders the harmonics of the order defined by the following formula, originating from the moment of inertia forces, affect the engine torque:

$$1/2z \cdot k, k = 1, 2, 3, \dots \quad (12)$$

Taking the above into consideration relation (10), for a four-stroke four-cylinder engine, can be transformed to the form as below:

Wartość składowej wektora momentu reakcyjnego pochodzącej od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym jednego cylindra można przedstawić za pomocą zależności (6), przy czym (7).

Dla silnika wielocylindrowego o liczbie cylindrów  $z$  moment reakcyjny sił bezwładności od mas w ruchu postępowo-zwrotnym przedstawia zależność (8).

W przypadku silnika czterocylindrowego czterosuwowego zależność (6), po uwzględnieniu zależności (3) i (7), można przekształcić do postaci (9).

Przykładowy przebieg momentu reakcyjnego silnika samochodowego pochodzącego od sił bezwładności, w zależności od kąta obrotu wału korbowego  $\alpha$  przedstawiono na rysunku 2.

## 2.2. Zależności przybliżone

Dla celów analizy wpływu sił bezwładności na przebieg momentu obrotowego silnika, a w związku z tym również na przebieg momentu reakcyjnego, zależność (9) przedstawia się w innej postaci. Uwzględniając mianowicie w zależności (6) uproszczone wyrażenia na funkcje i uzyskane w wyniku rozkładu wyrażen pierwiastkowych w szereg potęgowy, otrzymuje się postać zależności na moment reakcyjny silnika pochodzący od jednego cylindra [7, 8] (10).

Analiza zależności (10) w odniesieniu do wielocylindrowych silników rzędownych pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

- w silnikach dwusurowych i w silnikach czterosurowych o nieparzystej liczbie cylindrów na przebieg momentu reakcyjnego silnika wpływają następujące harmoniczne momentu pochodzącego od sił bezwładności (11),
- w silnikach czterosurowych o parzystej liczbie cylindrów na przebieg momentu reakcyjnego mają wpływ harmoniczne pochodzącego od sił bezwładności o rzędzie określonym według formuły (12).

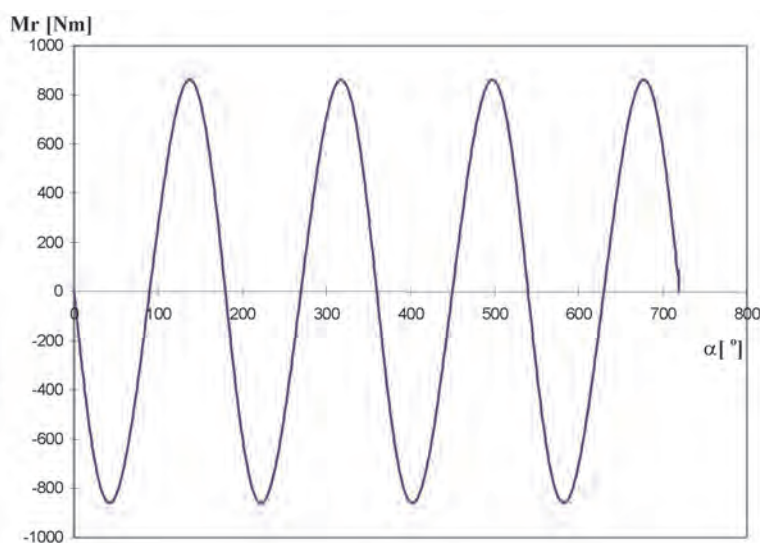


Fig. 2. Reaction torque of a car engine generated by the inertia forces for  $m_p = 0.6$ ,  $\lambda = 0.3$  and  $n = 6400$  rpm

Rys. 2. Przykładowy przebieg momentu reakcyjnego silnika pochodzącego od sił bezwładności dla  $m_p = 0,6$ ,  $\lambda = 0,3$  i  $n = 6400$  obr/min

$$M_N^b = 2m_p R^2 \omega^2 (\sin 2\alpha + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin 4\alpha - \frac{1}{4} \lambda^4 \sin 6\alpha + \dots) \quad (13)$$

During the analysis of the effect of the inertia forces on the torque only the first three harmonics are usually taken into account. This simplification means that the reaction torque of a four-stroke four-cylinder engine, which comes from these forces, would be represented by the following simple relationship:

$$M_N^b = 2m_p R^2 \omega^2 \sin 2\alpha. \quad (14)$$

But we must remember that the error made due to this simplification increases with the value of the  $\lambda$  parameter.

The relative error B made when determining the maximum reaction torque on the grounds of relationship (14) instead of (9), as a function of  $\lambda$ , is shown by the formula:

$$B = \frac{\left| \frac{\lambda^2 \sin 4\alpha}{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + \frac{\lambda^4 \sin^3 2\alpha}{2(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^2} \right|_{\max}}{\left| 2 \sin 2\alpha + \frac{\lambda^2 \sin 4\alpha}{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + \frac{\lambda^4 \sin^3 2\alpha}{2(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^2} \right|_{\max}} \quad (15)$$

The course of error B, for  $\lambda \in <0, 0.5>$ , determined on the grounds of relation (15), is presented in Fig. 3.

It follows from Fig. 3 that the error values are raising very rapidly and exceed 14% for maximum  $\lambda$  values encountered in practice. In car engines, however, these values typically do not exceed 6%.

### 3. The balance shafts offset

The impact of the second order component expressed by relation (14) on the reaction torque can be reduced by shifting the shafts balancing the second order inertia forces along the vertical axes. This arrangement of the balance shafts is shown in Fig. 4. As a result of the application of dual balance shafts, according to Taylor-Lanchester concept (Fig. 4), the second order inertia forces will be balanced if the following condition is met:

$$nm_c R' = m_p R \lambda \quad (16)$$

where:  $m_c$  – mass of one counterweight,  $n$  – number of counterweights.

The left side of relation (16) is the static moment of the counterweights located on the balancing shafts. Consequently, the following equation is true, the fulfillment of which constitutes the sufficient condition for the total reduction of the effect of the second order inertia forces on the course of the reaction torque transmitted to the vehicle frame.

$$\frac{1}{2} m_p R \lambda (2\omega)^2 h \sin 2\alpha = 2m_p R^2 \omega^2 \sin 2\alpha \quad (17)$$

hence:

W związku z powyższym zależność (10) dla silnika czterosurowego czterocyndrowego sprowadza się do postaci (13).

Podczas analizy wpływu sił bezwładności na przebieg momentu obrotowego zwykle uwzględnia się tylko trzy pierwsze harmoniczne momentu. Takie uproszczenie oznacza, że moment reakcyjny silnika czterocyndrowego czterosurowego, pochodzący od tych sił, wyrażałaby zależność (14).

Pamiętać jednak należy, że błąd jaki popełniamy przy takim uproszczeniu rośnie wraz z wartością parametru mechanicznego  $\lambda$ .

Błąd względny popełniany przy wyznaczaniu maksymalnej wartości momentu reakcyjnego na podstawie zależności (14) zamiast (9) w funkcji  $\lambda$ , przedstawia zależność (15).

Przebieg błędu B dla  $\lambda \in <0, 0.5>$ , wyznaczony na podstawie zależności (15), przedstawiono na rysunku 3.

Jak wynika z rysunku 3 wartości błędu bardzo szybko rosną i przekraczają 14% dla największych wartości parametru  $\lambda$  spotykanych w praktyce. W silnikach samochodowych natomiast wartości te zazwyczaj nie przekraczają 6%.

### 3. Przesunięcie osi wałków wyrównowazających

Wpływ składowej drugiego rzędu wyrażonej zależnością (14) na przebieg momentu reakcyjnego można zredukować do zera w wyniku przesunięcia o wielkość  $h$  osi wałków wyrównowazających siły bezwładności drugiego rzędu. Taki układ wałków wyrównowazających został przedstawiony na rysunku 4. W wyniku zastosowania dwóch wałków wyrównowazających, zgodnie z układem Taylora-Lanchestera (rys. 4), siły bezwładności drugiego rzędu zostaną wyrównowane jeśli będzie spełniony warunek (16), gdzie:  $m_c$  – wartość jednej przeciwmasy,  $n$  – liczba przeciwmasy.

Lewa strona zależności (16) oznacza moment statyczny przeciwmasy znajdujących się na wałkach wyrównowazających

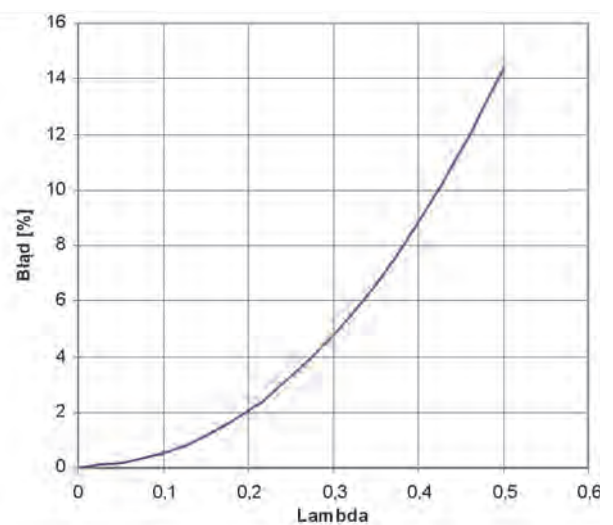


Fig. 3. Relative error B as a function of  $\lambda$

Rys. 3. Błąd względny w wyznaczaniu wartości momentu reakcyjnego jako funkcja parametru  $\lambda$ .

$$h = \frac{R}{\lambda} = \frac{S}{2\lambda} \quad (18)$$

while  $S$  in relation (18) is the piston stroke. As mentioned in Chapter 2, the course of the engine torque, as a function of angle of crank travel, is the result of cumulative impacts of the gas pressure and inertia forces in a reciprocating motion. The value of the gas pressure forces, and therefore their impact on the course of the reaction torque, is primarily a function of load and to a lesser extent a function of speed. The course of the reaction torque can be changed by acting on its component coming from the inertia forces through the choice of the distance  $h$  between the balance shafts (Fig. 4). The complete reduction of the impact of this component may increase rather than decrease the value of the absolute maximum of the reaction torque. The selection of the optimum distance  $h_{opt}$ , enabling favorable change in the course of the reaction torque, requires an adoption of an appropriate optimization criterion. From the standpoint of the loads carried by the frame of the vehicle the following equivalent criteria could be proposed:

$$\left( h_{opt} \in \left\langle 0; \frac{R}{L} \right\rangle : \left\{ \begin{array}{l} M_N(h)_{max} - M_N(h)_{min} = \min \\ M_{Nsr} \end{array} \right. \right) \quad (19)$$

$$\left( h_{opt} \in \left\langle 0; \frac{R}{L} \right\rangle : \left\{ \begin{array}{l} \frac{M_N(h)_{max}}{M_{Nsr}} = \min \end{array} \right. \right) \quad (20)$$

$$\left( h_{opt} \in \left\langle 0; \frac{R}{L} \right\rangle : \left\{ \begin{array}{l} M_N(h)_{max} = \min \end{array} \right. \right) \quad (21)$$

where:  $M_{Nmax}$  – absolute maximum of the torque,  $M_{Nmin}$  – absolute minimum of the torque,  $M_{Nsr}$  – mean value of the torque.

The optimum distance  $h_{opt}$  between the shafts is different for each point of the engine operation defined by its load and speed. For this reason, the distance  $h$  is optimized in the area of loads and speeds and is expected to occur most often in normal vehicle operation. For this purpose it is necessary to know the reciprocating masses, and the engine indicator

cych. Wobec powyższego słuszne jest następujące równanie, spełnienie którego stanowi wystarczający warunek całkowitego zniesienia wpływu sił bezwładności drugiego rzędu na przebieg momentu reakcyjnego silnika przenoszonego na ramę pojazdu (17), a stąd otrzymujemy (18), przy czym  $S$  w zależności (18) oznacza skok tłoka.

Jak wspomniano w rozdziale 2 przebieg momentu reakcyjnego silnika, jako funkcja kąta obrotu wału korbowego, jest wynikiem łącznych oddziaływań sił gazowych i sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym. Wartość sił gazowych, a w związku z tym ich wpływ na przebieg momentu reakcyjnego jest przede wszystkim funkcją obciążenia (wielkości dawki paliwa) a w mniejszym stopniu funkcją prędkości obrotowej.

Przebieg momentu reakcyjnego silnika można zmieniać oddziaływując na składową momentu pochodzącą od sił bezwładności poprzez przesunięcia wałków wyrównowazających  $h$ . Całkowite zniesienie wpływu składowej momentu od sił bezwładności, zamiast zmniejszyć, może spowodować zwiększenie maksymalnej wartości momentu reakcyjnego. Dobór odległości  $h$ , umożliwiającej korzystną zmianę przebiegu momentu reakcyjnego silnika, wymaga

przyjęcia odpowiedniego kryterium optymalizacyjnego. Z punktu widzenia wartości obciążeń przenoszonych przez ramę pojazdu można by wprowadzić następujące, równoważne kryteria (19)-(21),

gdzie:  $M_{Nmax}$  – maksimum absolutne momentu,  $M_{Nmin}$  – minimum absolutne momentu,  $M_{Nsr}$  – wartość średnia momentu.

Optymalna odległość  $h_{opt}$  jest inna w poszczególnych punktach pola pracy silnika określonych wartością momentu obrotowego i prędkości obrotowej. Z tego względu wielkość tę optymalizuje się dla najczęściej spotykanych warunków eksploatacji samochodu. Do tego celu niezbędna jest znajomość mas w ruchu postępowo-zwrotnym oraz dysponowanie wykresami indykatorowymi silnika. Z uwagi na to, że maksymalne wartości momentu obrotowego wykorzystywane są w silnikach samochodowych stosunkowo rzadko, nie doбира się odległości wałków  $h$  dla maksymalnej dawki paliwa. Warto w tym miejscu zauważyć także, że przesunięcie wałków wyrównowazających ma znaczenie dopiero po przekroczeniu pewnej prędkości obrotowej silnika, zazwyczaj powyżej 2800 obr/min. Z analizy konstrukcji

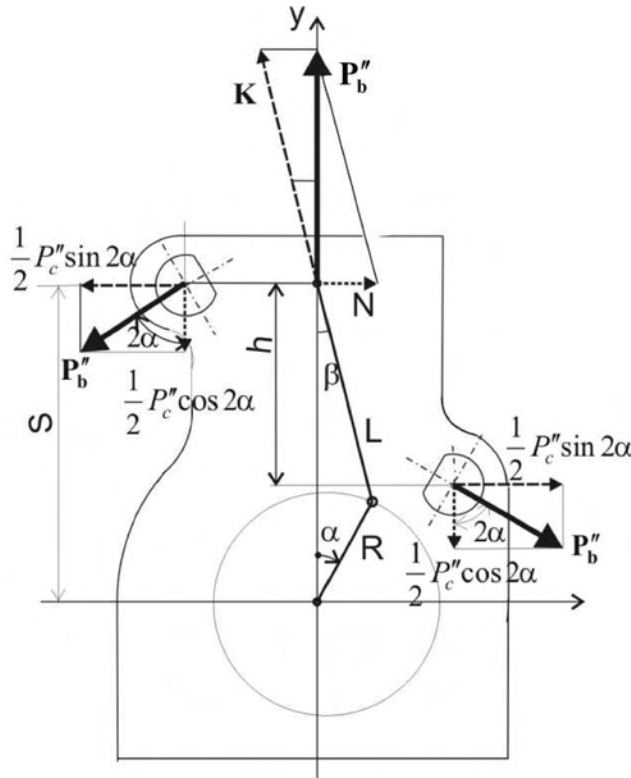


Fig. 4. Arrangement of the balance shafts  
Rys. 4. Układ wałków wyrównowazających

diagrams. Because of the fact that maximum torque values are rarely used in car engines,  $h_{opt}$  is not chosen for maximum loads of the engine. It should also be noted that the location of the balance shafts at different heights is important only after exceeding a certain engine speed, usually above 2800 rpm. It follows from the design analyses of the engines fitted with balance shafts that in the case of the engines of Lancia Delta Integralne, Porsche 944 and Mitsubishi the  $h$  value is close to the piston stroke. For example, in the engine of Mitsubishi Motors Corporation the distance  $h$  amounts to:

$$h = 0.7L = \frac{0.35}{\lambda} S \quad (22)$$

In other design solutions (Ford, Honda), balance shafts are placed at the same height. In this case they do not have any effect on the reaction torque of the engine.

#### 4. Concluding remarks

It is well known that in four-stroke four-cylinder engines the inertia forces of the second order are not balanced. In order to fully balance the engine, thus, reduce the load of the screws fixing the engine to the vehicle frame, reduce body vibration and noise, some companies use two balance shafts rotating in opposite directions with an angular velocity twice that of the crankshaft. There are also solutions in which the balance shafts are not placed on the same level, but are shifted against each other along the vertical axes. The purpose of this is to reduce the engine reaction torque transmitted to the vehicle frame. The maximum shift of the axis of the balance shafts fully reducing the effect of the inertia forces on the course of the engine torque is determined by relation (18). A full reduction of the impact of the inertia forces on the engine torque is not favorable. In practice, the optimum value of  $h$  is chosen for the engine loads and speeds expected to be most frequently occurring in normal vehicle operation. Therefore the  $h$  values used by the engine designers are much smaller than the maximum and not much different from the value of the piston stroke.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

Mr. Ryszard Mosakowski, DEng. – doctor in the Mechanical Engineering Faculty at Gdańsk University of Technology.

*Dr inż Ryszard Mosakowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.*

e-mail: [rmosakow@sunrise.pg.gda.pl](mailto:rmosakow@sunrise.pg.gda.pl)



silników wyposażonych w wałki wyrównowazające wynika, że w przypadku silników samochodów Lancia Delta Integralne, Porsche 944 i Mitsubishi przesunięcie osi wałków wyrównowazających jest zbliżone do wartości skoku tłoka. Na przykład w silniku firmy Mitsubishi Motors odległość ta wynosi (23):

W innych konstrukcjach (Ford, Honda) wałki wyrównowazające umieszczone są w jednej płaszczyźnie. W tym przypadku nie mają one żadnego wpływu na moment reakcyjny silnika.

#### 4. Uwagi końcowe

Powszechnie wiadomo, że w silnikach czterosuwowych 4-cylindrowych nie są wyrównowane siły bezwładności drugiego rzędu. W celu ich wyrównowania, a tym samym zmniejszenia m.in. obciążenia śrub mocujących silnik do ramy pojazdu, wibracji nadwozia i emisji hałasu, niektóre firmy stosują dwa wałki wyrównowazające obracające się w kierunkach przeciwnych z prędkością kątową dwa razy większą niż wał korbowy. Są także rozwiązania, w których wałki wyrównowazające nie są umieszczone na tym samym poziomie lecz są przesunięte względem siebie o pewną wielkość. Celem takiego przesunięcia jest zmniejszenie momentu reakcyjnego silnika przenoszonego na ramę pojazdu. Maksymalne przesunięcie osi wałków wyrównowazających, znoszące całkowicie wpływ sił bezwładności na moment reakcyjny, określa zależność (18). Całkowite zniesienie wpływu sił bezwładności na moment reakcyjny nie jest jednak korzystne. W praktyce optymalne wartości  $h$  dobiera się dla stanów pracy silnika najczęściej występujących w eksploatacji. Dlatego stosowane przez firmy samochodowe wielkości  $h$  są znacznie mniejsze niż maksymalne i niewiele różnią się od wartości skoku tłoka.

#### Bibliography/Literatura

- [1] Borkowski J.: Lancia Thema. Auto Technika Motoryzacyjna. Nr 6/1985.
- [2] Silvers R., Pilgrim R.: Schwingungstechnisch-akustische Massnahmen bei der Entwicklung des Porsche 944-Motors. ATZ, nr 11, 1981.
- [3] Szelichowski S.: Samochody rajdowe Lancia i Fiat. Auto Technika Motoryzacyjna, nr 4/1990.
- [4] Szelichowski S.: Saab 9000 – gość ze Skandynawii. Auto Technika Motoryzacyjna, nr 4/1990.
- [5] Jaźwiński T.: Nowa moc. Auto motor i sport, nr 4, 1998.
- [6] SAAB 9000. Auto Technika Motoryzacyjna, nr 2, 1997.
- [7] Jędrzejowski J.: Mechanika układu korbowego. WKiŁ, Warszawa 1973.
- [8] Jędrzejowski J.: Obliczanie tłokowego silnika spalinowego. WNT Warszawa 1969.
- [9] Mosakowski R., Konaszewski S.: Dobór optymalnego momentu statycznego wałków wyrównowazających w silniku rzędowym czterosuwowym czterocylindrowym. Archiwum Motoryzacji nr 5/2000.

## Aktualności

### Silniki ZI

#### **Nowe silniki Mercedes AMG**

Jednostka napędowa S 63 to nowy silnik o zapłonie iskrowym i pojemności skokowej 5,5 dm<sup>3</sup>. Moc w wersji podstawowej wynosi 544 KM, a maksymalny moment obrotowy 800 N·m. Pakiet AMG Performance pozwala zwiększyć moc do 571 KM i 900 Nm momentu obrotowego.

Jednostka napędowa C 63 AMG DR 520 ma pojemność skokową 6,2 dm<sup>3</sup>. Została ona poddana modyfikacjom polegającym na zastosowaniu: tłoków o wyższych właściwościach wytrzymałościowych, nowo opracowanych korbowodów i zmienionego wału korbowego. Dzięki temu udało się zwiększyć moc jednostki do 520 KM, a maksymalny moment obrotowy do 650 N·m. Mercedes C 63 AMG DR 520 oferowany będzie do sprzedaży tylko w Wielkiej Brytanii.

Oprac. na podst.: [www.autosnewspaper.com](http://www.autosnewspaper.com), [www.mercedes-amg.com](http://www.mercedes-amg.com)

#### **Volvo z silnikiem GTDi**

Nowe silniki oznaczone symbolem GTDi stosowane w samochodach Volvo to czterocylindrowe jednostki o zapłonie iskrowym i pojemności skokowej 1,6 dm<sup>3</sup>, które zostały wyposażone w turbodoładowanie i w najnowszą technologię wtrysku bezpośredniego benzyny. Silniki GTDi są wykonane całkowicie z odlewanej aluminium. Pozwoliło to uzyskać małą masę jednostki i dobre zdolności wymiany ciepła. Kolektor dolotowy został wykonany z tworzywa sztucznego, co korzystnie wpływa na wagę jednostki.

W przypadku opisywanej jednostki konstruktorzy Volvo zdecydowali się na umieszczenie każdego wtryskiwacza centralnie nad tłokiem, tuż obok świecy zapłonowej. Każdy z nich ma sześć otworów, co jest rozwiązaniem nietypowym w przypadku silników ZI i wtryskiwaczy umieszczonych centralnie. Rozwiązanie to pozwala uzyskać szczególnie jednorodny rozprzaskanie paliwa. Przy zimnym silniku, paliwo jest wtryskiwane do środka komory spalania tuż przed zapłonem; stosuje się duże ciśnienie wtrysku 100 bar. Dobre rozpylenie paliwa pozwala ograniczyć poziom emisji spalin i zredukować ilość zużywanego paliwa. Przy zimnym silniku ta technologia wtrysku pozwala także na szybkie rozgrzanie reaktora katalizacyjnego, co z kolei przyspiesza proces oczyszczania spalin.

Silniki GTDi wykorzystują układ zmiennych faz rozrządu dla obu wałków rozrządu. Zarówno czas otwarcia otworu dolotowego, jak i zaworów wylotowych można zmieniać w celu optymalizacji przekrycia faz rozrządu i zapewnienia właściwego napełnienia cylindrów niezależnie od prędkości obrotowej silnika. Jednostka wyposażona jest w turbodoładowanie.

Silniki GTDi T3 o mocy 150 KM oraz T4 o mocy 180 KM będą dostępne w nowych modelach Volvo S60 i V60. Jednostka mocniejsza rozwija maksymalny moment

obrotowy 240 N·m od 1600 obr/min aż do 5000 obr/min. Dostępna na zamówienie funkcja overboost pozwala osiągnąć 270 N·m.

Oprac. na podst.: [www.motorauthority.com](http://www.motorauthority.com)

#### **Silnik do Bugatti Veyron 16.4 Super Sport**

Seryjny silnik o zapłonie iskrowym i pojemności skokowej 8 dm<sup>3</sup>, który w wersji seryjnej dysponuje mocą 1001 KM i maksymalnym momentem obrotowym 1250 N·m został zmodernizowany, dzięki czemu uzyskano wzrost mocy do wartości 1200 KM i maksymalnego momentu obrotowego do 1500 N·m. Modyfikacje polegały na przekonstruowaniu układu dolotowego oraz wylotowego. Zastosowano przy tym m.in. większe ciśnienia doładowania (zmieniają turbosprężarki) oraz większe chłodnice powietrza doładowanego. Maksymalna prędkość pojazdu wynosi obecnie 434,211 km/h.

Oprac. na podst.: [www.autosnewspaper.com](http://www.autosnewspaper.com)

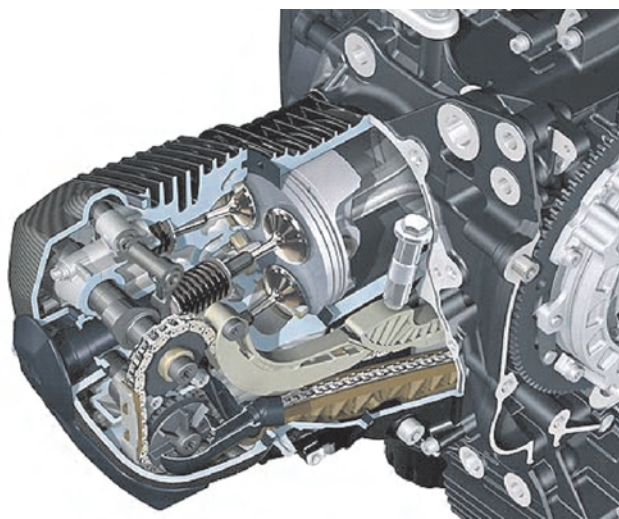
#### **Lotus Elise z silnikiem Toyoty**

Silnik o oznaczeniu 1ZR-FAE został w całości opracowany i wyprodukowany przez koncern Toyota i będzie montowany w podstawowej wersji samochodu Lotusa Elise. Jednostka ta posiada najnowsze rozwiązania techniczne w zakresie sterowania pracą zaworów ssących i wydechowych (Valvematic i dual VVT-i). Jej moc to 136 KM, a maksymalny moment obrotowy 160 N·m rozwijany jest przy 4400 obr/min.

Oprac. na podst.: [www.motorauthority.com](http://www.motorauthority.com)

#### **Stożkowe krzywki rozrządu w silniku motocyklowym BMW**

BMW do swojego silnika boxer 1,2 dm<sup>3</sup> typu R1200GS opracowało nowe głowice DOHC. Zastosowano w nich łańcuchowy napęd 2 wałków rozrządu, krótkie dźwignienki zaworowe podparte obrotowo na wałku oraz stożkowe



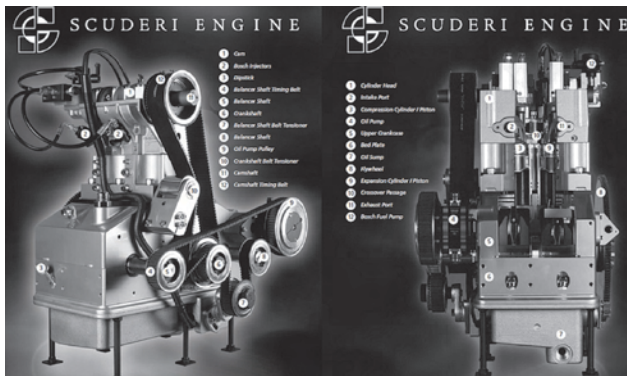
krzywki rozrządu. Głowica wyposażona w 4 zawory chłodzona jest powietrzem, ale jest także wyposażona w dodatkowe kanały chłodzące olejem smarującym. Zawory o dużej średnicy umieszczone są w komorze spalania pod kątem 22°, co ułatwia uzyskanie zwartej komory spalania i dużego stopnia sprężania 12:1.

W obecnej wersji silnik rozwija moc 110 KM (82 kW) przy 7750 obr/min. Moment obrotowy został zwiększony do 119 N·m.

Oprac. na podst.: [www.sae.org/mags/aei](http://www.sae.org/mags/aei)

### Prototyp silnika z dzielonym cyklem pracy firmy Scuderi

Grupa Scuderi, LLC przedstawiła pierwszy dźwiękowy materiał video dotyczący swojego działającego prototypu silnika o dzielonym cyklu pracy, umieszczonego na laboratoryjnym stanowisku badawczym. Dwuminutowy film przedstawia prototyp wolnossącego silnika ZI o objętości skokowej równej 1,0 dm<sup>3</sup> podczas jego pracy, przedstawiono widok silnika i przeprowadzonych badań, udowadniając celowość stosowania zapłonu po GMP.



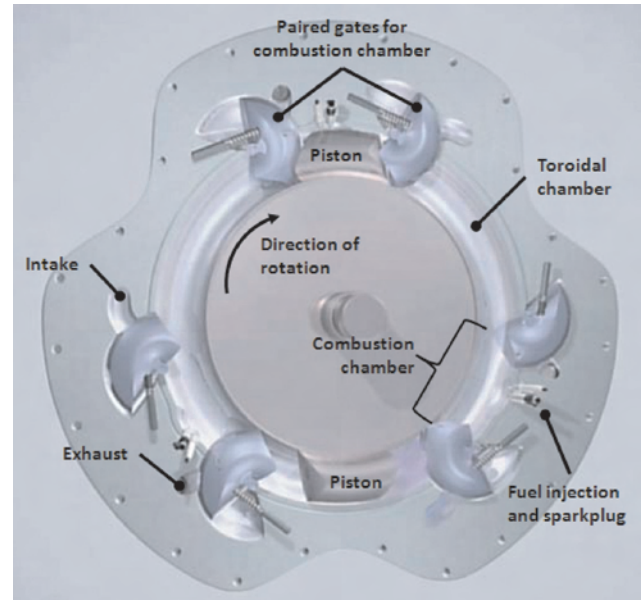
Wstępne wyniki badań potwierdziły wcześniejsze symulacje komputerowe. Silniki o dzielonym cyklu pracy dzielą cztery suwy silnika (napełnianie, sprężanie, suw pracy i wylotu) w dwóch oddzielnych, lecz połączonych w parę cylindrów. W pierwszym z cylindrów jest realizowany suw napełniania i sprężania. Sprężone powietrze jest wówczas kierowane przez kanał łączący do drugiego cylindra, w którym odbywa się spalanie i proces wylotu spalin. Silnik o dzielonym cyklu jest z jednej strony sprężarką powietrza, natomiast w drugiej części komorą spalania. Obecny prototyp wolnossącego silnika ma osiągnąć o 5-10% większą sprawność niż jakiegokolwiek obecny silnik stosowany w pojeździe w transporcie lądowym. Firma spodziewa się osiągnąć sprawność o 25-50% większą dla ostatecznej wersji silnika z turbodoładowaniem i elementami napędu hybrydowego (Air-Hybrid components).

Oprac. na podst.: [www.scuderingroup.com](http://www.scuderingroup.com)

### Koncepcja tłokowego obrotowego silnika Garric o zmiennym stopniu sprężania

Rick Ivas i Gary Kelley, dwóch przedsiębiorców z Florydy (USA), opracowało koncepcję silnika typu Garric: silnika obrotowego o zmiennym stopniu sprężania, zapewniającego uzyskanie dużej mocy użytecznej i momentu obrotowego

oraz niewielkiego zużycia paliwa. Silnik o średnicy cylindra równej 96,5 mm (porównywalna do średnic cylindrów współczesnych średnich silników typu V6) i promieniu toroidalnym równym 254 mm ma uzyskiwać znamionową moc użyteczną równą 168 kW i moment obrotowy równy 994 N·m przy prędkości równej 1050 obr/min. Szacowane zużycie paliwa ma być równe 1/3 do 1/4 wartości uzyskiwanej przez silniki V6.



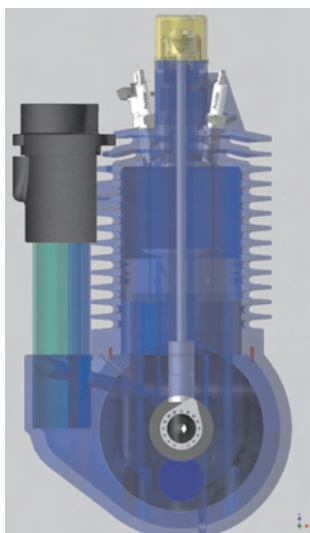
Silnik Garric dzieli cykl 4-suwowy przez zastosowanie wielu dwustronnych tłoków poruszających się w stałym kierunku. Każda strona dwustronnego tłoka wykonuje nieustannie jeden z suwów. Piasta środkowa lub wał napędowy jest połączony do tarczy z dołączonym jednym lub większą liczbą tłoków. Tłoki obracają się wokół środkowej piasty i są umieszczone w komorze toroidalnej. Wzdłuż ścieżki ruchu tłoków jest wiele obszarów spalania, każdy z nich ma dwie bramki lub zawory usytuowane po każdej stronie obszaru spalania. Każda bramka usytuowana w obszarze spalania zgodnie z drogą tłoka jest odpowiedzialna za sterowanie dopływem powietrza lub mieszanki i również uszczelnienie torusa w suwie sprężania. Każda bramka poprzedzająca obszar spalania jest odpowiedzialna za uszczelnienie komory toroidalnej w suwie pracy i skierowaniu obciążeń gazów ulegających procesowi rozprężania poza tłok. Kieruje ponadto spaliny poza torus.

Oprac. na podst. [garric-engines.com](http://garric-engines.com)

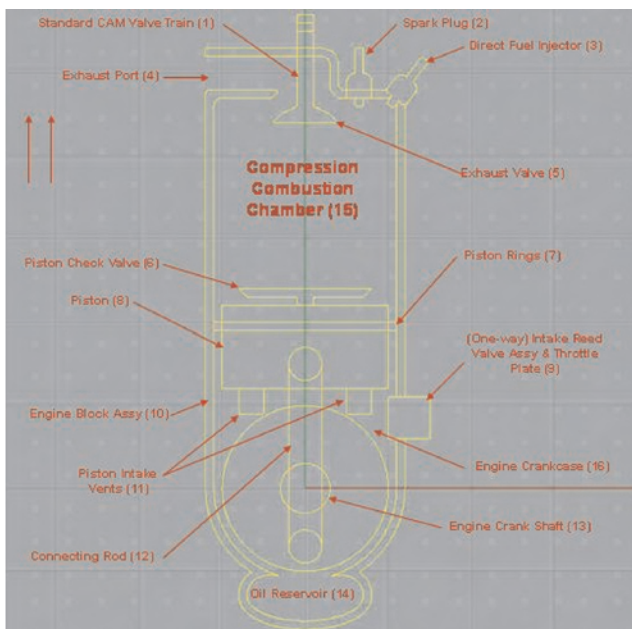
### Silnik firmy Grail typu FS-HCCI w wersji dwusuwowej

Firma Grail Engine Technologies, konstruktor dwusuwowego silnika wykorzystującego wymuszone spalanie typu FS-HCCI, zaadaptowała impulsowe wtyczki Pulstar z firmy Enerpulse. Produkt Pulstar pozwala na uzyskanie bardzo dużej mocy wyładowania świecy na poziomie 1 MW, celem przyspieszenia procesu zapłonowego i intensywnego rozwoju procesu spalania; umożliwia to spalanie typu HCCI w różnych warunkach pracy silnika.

HCCI jest systemem spalania, w którym dobrze wymieszane paliwo, spaliny i powietrze są sprężane do punktu,



w którym następuje samozapłon. W odróżnieniu od gazowych silników ZI i silników ZS, w silniku z systemem HCCI występuje niskotemperaturowe, bezpłomienne uwalnianie energii w całej komorze spalania. Całe paliwo zawarte w komorze jest spalane jednocześnie. W wyniku spalania HCCI możliwe jest uzyskanie dużej sprawności silnika, potencjalnie zapewniając 20-30% wzrost mocy użytkowej silnika ZI bez wzrostu emisji NO<sub>x</sub> i PM silnika ZS.



Oprac. na podst.: [www.grailengine.com/tech.php](http://www.grailengine.com/tech.php)

## Silniki ZS

### Nowe silniki Mercedesa klasy S

Wszystkie jednostki Mercedesa tej klasy wyposażane będą w system ECO start/stop. Model S 250 CDI BlueEFFICIENCY to 4-cylindrowa jednostka o zapłonie samoczynnym o pojemności skokowej 2,1 dm<sup>3</sup>, która osiąga moc 204 KM i moment obrotowy 500 Nm (por. Combustion Engines 141, 2/2010, Aktualności). Zastosowano także podwójne turbodoładowanie i dopracowano system wtrysku paliwa typu common rail.

Następny w gamie model S 350 BlueTEC to 6-cylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym i pojemności skokowej 3 dm<sup>3</sup>, o mocy 258 KM i momencie obrotowym 620 N·m. W nim także zastosowano technologię AdBlue.

S 350 BlueEFFICIENCY oraz S 350 4MATIC BlueEFFICIENCY to kolejne wersje silników tego typu. Najwięk-

szą zmianą w tych jednostkach 6-cylindrowych o zapłonie iskrowym to zmiana kąta rozwarcia cylindrów z 90 do 60°. Oprócz tego przeprojektowano wlot powietrza do silnika, zamontowano nowy układ wylotowy wraz z kolektorem dolotowym. Dzięki tym ingerencjom silnik 3,5 dm<sup>3</sup> zamiast 272 KM rozwija teraz 306 KM. Maksymalny moment obrotowy rośnie z 350 N·m do 370 N·m.

Ostatnią nowością to modele S 500 BlueEFFICIENCY i S 500 4MATIC BlueEFFICIENCY. Pojemność silnika zmniejszyła się z 5,5 do 4,7 dm<sup>3</sup>. Moc zwiększona została z 388 KM do 435 KM, a moment obrotowy z 530 N·m do 700 N·m.

Oprac. na podst.: [www.mercedes-benz.pl](http://www.mercedes-benz.pl)

### Saab z nowymi silnikami

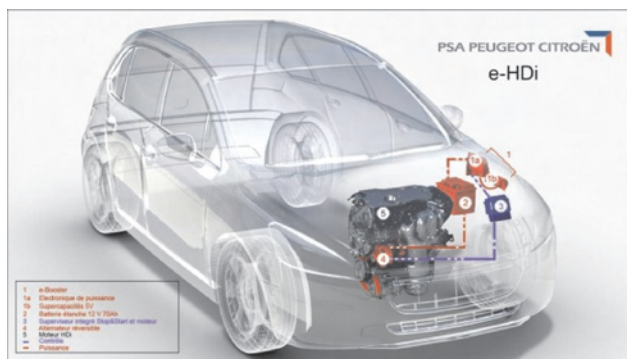
Saab wprowadził nową jednostkę napędową o zapłonie samoczynnym i pojemności skokowej 1,9 dm<sup>3</sup> wyposażoną w podwójne turbodoładowanie, który w ofercie będzie dostępny w trzech wariantach mocy. Pierwszy dysponuje mocą 130 KM, drugi 160 KM, trzeci mocą 180 KM i momentem obrotowym 400 N·m. Powstała także nowa jednostka benzynowa BioPower o pojemności skokowej 2 dm<sup>3</sup> o mocy 163 KM.

W ofercie dostępna będzie także edycja TX, oparta na limitowanej edycji Turbo X. W silniku o zapłonie samoczynnym i pojemności skokowej 2 dm<sup>3</sup> z podwójnym turbodoładowaniem zwiększono moc do 190 KM i 400 N·m maksymalnego momentu obrotowego. Natomiast w silniku o zapłonie samoczynnym i pojemności skokowej 1,6 dm<sup>3</sup> po zastosowaniu turbodoładowania moc wzrosła do 180 KM i 230 N·m momentu obrotowego.

Oprac. na podst.: [www.saab.com](http://www.saab.com)

### Technologia e-HDi w silnikach grupy PSA

Peugeot i Citroen (Grupa PSA) od trzeciego kwartału 2010 r. zaczną wprowadzać do swoich pojazdów technologię e-HDi, czyli nową generację systemu Stop & Start z silnikiem o zapłonie samoczynnym, który jest automatycznie zatrzymywany na postoju. Jak podaje PSA, technologia e-HDi pozwala zredukować zużycie paliwa i emisję CO<sub>2</sub> silników HDi o 15%.



System składa się ze wspomnianego systemu Stop&Start z odwracalnym alternatorem drugiej generacji oraz systemu e-booster, umożliwiającego natychmiastowe ponowne uruchomienie jednostki napędowej. Poza tym dochodzą do tego:

system elektronicznego sterowania alternatorem, umożliwiający odzysk energii kiedy auto zwalnia oraz skrzynia biegów ze zoptymalizowanymi przełoženiami.

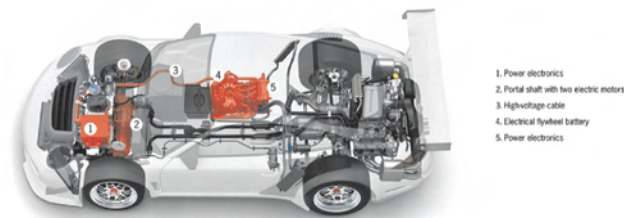
W rozwój technologii e-HDi francuski koncern zainwestował 300 mln euro, złożył ponad 30 patentów i zaangażował 500 techników i inżynierów. Realizacja projektu trwała 36 miesięcy. Ponadto w ramach obszernego planu rozwoju innowacji technologicznych w celu zmniejszenia emisji dwutlenku węgla, Grupa PSA w latach 2010-2012 wdroży do sprzedaży seryjnej samochody w pełni elektryczne (Peugeot iOn i Citroen C-ZERO w 2010 r.), pojazdy hybrydowe (Peugeot 3008 HYbrid4 i Citroen DS5 HYbrid4 w 2011 r.) oraz nowe silniki cieplne razem z rodziną małych benzynowych, trzycylindrowych motorów o pojemnościach: 1,0 i 1,2 dm<sup>3</sup> (2012 r.). Celem marketingowym jest sprzedaż w 2012 r. miliona aut o emisji poniżej 120 g CO<sub>2</sub>/km.

Oprac. na podst. [www.autosnewspaper.com](http://www.autosnewspaper.com)

## Napędy hybrydowe

### Porsche z napędem elektrycznym

W formie Porsche proces badania nowych napędów elektrycznych rozpocznie się na początku 2011 r. i prowadzony będzie w ramach programu Elektromobilität Modellregion w Stuttgarcie. Trzy koncepcyjne samochody typu Boxster mają pomóc inżynierom zapoznać się z nowymi elementami elektrycznego układu napędowego, a także pozwolić zbadać funkcjonowanie baterii i ich zachowanie w różnych warunkach. Ten test ma pozwolić także na znalezienie i opracowanie najlepszego rozmieszczenia całej techniki związanej z tym napędem. Firma prowadzi także dalsze testy i badania ze sportowym modelem 911 GT3 R Hybrid.



Oprac. na podst. [www.porsche.com](http://www.porsche.com)

### Renault – Drive the Change

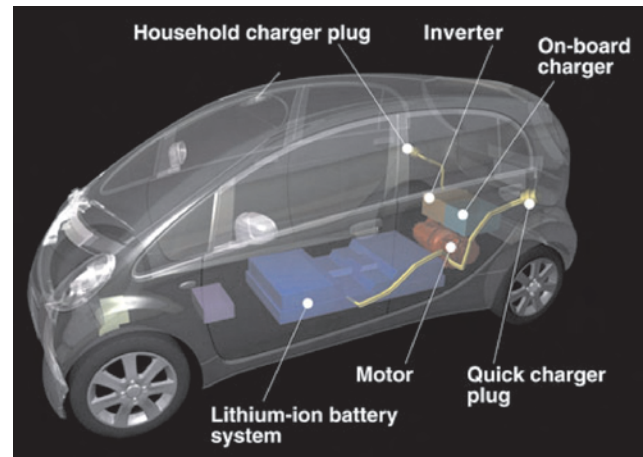
Firma Renault zastosowała napęd elektryczny. Moc silnika elektrycznego wynosi 20 KM, maksymalny moment obrotowy 57 N·m. Prędkość maksymalna auta wynosi 75 km/h. Mała masa (450 kg) pozwoliła na uzyskanie zasięgu 100 km. Baterie litowo-jonowe umieszczone pod przednim siedzeniem można naładować np. przy pomocy zwykłego gniazodka. Pełne ładowanie akumulatora zajmuje 3,5 h.

Oprac. na podst.: [www.renault.pl](http://www.renault.pl)

### Peugeot iOn

Do napędu Peugeota iOn służy silnik elektryczny o mocy 64 KM i momencie obrotowym 180 N·m. Prędkość maksymalna auta wynosi 130 km/h. Energia potrzebna do napędzania eko Peugeota magazynowana jest w litowo-

jonowych bateriach. Producent określa zasięg auta na 150 km. Ładowanie odbywać się może przy użyciu zwykłego gniazodka (pełne ładowanie trwa 6 godzin) lub za pomocą specjalnych stacji (baterie ładuje się do 50% w czasie 15 minut, a do 80% w czasie 30 minut). Po naładowaniu baterii do 80% nie można ich doładować, lecz jedynie naładować je ponownie po całkowitym rozładowaniu.



Oprac. na podst.: [www.peugeot.pl](http://www.peugeot.pl)

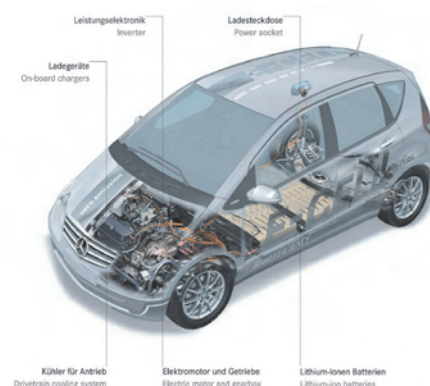
### Peugeot 3008 HYbrid4

Jest to jednostka hybrydowa będąca połączeniem silnika o zapłonie samoczynnym i silnika elektrycznego. W wypadku tej konstrukcji współpracują ze sobą: jednostka o pojemności skokowej 2,0 dm<sup>3</sup> o mocy 163 KM (300 N·m) i silnik elektryczny o mocy maksymalnie 37 KM (maksymalnie 200 N·m). Sumaryczna moc układu to 200 KM a rozwijany moment obrotowy 500 N·m. Jednostka elektryczna została umieszczona z tyłu pojazdu; pojazd jest pełną hybrydą, co znaczy, że auto może poruszać się bez użycia silnika spalinywego. Pojazd wyposażony jest także w system Stop&Start, a także w system odzysku energii.

Oprac. na podst.: [www.carsguide.com](http://www.carsguide.com)

### Mercedes Klasy A E-CELL

Do napędu Mercedesa klasy A E-CELL służy elektryczna jednostka napędowa. Silnik generuje moc 68 KM, a szczytowo może osiągnąć 95 KM. Maksymalny moment obrotowy wynosi 290 N·m. Energia magazynowana jest w bateriach litowo-jonowych, które w pełni naładowane

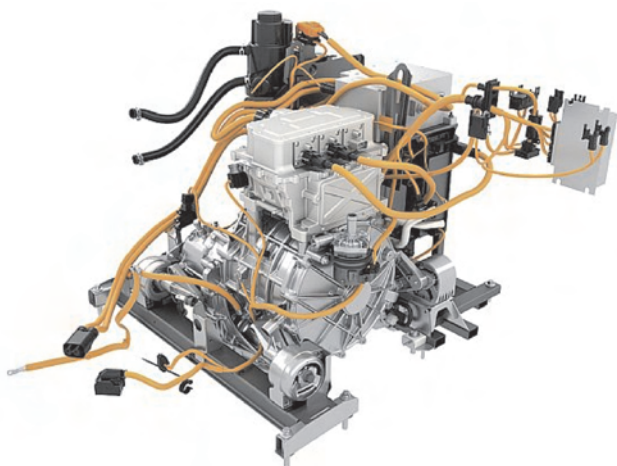


mają zapewnić zasięg ok. 200 km. Ich naładowanie do poziomu, który pozwoli na przejechanie 100 km ma zająć 8 godzin w przypadku, gdy korzystamy ze zwykłego gniazdka lub 3 godziny, gdy podłączymy auto do specjalnej stacji ładującej. Auto, podobnie jak elektryczny Smart Fortwo, będzie wyposażone w system "SmartCharge Communication". Dzięki niemu prosto i szybko można dokonać rozliczeń z dostawcą energii, pozwala także za pomocą internetu lub smartfonu np. na zaprogramowanie temperatury klimatyzacji lub sprawdzenie stanu ładowania baterii. Na razie wyprodukowana zostanie pierwsza seria licząca 500 sztuk.

Oprac. na podst.: [www.mercedes-benz.pl](http://www.mercedes-benz.pl)

### Mercedes Vito E-CELL

Do napędu elektrycznego Mercedesa Vito służy jednostka o mocy ok. 82 KM i maksymalnym momencie obrotowym 280 N·m. Prędkość maksymalną ograniczono do 80 km/h. Baterie umieszczono pod podłogą ładunkową, a w pełni naładowane pozwalają na przejechanie ok. 130 km. Energię uzupełnić można poprzez specjalne stacje dokujące (ok. 6 godzin), a także przy użyciu domowego gniazdka. Na początku powstanie 100 sztuk tego modelu, które trafią na testy do klientów w Niemczech i Hiszpanii. Następny etapem będzie produkcja kolejnych 2 tys. sztuk.



Oprac. na podst.: [www.autosnewspaper.com](http://www.autosnewspaper.com)

### Mitsubishi i PSA stworzą elektryczne auta dostawcze

Kooperacja Mitsubishi Motors Corporation (MMC) oraz PSA (Peugeot-Citroen) jest bardzo korzystna dla obu firm. Niedawno pojawił się kolejny jej efekt – miejskie samochody elektryczne w postaci Mitsubishi i-MiEV, Peugeota iOn oraz Citroena C-ZERO.

Mitsubishi i PSA poinformowały o podpisaniu kolejnej umowy, tym razem dotyczącej opracowania elektrycznych odmian dostawczych modeli: Citroena Berlingo i Peugeota Partnera.

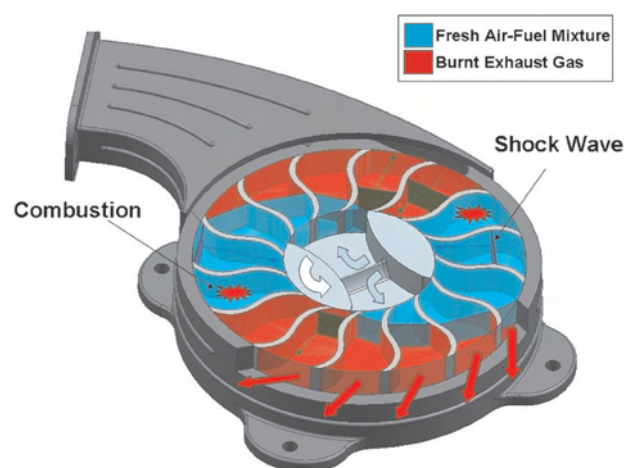
Źródło: [www.autosnewspaper.com](http://www.autosnewspaper.com)

### Falowy silnik tarczowy/prądnica dla seryjnych zastosowań hybrydowych

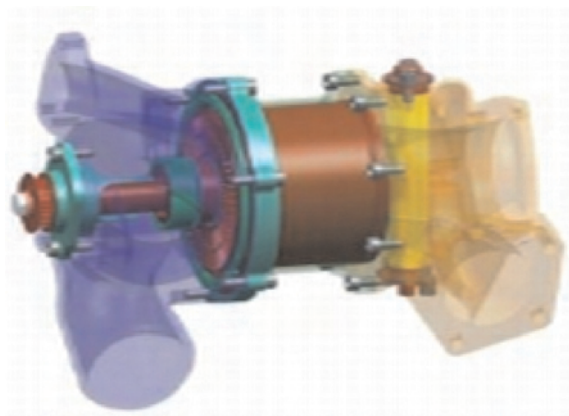
Program ARPA-E Departamentu Energii zakończył rozwój prototypu rozwiązania nowego falowego silnika tarczowego zasilanego benzyną oraz prądnicy elektrycznej

o pięciokrotnie większej sprawności w odniesieniu do tradycyjnych układów silnika wytwarzających energię elektryczną, charakteryzującego się mniejszym o 20% ciężarem i zmniejszonymi o 30% kosztami produkcji.

Falowy silnik tarczowy, będący przykładem nowego zastosowania technologii wirnika falowego był wcześniej rozwijany przez 'Michigan State group' wraz z badaczami z Warszawskiego Instytutu Technicznego. Rozważając wymiary geometryczne podgrzewającej się szczelnej obudowy, nowy bardzo sprawny silnik mógł zastąpić obecne rozwiązania silnika/prądnicy dla pojazdów hybrydowych typu plug-in.

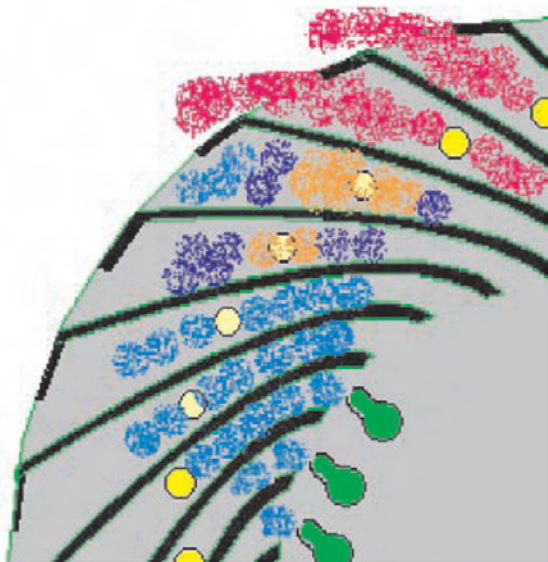


Falowy silnik tarczowy stanowi przykład nowego zastosowania technologii wirnika falowego. Wirniki falowe stanowią urządzenia o nieustalonym przepływie, wykorzystujące fale uderzeniowe do przekazywania energii bezpośrednio między płynem wysokoenergetycznym a niskoenergetycznym, skutkiem czego jest wzrost temperatury i ciśnienia płynu niskoenergetycznego. Technologia oparta na zastosowaniu wirnika falowego wskazuje na znaczący potencjał w zakresie poprawy wskaźników cykli termodynamicznych.



Technologia wirnika falowego, badana od 1906 roku, została zastosowana w 1940 roku przez firmę Brown Boveri Company (BBC, obecnie firma ABB), która wykorzystywała ją jako wysokociśnieniowy stopień turbiny gazowej lokomotywy. W 1986 roku koncern Mazda wprowadził model

pojazdu Mazda 626 Cappela, wyposażony w silnik ZS o objętości skokowej silnika równej 2,0 dm<sup>3</sup> z wirnikiem falowym Complex (z firmy BBC), zastosowanym jako urządzenie doładowujące. Koncern wyprodukował 150 000 takich pojazdów. Sprężarkę Complex stosowali również inni producenci pojazdów jak m.in. Opel, Mercedes, Peugeot i Ferrari.



Firma szwajcarska Swissauto Wenko AG produkuje nowoczesną wersję sprężarki Complex, nazywaną Hyprex, skonstruowaną dla niewielkich silników ZI. Wcześniejsze rozwiązania wirnika falowego dotyczyły głównie wirników o osiowym przepływie. W przypadku konfiguracji o przepływie osiowym. Zdaniem Müllera i innych współautorów pracy napisanej w 2004 roku, wyzwaniem takiego rozwiązania jest uzyskanie pełnego przepłukania przestrzeni roboczej. Mimo, iż jest możliwe uzyskanie procesu pełnego przepłukania, zarówno dla konfiguracji strumienia zgodnego z oczekiwanym kierunkiem, jak i dla przepływu wstecznego, rozwiązania kierują się w stronę bardziej skomplikowanych konfiguracji. Mimo to, w technologii tarczy falowej stosuje się przepływ promieniowy i obwodowy.

Oprac. na podst.: [www.ecofriendlymag.com](http://www.ecofriendlymag.com)

### **Firmy silnikowe i motoryzacyjne**

#### ***Produkcja silnika Fiat TwinAir w Bielsku-Białej***

W zakładach Fiat Powertrain Technologies w Bielsku-Białej, 14 czerwca br. rozpoczęła się produkcja nowoczesnych, benzynowych jednostek napędowych typu TwinAir. Zdolność produkcyjna nowych linii będzie wynosiła nawet 450 tys. sztuk rocznie. Przy znaczącej pomocy polskiego rządu Fiat zainwestował w bielską fabrykę przeszło 300 mln euro. Zmodernizowane hale produkcyjne zyskały nowoczesne oprzyrządowanie, dzięki któremu ponad 98% operacji obróbczych na elementach składowych silnika jest teraz całkowicie zautomatyzowanych. Na stanowiskach montażowych poziom automatyzacji przekracza 60%. Zatrudnienie przy wykorzystaniu pełnej zdolności produk-

cyjnej ma sięgnąć 500 osób. Dla potwierdzenia najwyższej jakości pracy w zakładach w Bielsku-Białej wdrożony został system jakości World Class Manufacturing przyjęty przez grupę Fiata.

Nowa rodzina silników typu TwinAir to jednostki dwucylindrowe o pojemności 0,9 dm<sup>3</sup> które mogą dysponować mocą od 65 do 105 KM. Silniki te wyposażone będą w elektrohydrauliczny system sterowania zaworami ssącymi Multiair. Mocniejsze wersje silników otrzymają także turbosprężarkę. Wersje 85 KM TwinAir wyróżniają się emisją dwutlenku węgla na niskim poziomie 95 g/km.

Historia bielskich zakładów sięga aż 1872 roku. Fabryka zajmowała się wtedy produkcją wyrobów żelaznych oraz pomp pożarniczych. Od 1956 roku w Bielsku-Białej rozpoczęto produkcję silników do samochodu Syrena, zaś włoski rozdział w historii zakładu rozpoczął się w roku 1971. Przez lata fabryka zajmowała się wytwarzaniem dwóch modeli Fiata: 126p oraz Cinquecento. Produkowano również silniki o pojemności 600, 650, 704 i 899 cm<sup>3</sup>. W 2003 roku przedsiębiorstwo w Bielsku-Białej rozpoczęło produkcję znanych i cenionych jednostek o ZS 1.3 Multijet.

Oprac. na podst. [www.bielskobiata.gazeta.pl](http://www.bielskobiata.gazeta.pl)

#### ***Saab z silnikami BMW***

Saab ogłosił właśnie podpisanie umowy z BMW Group Która przewiduje dostarczanie jednostek napędowych. Silniki BMW będą montowane w nowych modelach koncernu, a pierwsze dostawy mają się rozpocząć w 2012 r. Będą to 4-cylindrowe silniki o zapłonie iskrowym.



Oprac. na podst. [www.autosnewspaper.com](http://www.autosnewspaper.com)

#### ***Umowa o współpracy Tesli i Toyoty***

Toyota i Tesla ogłosiły podpisanie umowy o współpracy. Tesla Motors to amerykańska firma, która podjęła produkcję aut elektrycznych. Auto zbudowane zostało we współpracy z Lotusem. Toyota zainwestuje w akcje firmy 50 mln dolarów, a także pomoże spółce w rozwoju technologii i budowie nowych modeli. Tesla rozpocznie w fabryce NUMMI produkcję swojego modelu oznaczonego literą S. Na sojuszu skorzysta także Daimler, który jest właścicielem 10% akcji Tesli.

Oprac. na podst. [www.autosnewspaper.com](http://www.autosnewspaper.com)

## Books on combustion engines

### Książki o silnikach

#### NAPEŁY HYBRYDOWE, OGNIWA PALIWOWE I PALIWA ALTERNATYWNE

Wydawnictwo WKŁ, Warszawa 2010

W książce przedstawiono budowę i działanie hybrydowych układów napędowych, zawierających silnik spalinowy i co najmniej jeden silnik elektryczny. Uwzględniono podział napędów hybrydowych, działanie pojazdów o napędzie hybrydowym, odzysk energii hamowania, podzespoły napędu elektrycznego w pojazdach hybrydowych oraz pokładową sieć elektryczną pojazdów z napędem hybrydowym. Opisano budowę i działanie ogniw paliwowych wykorzystywanych do napędu samochodów oraz paliwa alternatywne przeznaczone do silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym.

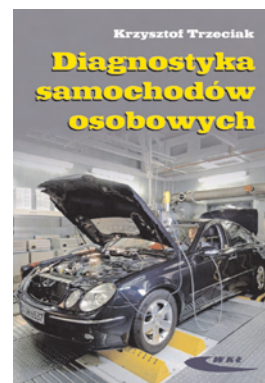


#### DIAGNOSTYKA SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Trzeciak K.

Wydawnictwo WKŁ, Warszawa 2010

W książce zawarto wiadomości z zakresu ogólnej diagnostyki samochodu osobowego. Przedstawiono opis budowy i działania badanego zespołu, metodykę badań w układzie technologicznym, opis budowy i obsługi zastosowanych przyrządów diagnostycznych oraz kryteria oceny wyników pomiarów. Podano wskazówki dotyczące organizacji oraz wyposażenia stanowiska diagnostycznego. W kolejnym wydaniu uaktualniono wiele przyrządów diagnostycznych, przedstawiając najnowsze rozwiązania w tym zakresie oraz wprowadzono nowe zagadnienia: diagnostykę turbosprężarek, inicjalizację czujnika kąta skrętu koła kierownicy oraz diagnostykę klimatyzacji.



#### SILNIKI POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH. CZĘŚĆ 2. UKŁADY ZASILANIA, CHŁODZENIA, SMAROWANIA, DOLOTOWE I WYLOTOWE

Zajac P.

Wydawnictwo WKŁ, Warszawa 2010

Druga część podręcznika poświęcona najważniejszym układom silników spalinowych pojazdów samochodowych. Przedstawiono budowę i działanie oraz zasady eksploatacji, obsługi i naprawy układów zasilania silników o zapłonie iskrowym, układów zasilania silników o zapłonie samoczynnym, pośrednich i bezpośrednich układów chłodzenia, układów smarowania, układów dolotowych z uwzględnieniem różnych rodzajów doładowania, jak również układów wylotowych z uwzględnieniem recykulacji i oczyszczania spalin. Opisano napędy alternatywne pojazdów samochodowych.



#### NIESTALONE STANY PRACY SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO ZASILANEGO OLEJEM NAPEŁDOWYM Z ETEREM ETYLO-TERT BUTYLOWYM

Lotko W., Górski K., Longwic R.

Wydawnictwo WKŁ, Warszawa 2010

Monografia obejmuje zakres zagadnień związanych z pracą silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim mieszanin eteru etylo-tert butylowego z olejem napędowym. Zagadnienia dotyczą parametrów roboczych tego silnika pracującego w warunkach niestabilnych. Porównano parametry procesu wtrysku i spalania tych paliw. Analizowano proces wtrysku i rozpylenia paliwa. Ocenę parametrów szybkozmiennych ciśnień w przewodzie wtryskowym paliwa, komorze spalania oraz zmiany wzniosu iglicy rozpylacza prowadzono z użyciem transformaty falkowej oraz Fouriera.



#### ANALIZA I MODELOWANIE PROCESÓW LOGISTYCZNYCH W ZAPLECZU TECHNICZNYM TRANSPORTU SAMOCHODOWEGO W ASPEKcie PROBLEMÓW EKOLOGICZNYCH

Zielińska E., Lejda K.

Oficina Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2010

W książce przedstawiono zagadnienia dotyczące zaplecza technicznego transportu samochodowego w aspekcie ekologicznym. Scharakteryzowano środki transportu samochodowego, destrukcyjne oddziaływanie pojazdów na środowisko oraz obiekty wchodzące w skład zaplecza technicznego. Opisano składowe systemu logistycznego obowiązujące w zapleczu technicznym transportu samochodowego oraz uwarunkowania dotyczące logistyki zarządzania problemami ekologicznymi. Podano przykład modelowania procesów logistycznych w zapleczu technicznym transportu z wykorzystaniem metody taksonomicznej.

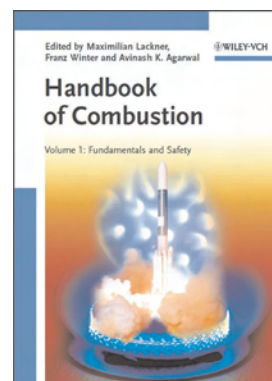


#### HANDBOOK OF COMBUSTION

Lackner M., Winter F., Agarwal K.A.

Wydawnictwo Wiley, Indianapolis 2010

Wraz ze wzrostem świadomości ekologicznej, zainteresowanie spalaniem i jego nowymi rozwiązaniami rośnie w szybkim tempie - 90% światowej produkcji energii opiera się na procesach spalania. Usprawnienia w procesach spalania oferują nie tylko korzyści w postaci zmniejszenia ilości zanieczyszczeń, ale mogą również prowadzić do ogromnych oszczędności. To pięciotomowe dzieło dotyczące spalania stanowi pierwszy pełny dokładny opis zagadnienia. Zawartość dotyczy aktualnych prezentacji spalania paliw gazowych, ciekłych i stałych, poprzez tworzenie zanieczyszczeń oraz nowych technologii do diagnostyki spalania i jego bezpieczeństwa.



## Doctorates

### Doktoraty

#### Dr inż. Damian Borecki

##### *Zimny rozruch silnika o zapłonie iskrowym*

Promotor: dr hab. inż. Jerzy Jantos, prof. nadzw. – Politechnika Opolska  
 Recenzenci: dr hab. inż. Andrzej Augustynowicz – Politechnika Opolska, dr hab. inż. Marek Brzeżański, prof. nadzw. – Politechnika Krakowska  
 Stopień naukowy doktora nauk technicznych został nadany przez Radę Wydziału Mechanicznego Politechniki Opolskiej w dniu 2.06.2010

Przedmiotem rozprawy była doświadczalna ocena możliwości zmniejszenia emisji substancji szkodliwych, zwłaszcza węglowodorów i tlenku węgla przy wykorzystaniu wodoru jako paliwa rozruchowego w silniku o zapłonie iskrowym. Badaniem objęto proces rozruchu i nagrzewania silnika o zróżnicowanym początkowym stanie cieplnym. Badania przeprowadzono na seryjnym silniku o zapłonie iskrowym przystosowanym do zasilania benzyną jak i wodorem. Zestawiony system rejestrująco-pomiarowy, oparty na sterowniku uniwersalnym, umożliwiał elastyczne sterowanie składem mieszaniny palnej oraz innymi parametrami pracy silnika. Obok stężenia substancji szkodliwych w spalinach silnika, rejestrowano jego parametry pracy oraz przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra. Przeprowadzone badania miały charakter porównawczy i pozwoliły na określenie korzyści wynikających z zastosowania wodoru jako paliwa rozruchowego.

Wyniki przeprowadzonych badań dowiodły, że rozruch silnika, zwłaszcza zimnego, przy wykorzystaniu wodoru charakteryzują następujące korzyści: krótszy czas rozruchu, zmniejszenie zużycia energii elektrycznej, rozrusznika i akumulatora, niemal całkowity brak emisji węglowodorów i tlenku węgla, zmniejszenie emisji tlenków azotu, mniejszy strumień energii doprowadzonej z paliwem.

Te korzyści stanowiły podstawę do opracowania koncepcji układu, w którym do zasilania silnika wykorzystany będzie wodór oraz benzyna. Wodór będzie zasiliał silnik przy rozruchu i w fazie nagrzewania, natomiast benzyna będzie stosowana po osiągnięciu przez reaktor katalityczny temperatury light-off. W celu zweryfikowania poprawności działania takiego układu opracowano uproszczony cykl badawczy. Wyniki badań pracy silnika w przyjętym cyklu dowodzą celowości wykorzystania wodoru w charakterze paliwa rozruchowego. Uzyskane rezultaty wykorzystano do opracowania algorytmu sterowania zasilaniem, który obejmował nie tylko fazę nagrzewania, ale również procedurę zatrzymania silnika. Stwierdzono, że najlepsze wskaźniki pracy silnika zapewnia procedura, w której silnik niezależnie od jego wyjściowego stanu cieplnego jest podczas rozruchu oraz w początkowym okresie pracy zasilany wodorem. Przelączenie na zasilanie benzyną powinno nastąpić dopiero w chwili osiągnięcia przez reaktor katalityczny temperatury light-off. Ze względu na zakłócenia w ciągłości pracy, przelączenie powinno być realizowane przy podwyższonej prędkości obrotowej silnika. Przed zatrzymaniem silnik należy ponownie na kilka sekund przelączyć na zasilanie wodorem w celu opróżnienia jego układów (dolotowego i wylotowego) z węglowodorów.

#### Dr inż. Wiesław Drabik

##### *Wpływ okresu eksploatacji reaktorów katalitycznych na sprawność oczyszczania spalin silników samochodów osobowych o zapłonie*

Promotor: dr hab. inż. Kazimierz Lejda prof. nadzw. PRz – Politechnika Rzeszowska

Recenzenci: dr hab. inż. Stanisław W. Kruczyński prof. nadzw. PW – Politechnika Warszawska, prof. dr hab. inż. Paweł Pawlus – Politechnika Rzeszowska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych został nadany przez Radę Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej 14 kwietnia 2010 r.

Pierwsze układy katalitycznego oczyszczania spalin silników samochodowych zostały zamontowane ok. 30 lat temu. Doskonalenie rozwiązań

reaktorów katalitycznych pozwoliło na obniżenie emisji związków toksycznych na chwilę obecną o ponad 90%. Reaktory katalityczne spełniają coraz bardziej restrykcyjne wymagania norm dotyczących ograniczenia emisji CO, HC, NO<sub>x</sub>. Trwałość obecnie produkowanych reaktorów jest dwukrotnie większa niż pierwotnie zakładano, jednak dążeniem projektantów i producentów jest zapewnienie utrzymania odpowiednio wysokiej sprawności konwersji związków toksycznych reaktorów w jak najdłuższym okresie eksploatacji samochodu.

Celem rozprawy doktorskiej było określenie zmian sprawności reaktorów katalitycznych w rzeczywistych warunkach eksploatacji występujących w naszym kraju. Na podstawie wyników badań eksperymentalnych należało zbudować symulacyjne modele obliczeniowe, które pozwolą na prognozowanie sprawności reaktorów aż do osiągnięcia wartości granicznych.

W analizie literaturowej stanu zagadnienia została opisana następująca problematyka: rodzaje i charakterystyka związków toksycznych emitowanych przez silniki spalinowe o zapłonie iskrowym, techniczne metody ograniczenia emisji toksyn w spalinach oraz regulacje prawne obowiązujące w USA, krajach Unii Europejskiej i Polsce.

W części zasadniczej pracy określono cel, metodykę i zakres badań, przedstawiono uzyskane wyniki eksperymentu rzeczywistego oraz zaprezentowano opracowane modele matematyczne symulujące zmianę sprawności reaktora katalitycznego w funkcji przebiegu eksploatacyjnego. Dokonano również weryfikacji opracowanych modeli na wybranej próbie samochodów.

Na podstawie analizy wyników badań stwierdzono, że zmiany emisji CO w spalinach w funkcji przebiegu są bardziej reprezentatywne niż zmiany dotyczące HC. Modele matematyczne mają charakter aplikacyjny i mogą być wykorzystane do określenia przebiegu, przy którym reaktor, ze względu na utratę sprawności, kwalifikuje się do wymiany. Zastosowanie programu profilaktycznych wymian reaktorów katalitycznych mogłoby w istotny sposób przyczynić się do zmniejszenia wpływu środków transportowych na środowisko.

Reasumując, przeprowadzone w szerokim zakresie badania eksperymentalne oraz opracowane i zweryfikowane modele obliczeniowe pozwoliły na osiągnięcie zamierzonych celów dysertacji i potwierdzenie sformułowanych tez.

#### Dr inż. Krzysztof Malewicz

##### *Sterowanie liczbą oktanową paliwa w układzie zasilania silnika o zwiększonym stopniu sprężania*

Promotor: dr hab. inż. Jerzy Jantos, prof. nadzw. – Politechnika Opolska  
 Recenzenci: dr hab. inż. Wojciech Siłka – Politechnika Opolska, dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. nadzw. – Akademia Techniczno-Humanistyczna Bielsko-Biała

Stopień naukowy doktora nauk technicznych został nadany przez Radę Wydziału Mechanicznego Politechniki Opolskiej w dniu 16.06.2010

Przedmiotem rozprawy była doświadczalna ocena możliwości poprawy wskaźników pracy samochodowego silnika o zapłonie iskrowym przez zwiększenie stopnia sprężania przy jednoczesnym sterowaniu liczbą oktanową paliwa. Tak sformułowany problem badawczy wymagał porównania wskaźników pracy silnika fabrycznego ze wskaźnikami pracy tego samego silnika po zwiększeniu jego stopnia sprężania przy zasilaniu paliwami o różnej liczbie oktanowej. Badania wskaźników pracy przy zasilaniu mieszaniną paliw miały przy tym szczególne znaczenie poznawcze.

Seryjny samochodowy silnik o zapłonie iskrowym wyposażono w dodatkowy układ umożliwiający równoległe zasilanie drugim paliwem. Zestawione stanowisko umożliwiała pomiar i transmisję chwilowych parametrów pracy silnika, w tym sygnał o poziomie spalania stukowego. System do indykowania silnika współpracujący z czujnikiem ciśnienia w cylindrze, przepływomierz paliwa ciekłego i lotnego a także zestaw anali-

zatorów gazów spalinowych mierzących stężenie substancji szkodliwych na wylocie silnika, to uzupełniające wyposażenie, które pozwoliło na uzyskanie zbioru danych eksperymentalnych umożliwiających prowadzenie wszechstronnych analiz.

W pierwszym etapie badań opracowano mapy sterowania układem zasilania przy wykorzystaniu różnych paliw. Sprawdzono prawidłowość pracy silnika w stanie ustalonym i stanach przejściowych. Sporządzono charakterystyki biegu jałowego przy zasilaniu wytypowanymi paliwami oraz wybranymi ich mieszaninami. Zanotowano istotne różnice pomiędzy wskaźnikami pracy silnika o nominalnym i zwiększonym stopniu sprężania, przy czym spalanie w silniku przebiegało w prawidłowy sposób. Pozytywne wyniki uzyskane w pierwszym etapie pozwoliły na przeprowadzenie badań silnika zasilanego przy wykorzystaniu autorskiego algorytmu sterowania. Uzyskane wyniki poddano analizie w aspekcie przebiegu momentu obrotowego i mocy silnika oraz możliwości zapobiegania spalaniu stukowemu przez „sterowanie” liczbą oktanową zasilającego silnik paliwa.

Na podstawie przeprowadzonych badań własnych i analizy uzyskanych wyników stwierdzono, że samochodowy silnik spalinowy o zapłonie iskrowym może prawidłowo pracować w szerokim przedziale warunków pracy (prędkości obrotowej i obciążenia) przy zwiększonym stopniu sprężania zapewniającym poprawę wskaźników pracy, jeżeli spalaniu stukowemu zapobiegał będzie układ odpowiednio przygotowujący mieszaninę paliwa zasadniczego i wysokooktanowego.

Ponadto w pracy wykazano, że silnik o zwiększonym stopniu sprężania pracuje na biegu jałowym zdecydowanie bardziej stabilnie w porównaniu z silnikiem o nominalnym stopniu sprężania, spalaniu stukowemu przy pełnym obciążeniu można zapobiegać przełączając silnik na zasilanie paliwem wysokooktanowym a przy mniejszym obciążeniu wystarczające jest mieszanie paliwa podstawowego i wysokooktanowego.

**Dr inż. Marcin Noga**

***Wpływ zastosowania dwuwtryskiwaczowego układu zasilania na parametry robocze silnika spalinowego***

Promotor: prof. dr hab. inż. Bronisław Sendyka – Politechnika Krakowska

Recenzenci: dr hab. inż. Władysław Mitianiec – Politechnika Krakowska,

prof. dr hab. inż. Stefan Szczeciński – Instytut Lotnictwa

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej w dniu 23 czerwca 2010 r.

W pracy analizie poddany został wpływ zastosowania dwuwtryskiwaczowego układu zasilania na parametry robocze silnika spalinowego. Analiza została oparta na wynikach symulacji przeprowadzonych w programie KIVA-3V oraz na rezultatach badań eksperymentalnych czterosuwowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym.

Dwuwtryskiwaczowy system zasilania jest kompilacją układu wielopunktowego wtrysku do przewodów dolotowych oraz systemu wtrysku paliwa do cylindra. Jego zastosowanie ma na celu uzyskanie zmniejszonego jednostkowego zużycia paliwa i niskiej emisji toksycznych składników spalin przy jednoczesnej poprawie osiągnięć silnika. Częściowy udział dawki paliwa wtryskiwanej do przewodów dolotowych w zakresie niskich i średnich prędkości obrotowych przy niepełnym obciążeniu sprawia, że współczynnik nadmiaru powietrza ma bardziej korzystny rozkład w przestrzeni roboczej cylindra niż miałyby to miejsce przy formowaniu mieszanki tylko przy użyciu wtrysku do przewodów dolotowych lub bezpośrednio do cylindra.

Wyniki badań symulacyjnych przeprowadzonych w programie KIVA-3V wskazały na poprawę współczynnika napelnienia cylindrów, co ma wpływ na poprawę osiągnięć silnika. Zaobserwowano również istotny wzrost średniego ciśnienia indykowanego, który przekłada się na przystość sprawności ogólnej. Zmiany te tłumaczyć można intensyfikacją zawirowania ładunku w cylindrze silnika zasilanego przy użyciu dwóch wtryskiwaczy. Zjawisko to, związane z procesem wtrysku paliwa wprost do cylindra, wpływa korzystnie na tworzenie mieszanki, proces jej zapłonu oraz na przebieg następującego po nim spalania.

W celu przeprowadzenia eksperymentów silnik badawczy został wyposażony w układ wtrysku bezpośredniego poprzez zainstalowanie wtryskiwaczy wysokociśnieniowych w głowicy. Wyniki badań eksperymentalnych potwierdziły w dużej mierze rezultaty symulacji. Uzyskano 2-4% wzrost sprawności ogólnej silnika w zakresie niskich i średnich prędkości obrotowych. Otrzymał również zmniejszenie stężenia tlenu azotu w spalinach, natomiast udział tlenu węgla i niespalonych węglowodorów wzrósł nieznacznie przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym.

## Professor Stanisław Jarnuszkiewicz (1921-2010) Memories/*Wspomnienie*

Prof. Stanisław Jarnuszkiewicz urodził się 2.02.1921 r. w Krakowie. Dzieciństwo spędził w rodzinnym domu w Krakowie przy ul. W. Łokietka. Po ukończeniu szkoły podstawowej im Św. Łazarza zapisał się do Gimnazjum Matematyczno-przyrodniczego im A. Witkowskiego które ukończył w 1937 r. W tym samym roku podjął dalszą edukację w Państwowej Szkole Przemysłowej w Krakowie. Przed wybuchem II Wojny Światowej zdążył ukończyć dwie klasy. Na początku 1940 r. uciekł na Litwę, gdzie podjął pracę pomocnika geodety oraz kreślarza. Jeszcze w czasie okupacji w 1942 r. powrócił do Krakowa, gdzie zaczął pracę szlifiera w zakładach „HÜBNERA”.

Od czasu powrotu do Polski Stanisław Jarnuszkiewicz przez cały czas prowadził czynną działalność konspiracyjną w AK. W 1944 r. wysłany na przymusowe roboty do Niemiec uciekł z transportu, powracając do Krakowa. Na podstawie fałszywych dokumentów wyrobionych przez AK został skierowany do pracy jako kierowca naczelnika poczty

niemieckiej w Krakowie. Po okupacji wstąpił do Wojska Polskiego, służąc jako kierowca w 17 Dywizji Piechoty, aż do czasu demobilizacji w listopadzie 1945 r. Ożenił się w 1945 roku.

Po zakończeniu okupacji kontynuował przerwana edukację w Szkole Technicznej w Krakowie, gdzie uzyskał stopień mechanika. Następnie podjął studia w nowo powstałych Oddziałach Politechnicznych AGH, które ukończył w 1949 r. Po zakończeniu studiów podjął pracę na Politechnice Krakowskiej, gdzie pracował nieprzerwanie aż do emerytury.

Pracę naukowo-badawczą Profesor Stanisław Jarnuszkiewicz rozpoczął w 1949 r. jako młodszy asystent. W 1951 r. został starszym asystentem, a w 1961 r. uzyskał stopień doktora nauk technicznych. W 1970 r. powołany na stanowisko docenta i kierownika pierwszego w resorcie szkolnictwa wyższego, nauki i techniki Uczelniano-Przemysłowego Zakładu Silników Specjalnych i Układów Zasilania.

Działalność naukowo-badawcza Profesora Stanisława

Jarnuszkiewiczza charakteryzuje się dociekliwością i inwencją twórczą zarówno w dziedzinie teorii, jak i w badaniach spalinowych silników dwusuwowych. O jego olbrzymim dorobku twórczym świadczą wynalazki, na które uzyskał liczne patenty krajowe (ponad 70) i zagraniczne w krajach takich jak: Austria, Francja, Japonia, Niemcy, Kanada, Szwecja, Włochy i Wielka Brytania.

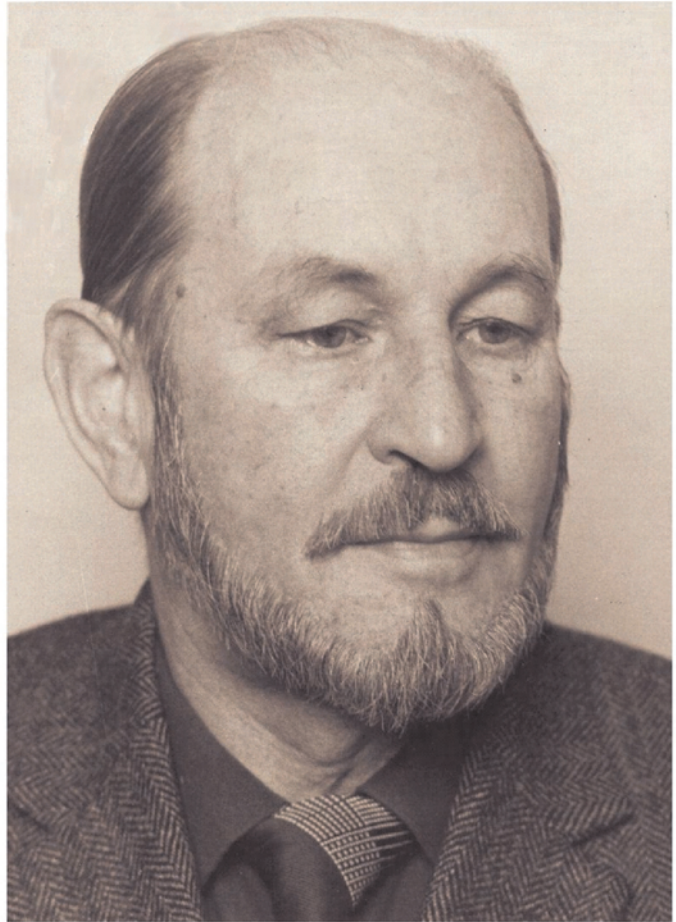
Wieloletnia współpraca Profesora Stanisława Jarnuszkiewiczza z takimi firmami, jak: Zakłady Metalowe w Nowej Dębie, Audi-NSU, Monark-Crescent, Volvo-Penta, Mercury-Marine, zaowocowała wieloma wdrożeniami. Powstały w tym czasie nowe konstrukcje silników dwusuwowych wielopaliwowych i z krążącym tłokiem typu Wankla; oba typy z tzw. bezpompowym wtryskiem paliwa. Można uznać, że na początku lat 80. była to rewelacja na skalę światową, czego wyrazem stały się ekspozycje wymienionych konstrukcji na wystawach Ocean Expo w Bordeaux oraz w Düsseldorfie.

Profesor Stanisław Jarnuszkiewicz opracował i przebadał między innymi szereg konstrukcji silników motocyklowych, których produkcja przekroczyła 3 miliony sztuk. Pod jego kierownictwem i przez niego utworzone zespoły konstrukcyjno-badawcze przebadaly kilkanaście nowych rozwiązań silników i osprzętu na zamówienie przemysłu. Za wybitną działalność wynalazczą i współpracę z przemysłem uzyskał wysokie odznaczenia państwowe. Jego szeroka wiedza teoretyczna została wykorzystana również w dziedzinie konstrukcji i w badaniach prowadzonych nad silnikami wyczynowych motocykli, które podjęto na zlecenie organizacji sportowych i wytwórni motocykli. Nowoczesne rozwiązania, konkurując skutecznie z ówczesnymi czołowymi konstrukcjami europejskimi, przyczyniły się do zdobycia 8 mistrzostw Polski i zwycięstwa w kilku międzynarodowych wyścigach.

Działalność dydaktyczna i organizacyjna Stanisława Jarnuszkiewiczza datuje się od 1949 r., od kiedy prowadził zajęcia z przedmiotu silniki samochodowe i lotnicze oraz laboratorium silników spalinowych. Przez trzy lata jako jeden z czterech adiunktów współuczestniczył w kierowaniu Katedrą Silników Spalinowych i Lotniczych. Po uzyskaniu stanowiska docenta w 1970 r. w nowo powstałym Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Profesor Stanisław Jarnuszkiewicz zorganizował Zakład Uczelniano-Przemysłowy Silników Specjalnych i Układów Zasilania. Wybudował również i wyposażył laboratorium silnikowe. W strukturze Zakładu utworzył Pracownię Projektowo-Badawczą.

W okresie 15 lat kierował społecznie ruchem wynalazczym na Politechnice Krakowskiej jako pełnomocnik rektora ds. wynalazczości pracowniczej. Zorganizował Ośrodek Wynalazczości i Ochrony Patentowej, który był oceniany przez ówczesne MNSzWiT jako jeden z lepszych.

W 1989 r. otrzymał tytuł Profesora. W ramach swojej działalności naukowo-dydaktycznej Profesor Stanisław Jarnuszkiewicz był również kierownikiem Studium Doktoranckiego – wypromował 5 doktorów nauk technicznych



oraz zastępcą dyrektora Centrum Uczelniano-Przemysłowego ds. Badań Naukowych i Współpracy z Gospodarką Narodową.

Od 1978 r. był członkiem Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, Polskiej Akademii Nauk oraz członkiem Komisji Naukowo-Problemovej Mechaniki Stosowanej PAN, a także członkiem Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych.

Profesor Stanisław Jarnuszkiewicz zmarł 12 czerwca 2010 roku w wieku 89 lat. Spoczął na Cmentarzu Rakowickim w Krakowie.

Całe środowisko silnikowe z ogromnym żalem przyjęło wiadomość o śmierci Profesora Stanisława Jarnuszkiewiczza, którego działalność naukowa i dydaktyczna, a przede wszystkim głęboka wiedza inżynierska, wywarła znaczny wpływ na wielu obecnych dojrzałych inżynierów i pracowników naukowych. Żegnamy Profesora z poczuciem ogromnej, niepowetowanej straty dla całego naszego środowiska silnikowego.

*Zarząd  
Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych  
Redakcja Kwartalnika Combustion Engines*

CONFERENCES 2011/KONFERENCJE 2011

19-21 January 2011, Symposium on International Automotive Technology (SIAT), Arai, Pune, India. [siat.araiindia.com](http://siat.araiindia.com)



24-27 January 2011, 9th International CTI Forum Exhaust Systems, Stuttgart, Germany. [www.abgastechnik-forum.com](http://www.abgastechnik-forum.com)



24-28 January 2011, The 11th International Advanced Automotive Battery Conference (AABC-11), Pasadena, USA. [www.advancedautobat.com/](http://www.advancedautobat.com/)



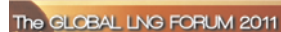
25-27 January 2011, ICFDT 2011: "International Conference on Fluid Dynamics and Thermodynamics", Dubai, United Arab Emirates. [www.waset.org/events.php](http://www.waset.org/events.php)



25-28 January 2011, European Gas Conference, Vienna, Austria. [www.theenergyexchange.co.uk](http://www.theenergyexchange.co.uk)



2-3 February 2011, The Global LNG Forum 2011, Barcelona, Spain. [www.jacobfleming.com/conferences/oil-gas](http://www.jacobfleming.com/conferences/oil-gas)



8-10 February 2011, International Colloquium On Environmentally Preferred Advanced Power Generation (ICEPAG), Costa Mesa, California, USA. [www.apep.uci.edu/ICEPAG2011](http://www.apep.uci.edu/ICEPAG2011)



9-11 February 2011, Hybrid Vehicle Technologies Symposium + Electric Vehicle Technologies Day, Anaheim, USA. [www.sae.org](http://www.sae.org)



13-17 February 2011, NHA Conference and Hydrogen EXPO, Washington, USA. [www.hydrogenconference.org](http://www.hydrogenconference.org)



22-23 February 2011, 11. Internationales Stuttgarter Symposium "Automobil- und Motorentechnik", Stuttgart, Germany. [www.fkfs.de](http://www.fkfs.de)



7-10 March 2011, Green Truck Summit, Indianapolis, Indiana, USA. [www.calstart.org](http://www.calstart.org)



20-23 March 2011, 7th US National Combustion Meeting, Atlanta, USA. [www.ae.gatech.edu/combustion2011](http://www.ae.gatech.edu/combustion2011)



24-25 March 2011, 10th International Congress Engine Combustion Processes, Munich, Germany. [www.ltt.uni-erlangen.de](http://www.ltt.uni-erlangen.de)



24-25 March 2011, 7th Dessau Gas Engine Conference, Dessau, Germany. [www.dieselengine.de](http://www.dieselengine.de)



12-14 April 2011, SAE 2011 World Congress, Detroit, USA. [www.sae.org](http://www.sae.org)



14-15 April 2011, 5th Conference On-Board Diagnostics (OBD), Braunschweig, Germany. [www.iav.de/eng/4\\_events/iav\\_conferences.php](http://www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php)



19-21 April 2011, 23rd International Automotive Conference Science & Motor Vehicles, Belgrade, Serbia. [nmv2011.jumv.rs](http://nmv2011.jumv.rs)



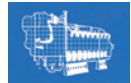
27-29 April 2011, 13th International Conference on Numerical Combustion, Corfu, Greece. [icnc2011.ntua.gr/](http://icnc2011.ntua.gr/)



4-6 May 2011, 12th International Exhibition & Conference on Renewable Energy & Distributed Generation, Verona, Italy. [www.solarexpo.com/solarexpo/eng/](http://www.solarexpo.com/solarexpo/eng/)



5-6 May 2011, 4rd AVL Large Engines TechDays, Graz, Austria. [www.avl.com](http://www.avl.com)



5-6 May 2011, 32th International Vienna Motor Symposium, Vien, Austria. [www.ovk.at](http://www.ovk.at)



15-19 May 2011, Vehicle Thermal Management Systems Conference (VTMS), Warwickshire, UK. [www.sae.org](http://www.sae.org)



17-19 May 2011, Noise and Vibration Conference and Exhibition, Grand Rapids, Michigan, USA. [www.sae.org](http://www.sae.org)



19-20 May 2011, Commercial Vehicles 2011, Steyr, Austria. [www.vdi.de/nutzfahrzeuge2011](http://www.vdi.de/nutzfahrzeuge2011)



25-26 May 2011, AVL: 6th International Commercial Powertrain Conference (ICPC), Graz, Austria. [www.avl.com](http://www.avl.com)



26-27 May 2011, 8th Powertrain Control Systems for Motor Vehicles Symposium, Berlin, Germany. [www.iav.de/eng/4\\_events/iav\\_conferences.php](http://www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php)



5-9 June 2011, IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Baden-Baden, Germany. [www.mrt.uni-karlsruhe.de/iv2011/](http://www.mrt.uni-karlsruhe.de/iv2011/)



**6-10 June 2011**, ASME Turbo Expo, Vancouver, Canada.

[www.turboexpo.org](http://www.turboexpo.org)



**7-10 August 2011**, Energy Sustainability Conference & Fuel Cell Conference,

[www.asmeconferences.org/ESFuelCell2011](http://www.asmeconferences.org/ESFuelCell2011)



**6-8 June 2011**, 15th International Conference on Urban Transport and the Environment, Pisa, Italy. [www.wessex.ac.uk/11-conferences.html](http://www.wessex.ac.uk/11-conferences.html)



**14-19 August 2011**, Laser Diagnostics in Combustion, Waterville Valley, NH, USA.

[www.grc.org](http://www.grc.org)



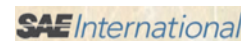
**6-10 June 2011**, Advanced Automotive Battery Conference Europe (AABC 2011 Europe), Mainz, Germany.

[www.advancedautobat.com](http://www.advancedautobat.com)



**30 August-2 September 2011**; JSAE / SAE 2011 Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting. Kyoto, Japan.

[www.jsae.or.jp/2011pfl/](http://www.jsae.or.jp/2011pfl/)



**7-8 June 2011**, International VDI Congress Transmissions in Vehicles 2011, Friedrichshafen, Germany.

[www.getriebekongress.de](http://www.getriebekongress.de)



**5-8 September 2011**, International Symposium on Future Active Safety Technology - toward zero-traffic-accident (FAST-zero'11), Tokyo, Japan.

[www.fast-zero11.info](http://www.fast-zero11.info)



**14-17 June 2011**, 13th European Automotive Congress, Valencia, Spain.

[www.eaec2011.com](http://www.eaec2011.com)



**16-17 June 2011**, PTNSS: IV International Congress on Combustion Engines, Radom, Poland.

[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)



**19-24 June 2011**, 10th International Symposium on Fire Safety Science (IAFSS), College Park, USA.

[www.iafss.org/html/Maryland/marylandhome.htm](http://www.iafss.org/html/Maryland/marylandhome.htm)



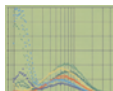
**25 June-1 July 2011**, 5th European Combustion Meeting (ECM2011), Cardiff, Wales.

[www.ecm2011.org](http://www.ecm2011.org)



**26-29 June 2011**, 15th ETH-Conference on Combustion Generated Nanoparticles, Zurich, Switzerland.

[www.lav.ethz.ch/nanoparticle\\_conf](http://www.lav.ethz.ch/nanoparticle_conf)



**28 June-1 July 2011**, International Fuel Cell Conference, Lucerne, Switzerland.

[www.efcf.com](http://www.efcf.com)



**10-14 July 2011**, 7th International Conference on Chemical Kinetics, Cambridge, USA.

[web.mit.edu/ICCK/](http://web.mit.edu/ICCK/)



**12-14 July 2011**, ASME Power, Denver, Colorado, USA.

[www.asmeconferences.org/Power11/](http://www.asmeconferences.org/Power11/)



**18-20 October 2011**, ANGVA 2011 – The 4th Biennial Asia Pacific Natural Gas Vehicles, Beijing, China.

[www.angva.org](http://www.angva.org)



**20-22 July 2011**, 19th International Conference on Modelling, Monitoring and Management of Air Pollution, Malta.

[www.wessex.ac.uk/11-conferences.html](http://www.wessex.ac.uk/11-conferences.html)



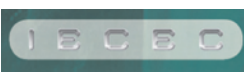
**8-10 November 2011**, Small Engine Technology Conference, Sapporo, Japan.

[www.setc-jsae.com](http://www.setc-jsae.com)



**31 July-1 August 2011**, 9th International Energy Conversion Engineering Conference (IECEC), San Diego, USA.

[www.iecec.org](http://www.iecec.org)



**29-30 November 2011**, Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions, London, UK.

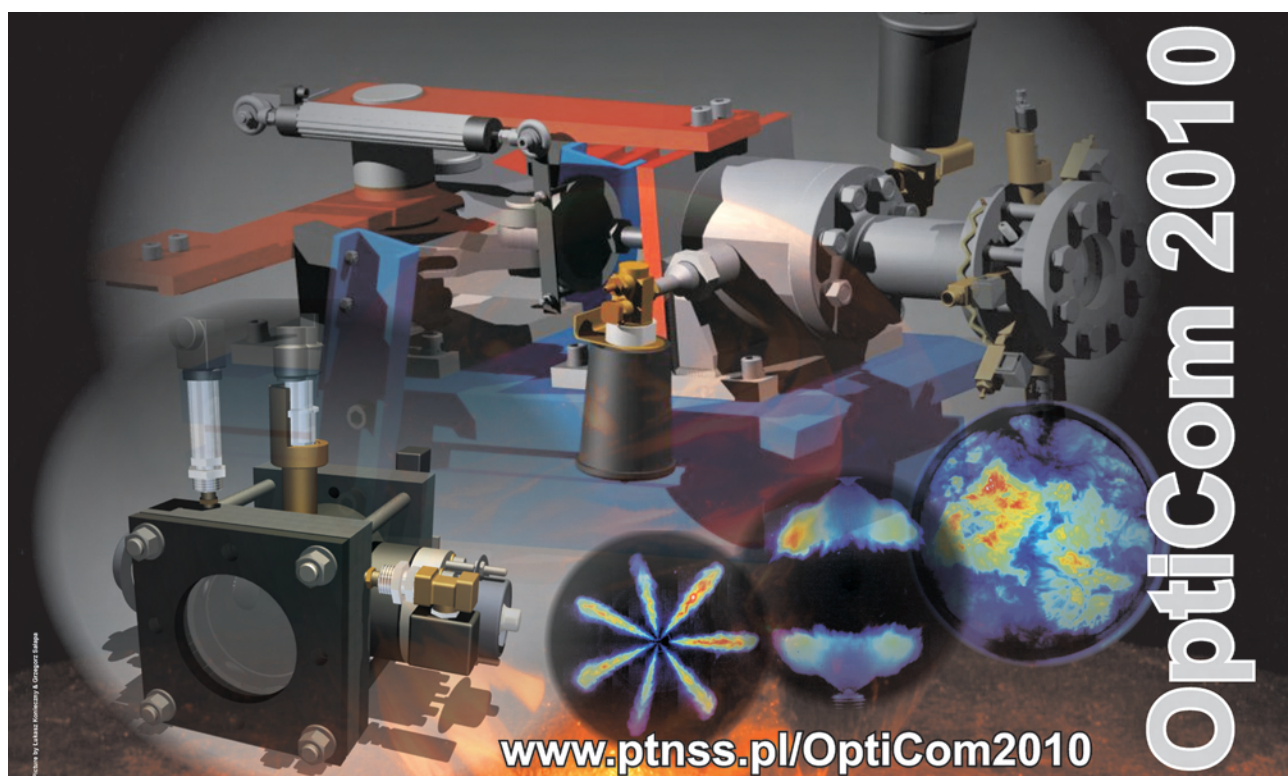
[www.imeche.org](http://www.imeche.org)

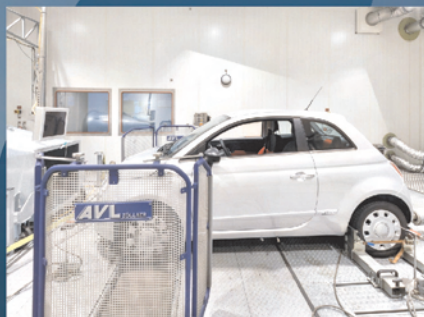


**INTERNATIONAL SEMINAR  
ON OPTICAL RESEARCH METHODS IN COMBUSTION ENGINES  
Poznan University of Technology – Poland  
18-19 November 2010**

PROGRAMME

Day	Time	Lecture/Presentation
18 November 2010	9.00-9.30	Opening
	9.30-10.00	Introduction to optical measurement techniques
	10.00-10.45	Optical diagnostics at Volkswagen for diesel engine combustion process analysis
	10.45-11.15	<i>Coffee break</i>
	11.15-12.00	Irregular ignition events in TC GDI engines: phenomenology, analysis and engine development tasks
	12.00-12.45	High speed photography – possibilities and barriers
	12.45-13.30	Advanced laser imaging techniques applied to dense sprays under engine-relevant conditions
	13.30-14.30	<i>Lunch-break</i>
	14.30-15.15	Research on combustion at Poznan University of Technology
	15.15-16.00	Development of an optical swirl sensor for DI-diesel engines
	16.00-16.45	Selected overview of commercial laser imaging and sensor-based techniques designed for engine and combustion applications
	16.45-17.30	Modern combustion diagnosis in vehicle application
	17.30-18.00	<i>Summary, Discussion</i>
19.00-	Dinner	
19 November 2010	Workshop	
	8.30-9.00	The main rules of investigations and results interpretation of fuel injection
	9.00-9.45	The main rules of investigations and results interpretation of flame propagation
	9.45-10.30	The main rules of investigations and results interpretation of cylinder charge movement
	10.30-11.00	<i>Coffee break</i>
	11.00-11.30	<i>Summing-up, Closing</i>
	12.00-15.00	<a href="http://www.ptnss.pl/OptiCom2010">General Meeting of PTNSS Members</a>





### BADANIA ROZWOJOWE SILNIKÓW

- prace rozwojowe nad nowymi konstrukcjami silników
- badania procesu spalania
- badania emisji
- kalibracje i regulacje systemu sterowania silnikiem i układu zasilania paliwem
- badania trwałościowe i szoki termiczne
- badania w zakresie kontroli jakości
- badania kwalifikacyjne silników i ich podzespołów
- badania kwalifikacyjne olejów silnikowych
- badania paliw płynnych, gazowych i biopaliw

**15 stanowisk hamownianych do badań silników typów LD i HD  
Badania dynamiczne (hamulce AC) i w stanie ustalonym (hamulce EC)  
(5 nowych stanowisk w budowie)**

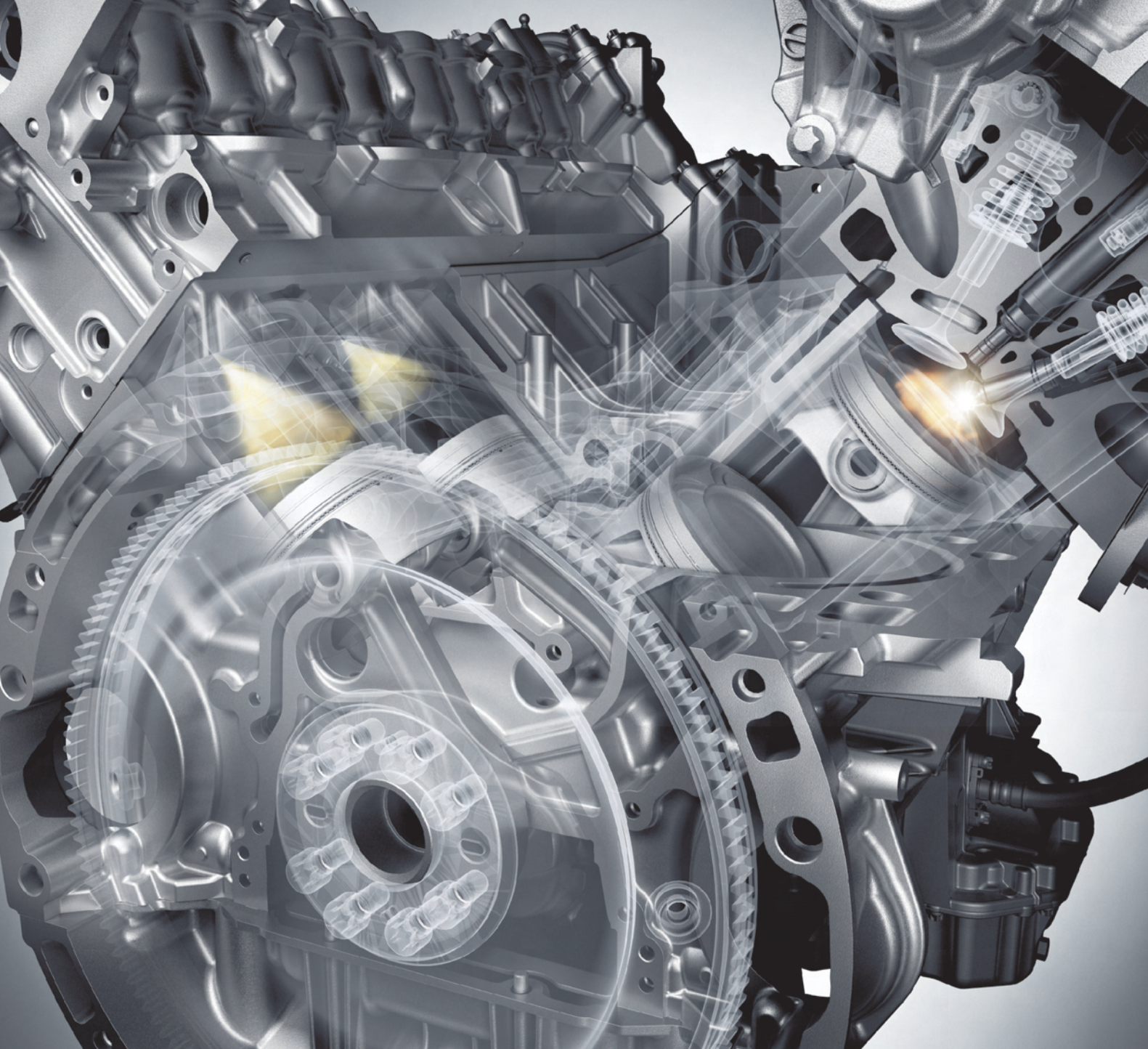


### BADANIA EMISJI SPALIN (EURO 5/6/SULEV)

- prace nad obniżeniem emisji związków szkodliwych spalin
- badania emisji wg norm EURO 4/5/6, EPA/CARB USA oraz norm japońskich
- testy emisji w ujemnych temperaturach
- analizy modalne związków szkodliwych spalin stężonych i rozcieńczonych
- badania emisji pojazdów zasilanych paliwami płynnymi, gazowymi, biopaliwami
- badania emisji cząstek stałych metodą wagową oraz pomiary ilości cząstek PN
- badania sprawności reaktorów katalitycznych TWC, DOC, DPF, SCR
- pomiary parametrów dynamicznych samochodów na hamowni podwoziowej

**2 laboratoria emisji z hamowniami podwoziowymi  
(w tym jedno w komorze klimatycznej -35°C ... +60°C)**





Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 0138-0346

ISSN 0138-0346



9 770138 034000



**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

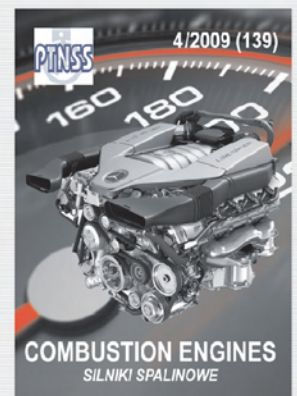
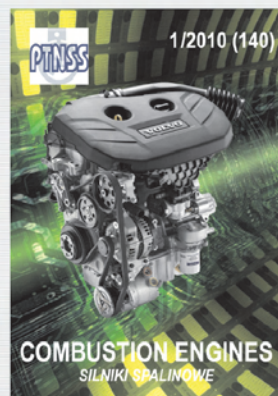
Bieżący numer

Koncepcja wyd.

Archiwum

Współpraca

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)