



4/2011 (147)



# COMBUSTION ENGINES

## *SILNIKI SPALINOWE*

The logo for BOSMAL, featuring the letters 'BOSMAL' in a bold, blue, sans-serif font. The letter 'O' is stylized with a blue circular icon containing a white 'B' and a blue 'S'.

**AUTOMOTIVE RESEARCH  
& DEVELOPMENT INSTITUTE**



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

**ul. Sarni Stok 93  
43-300 Bielsko-Biała  
bosmal@bosmal.com.pl  
www.bosmal.com.pl**

**tel.:+48 33 8130 539, fax.:+48 33 8125 038**

**Badania:**

- silników
- pojazdów
- emisji spalin
- materiałów
- części i zespołów samochodowych
- wymienników ciepła
- elektrotechniczne i elektroniczne
- pomiary metrologiczne

**Projektowanie:**

- obliczenia, konstrukcje i analizy matematyczne
- konstrukcyjna obsługa produkcji

**Wykonawstwo:**

- przyrządów kontrolno-pomiarowych
- szablonów /2D i 3D/
- wyposażenia technologicznego linii produkcyjnych

**Usługi:**

- prace związane z wprowadzeniem do obrotu części/zespołów wg obowiązujących przepisów o certyfikacji i homologacji
- normalizacja i patenty
- biblioteka techniczna
- dokumentacja eksploatacyjna

**Testing:**

- engines
- vehicles
- exhaust emission
- materials
- automotive parts and assemblies
- heat exchangers
- electrotechnical and electronic tests
- metrologic measurements

**Design:**

- engineering calculations, structures and mathematical analyses
- engineering service of production

**Production:**

- control-measuring apparatus
- templates (2D and 3D)
- technological tooling of production lines.

**Services:**

- work connected with introduction to market new parts/assemblies of cars with respect to mandatory regulations
- standardization and patents
- technical library
- operational documentation



## COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

A Scientific Magazine

Czasopismo naukowe

4/2011 (147)

December 2011

XLX

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

**Polskie Towarzystwo Naukowe  
Silników Spalinowych**

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska  
tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

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

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

### Scientific Board/Rada Programowa:

prof. dr hab. inż. Krzysztof Wislocki – 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. 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. Maciej Sobieszcański

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr inż. Mirosław Wyszyński

### Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652240, 61 6652118

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

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

(Editor-in-Chief/redaktor naczelny)

mgr Krystyna Bubacz

(Editorial Office/sekretarz redakcji) [redakcja@ptnss.pl](mailto:redakcja@ptnss.pl)

dr inż. Ireneusz Pielecha

prof. dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

### Collaboration/Współpraca:

dr inż. Maciej Bajerlein, dr inż. Mirosław Kozak,

mgr Tomasz Pawlak, dr inż. Marek Waligórski

### Editorial

Dear Readers,

We proudly hail this issue of our quarterly magazine *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* as the 30<sup>th</sup> since 2004 when its publication was resumed. A strong interest of the authors in publishing of their works in *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* leads us to believe that it has gained a high-ranking position in specialized scientific literature. Thanks to its bilingual form and numerous international publications *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* aspires for the role of an international forum for presenting of the most recent scientific achievements in the field of combustion engines.

The editorial's intention is to inform the readership about important scientific events related to combustion engines. In the current issue an extensive recount of two such events has been done: *IV International Congress on Combustion Engines* held in Radom on 16-17 June 2011 and *2<sup>nd</sup> International Exhaust Emissions Symposium* held in Bielsko-Biała on 25-26 May 2011.

For some time now we have been publishing scientific papers discussing topics related to aviation engines. In this issue two papers have been published in this field. The first one discusses the operation of multitask F-16 jet engines and the other one describes current trends in jet propulsion in light of the results of project VISION 2050 realized by ACARE.

Editorial of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

Szanowni Czytelnicy,

z satysfakcją informujemy, że bieżący numer kwartalnika *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* jest już 30. numerem wydanym od czasu, gdy w 2004 r. zostało wznowione wydawanie kwartalnika. Duże zainteresowanie autorów publikowaniem swoich dokonań na łamach *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* pozwala sądzić, że kwartalnik uzyskał wysoką pozycję wśród specjalistycznej literatury naukowej. Dzięki dwujęzycznemu charakterowi i znacznej liczbie publikacji prac zagranicznych, kwartalnik *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* aspiruje do roli międzynarodowego forum prezentacji najnowszych osiągnięć naukowych w dziedzinie silników spalinowych.

Jednym z zamierzeń redakcji *Combustion Engines* jest informowanie czytelników o ważnych wydarzeniach naukowych związanych z silnikami spalinowymi. W bieżącym numerze zamieszczono obszernie relacje z dwóch takich wydarzeń: *IV Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych*, który odbył się w Radomiu w dniach 16-17 czerwca 2011 r. oraz z *2. Międzynarodowego Sympozjum na temat Emisji Spalin Silnikowych*, które odbyło się w dniach 25-26 maja 2011 r. w Bielsku-Białej.

Z zadowoleniem odnotowujemy fakt, że od pewnego czasu na łamach kwartalnika regularnie publikowane są prace dotyczące silników lotniczych. W bieżącym numerze zamieszczono dwa artykuły z tego zakresu. Pierwszy dotyczy doświadczeń z eksploatacji silników odrzutowych wielozadaniowych samolotów F-16, a drugi – kierunków rozwoju napędów lotniczych w świetle wyników projektu VISION 2050, realizowanego przez Komitet ACARE.

Redakcja *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

**Contents/Spis treści**

Editorials/Od Redakcji ..... 1

*D. Peitsch*: Propelling the future – the meaning of ACARE VISION 2050 for the future development of propulsion systems for aircraft/*Napęd przyszłości – znaczenie ACARE VISION 2050 dla przyszłego rozwoju systemów napędowych statków powietrznych* (2011-SS4-401) ..... 3

*W. Usarek*: Module engine operating on example of Pratt&Whitney F100-PW-229/*Eksplotacja silników o modułowej budowie na przykładzie F100-PW-229 firmy Pratt&Whitney* (2011-SS4-402) ..... 14

*J. Merkisz, S. Radzimirski*: The analysis of the possibilities of fulfillment of EU carbon dioxide emission requirements through non-construction methods/*Analiza możliwości spełnienia wymagań przepisów Unii Europejskiej dotyczących emisji dwutlenku węgla z pojazdów samochodowych za pomocą środków innych niż konstrukcyjne* (2011-SS4-403) ..... 22

*J. Piaszyk, M.L. Wyszynski*: Possible application of animal fat as engine fuel – lubricity aspects/*Zastosowanie tłuszczu zwierzęcego jako paliwa – aspekty smarowości* (2011-SS4-404) ..... 35

*W. Tutak*: Modelling and analysis of some parameters of thermal cycle of IC engine with EGR/*Modelowanie i analiza wybranych parametrów obiegu cieplnego silnika tłokowego z EGR* (2011-SS4-405) ..... 43

*A. Jamrozik*: Numerical study of EGR effects on the combustion process parameters in HCCI engines/*Badania numeryczne wpływu EGR na parametry procesu spalania w silniku HCCI* (2011-SS4-406) ..... 50

*L. Zaigrayev, Y. Shekhovtsov, O. Ignatov*: Research into diesel particulate filter passive regeneration under operating conditions/*Badania pasywnej regeneracji filtra cząstek stałych w warunkach eksploatacji* (2011-SS4-407) ..... 62

*T. Dziubak*: A study on the improvement of uniformity of dust extraction from multicyclone dust collectors/*Analiza możliwości poprawy równomierności odsysania pyłu z odpylacza multicyklonowego* (2011-SS4-408) ..... 69

*D. Szpica, S. Milewski*: The evaluation of the technical condition of engines following intermittent emission tests carried out by vehicle inspection stations/*Ocena stanu technicznego silników na podstawie okresowych badań emisyjnych w SKP* (2011-SS4-409) ..... 79

*J. Merkisz, M. Waligórski*: The application of the deterministic chaos method in the assessment of the combustion process in diesel engines fitted in non-road vehicles/*Zastosowanie metody chaosu deterministycznego do oceny poprawności procesu spalania w silnikach ZS pojazdów pozadrogowych* (2011-SS4-410) ..... 87

*M. Walsh*: Global trends in motor vehicle pollution control: a 2011 update. Part 3 (2011-SS4-411) ..... 98

*P. Bielaczyc, J. Woodburn*: Analysis of current and future trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods (perspectives from the 2<sup>nd</sup> International Exhaust Emissions Symposium, 25/26 May 2011) (2011-SS4-412) ..... 104

Reminiscence: prof. J. Jantos, prof. H. Heitland ..... 119

Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz Doktorem Honoris Causa Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej ..... 123

Podsumowanie IV Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych Radom 16-17 czerwca 2011 ..... 126

Books/*Książki* ..... 134

Instrukcja przygotowania artykułów do kwartalnika Combustion Engines/*Silniki Spalinowe* ..... 136

Conferences 2012/*Konferencje 2012* ..... 136

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.: 33 8130402, fax: 33 8125038  
E-mail: sekretariat@ptnss.pl  
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

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

© Copyright by

**Polish Scientific Society of Combustion Engines**

All rights reserved.

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

*Wszelkie prawa zastrzeżone.*

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

**Subscriptions/Prenumerata**

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

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

**Circulation/Nakład: 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:**

prof. Michał Ciałkowski  
prof. Jerzy Merkisz  
prof. Leszek Piaseczny  
prof. Andrzej Teodorezyk  
dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. ATH  
dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP  
dr inż. Miłosław Kozak  
dr inż. Ireneusz Pielecha

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 – Mazda SKYACTIV-G 2.0 Engine ( $V = 2.0 \text{ dm}^3$ ,  $\varepsilon = 14:1$ )  
( *fot. www.media.mazda.com*), background (© mozZz – Fotolia.com)  
IV – A cooled EGR system – Mazda engine  
( *fot. www.media.mazda.com*)

## Propelling the future – the meaning of ACARE VISION 2050 for the future development of propulsion systems for aircraft

*In the year 2000, a group of personalities of aerospace industry, government and research institutes formed the ACARE (“Advisory Committee on Aerospace Research in Europe”) and established the well-known VISION 2020. This vision reflects the targets to reduce the environmental impact of air traffic: reducing both carbon dioxide and noise emissions by half and nitrogen oxide emissions even by 80%. Industry and university partners since then jointly defined measures to achieve these challenging goals. Many research programs were implemented funded by national and international bodies, such as the European Union within the Framework program. However, the current status still inhibits further needs to install intense research work.*

Key words: aircraft, development of propulsion systems, ACARE

### Napęd przyszłości – znaczenie ACARE VISION 2050 dla przyszłego rozwoju systemów napędowych statków powietrznych

*W roku 2000 grupa specjalistów z przemysłu lotniczego, rządów i instytutów badawczych z całej Europy utworzyła ACARE (Komitet Doradczy ds. Badań Lotniczych w Europie). Komitet ten ustanowił projekt VISION 2020, którego celem jest zmniejszenie oddziaływania na środowisko ruchu lotniczego przez: zmniejszenie emisji dwutlenku węgla i hałasu o połowę oraz zmniejszenie emisji tlenków azotu nawet o 80%. Członkowie ACARE wspólnie określili środki i czas potrzebne do osiągnięcia tych celów.*

Słowa kluczowe: statki powietrzne, rozwój systemów napędowych, ACARE

#### 1. Introduction

The ACARE now plans for a strategic research agenda: the VISION 2050, giving a time horizon, which enables long-term projects to be planned and performed. This prospect reflects the expected development of air traffic, which is shown in Figure 1. Air traffic is expected to grow significantly faster than the world economy in total. In order to keep the environmental implications small, the overall air traffic system has to be substantially improved. This includes all technical sectors: aircraft, propulsion, air traffic operation & control, a lot of socio-economic areas around airports and so on. This paper will concentrate on the requirements for new approaches for aerospace propulsion system. In order to do so, it has to be considered, which type of aircraft and thus range of thrust is promising the most saving in fuel consumption and noise reduction. Figure 2 shows the expected distribution of aircraft types until 2029. It reveals clearly, that the fraction of single and twin aisle aircraft will grow from the current 80% up to value of 91%. This means, a thrust range of about 20 000 to 35 000 pound force should be addressed in the first place to ensure the maximum benefit. The financial market share of this segment is predicted to be around 2.5 Billion US\$ and thus certainly represents an attractive area of activities.

#### 2. The current status

The fuel burn of a propulsion system to deliver a given thrust can be represented by two parameters, the thermal efficiency and the propulsive efficiency. Thermal efficiency is mainly dictated by the core system with the parameters

#### 1. Wprowadzenie

Programy badawcze wchodzące w skład projektu VISION 2020 realizowane były ze środków państw zaangażowanych w ten projekt i organizacji międzynarodowych, takich jak Unia Europejska. Obecna sytuacja ekonomiczna na świecie hamuje dalsze podejmowanie intensywnych prac badawczych. Z tego powodu komitet ACARE przedstawił długoczasowy plan strategiczny badań: VISION 2050, który skupia się na planowaniu i prowadzeniu projektów długoterminowych. Ten plan uwzględnia przewidywany rozwój ruchu lotniczego, który został przedstawiony na rys. 1. Uważa się, że natężenie ruchu lotniczego będzie wzrastać znacznie szybciej niż cała światowa gospodarka. Aby nie zwiększać jego oddziaływania na środowisko, należy znacznie poprawić ogólny system ruchu lotniczego. Dotyczy to wszystkich sektorów technicznych: samolotów, napędów, obsługi i kontroli ruchu lotniczego, wielu obszarów społeczno-gospodarczych wokół lotnisk itd. Ten artykuł będzie koncentrował się na tematyce dotyczącej nowego podejścia do systemu napędu lotniczego. W pierwszej kolejności należy rozważyć, który typ samolotu, a tym samym zakres ciągu silników, jest najbardziej korzystny pod względem zmniejszenia zużycia paliwa i redukcji hałasu. Na rysunku 2 przedstawiono spodziewany udział poszczególnych typów samolotów w eksploatacji do roku 2029. Z analizy rysunku można zauważyć, że samoloty jedno- i dwuosobowe zamiast obecnych 80% będą stanowiły 91% liczby samolotów. Z tego wynika, że aby uzyskać maksymalne korzyści ekologiczne, modyfikacje należy zacząć od silników o sile napędowej od

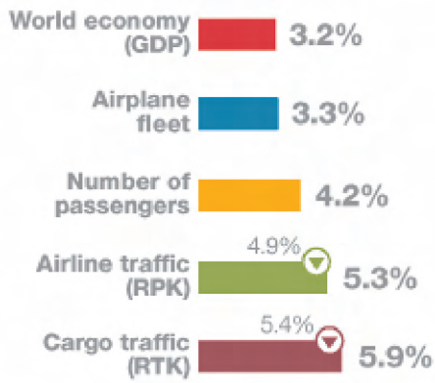


Fig. 1. Growth of Air Traffic from 2009 to 2029 (Boeing Market Outlook 2009)

Rys. 1. Wzrost ruchu lotniczego od 2009 r. do 2029 r. (Boeing 2009)

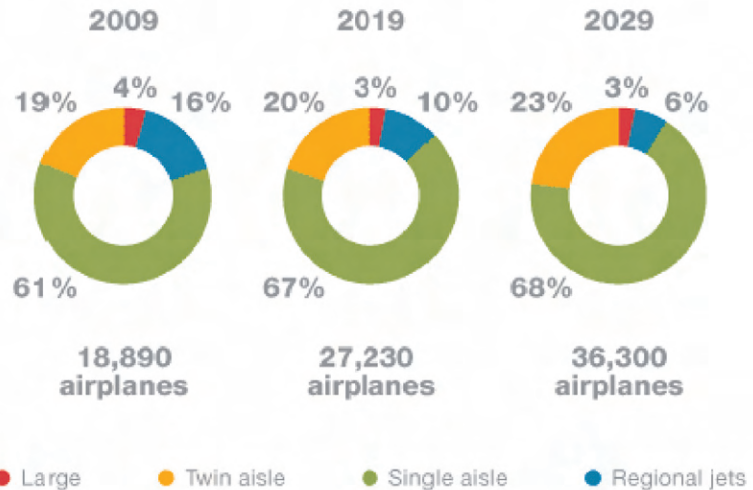


Fig. 2. Fleet Development (Boeing Market Outlook 2009)

Rys. 2. Rozwój floty (Boeing 2009)

overall pressure ratio (OPR) and turbine entry temperature (TET). Both are connected with each other and have increased substantially through the last decades. However, available turbine materials set limits for efficiency improvements. Nowadays a significant amount of air has already to be used to cool the turbine blades in order to withstand the high combustion temperatures around 1600 K. This reduces the thermal efficiency, so another way for improvement needed to be sought.

The propulsive efficiency proved to be highly effective for the overall reduction of fuel burn. It results mainly from the overall mass flow, so the bypass engine was invented, delivering much more air flow than a simple turbojet engine. While early turbo jet engines featured only a single flow path, current propulsion systems for civil applications are based on high bypass ratio engines. These engines consist of a core generator delivering sufficient power to drive a separate

ok. 89 000 N do 156 000 N. Silniki tej wielkości stanowią również atrakcyjny obszar działalności dla wielu firm, gdyż ich wartość na rynku jest przewidywana na ok. 2,5 mld USD.

## 2. Aktualny stan techniki

Spalanie paliwa w układzie napędowym, by zapewnić siłę napędową, może być opisane dwoma parametrami: sprawnością cieplną i sprawnością napędu. Sprawność cieplna zależy głównie od układu rdzenia i jego parametrów: sprężu spiętrzenia (OPR) i temperatury przed turbiną (TET). Są one ze sobą powiązane i uległy znacznemu wzrostowi przez ostatnie dziesięciolecia. Obecnie dostępne materiały na turbiny stwarzają ograniczenia modyfikacji zwiększających sprawność. Obecnie znaczna ilość powietrza jest używana do chłodzenia łopatek turbin w celu zwiększenia wytrzymałości na wysokie temperatury spalania wynoszące około 1600 K. Wpływa to na zmniejszenie sprawności cieplnej, więc należy szukać innego sposobu zwiększania sprawności napędowej.

Sprawność napędu jest bardzo ważna w ogólnym zmniejszaniu zużycia paliwa. Siła napędowa wynika głównie z ogólnego przepływu masy, więc został wynaleziony silnik dwuprzepływowy, zapewniający znacznie większy przepływ masy niż jednoprzepływowy turbinowy silnik odrzutowy. Wczesne turbinowe silniki odrzutowe charakteryzowały się tylko jedną ścieżką przepływu, natomiast systemy napędowe do zastosowań cywilnych są oparte na silnikach o dużym stopniu podziału strumienia. Te silniki składają się z rdzenia generatora gazu i zapewniają moc potrzebną do napędu wału, na którym jest wentylator. Ten duży wentylator dostarcza

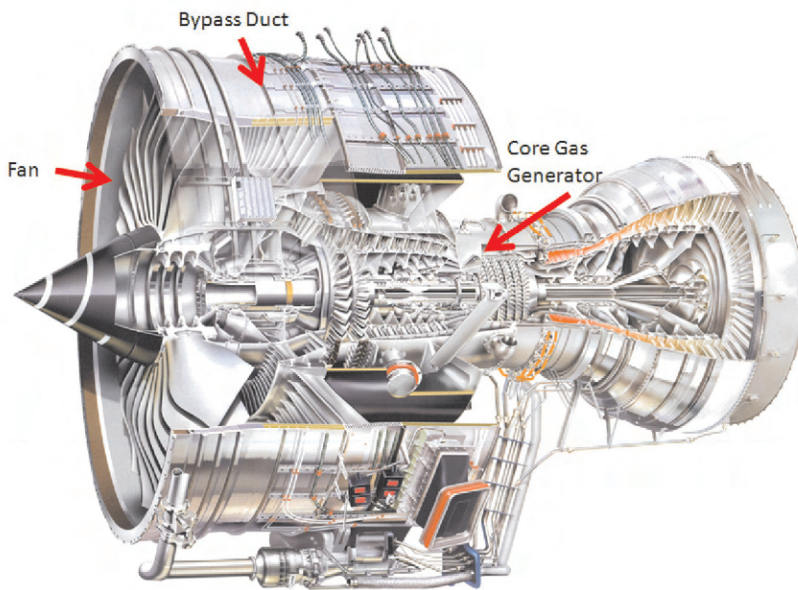


Fig. 3. High bypass turbofan engine (Courtesy of Rolls-Royce)

Rys. 3. Dwuprzepływowy turbinowy silnik odrzutowy o dużym stopniu dwuprzepływowości (dzięki uprzejmości Rolls-Royce)

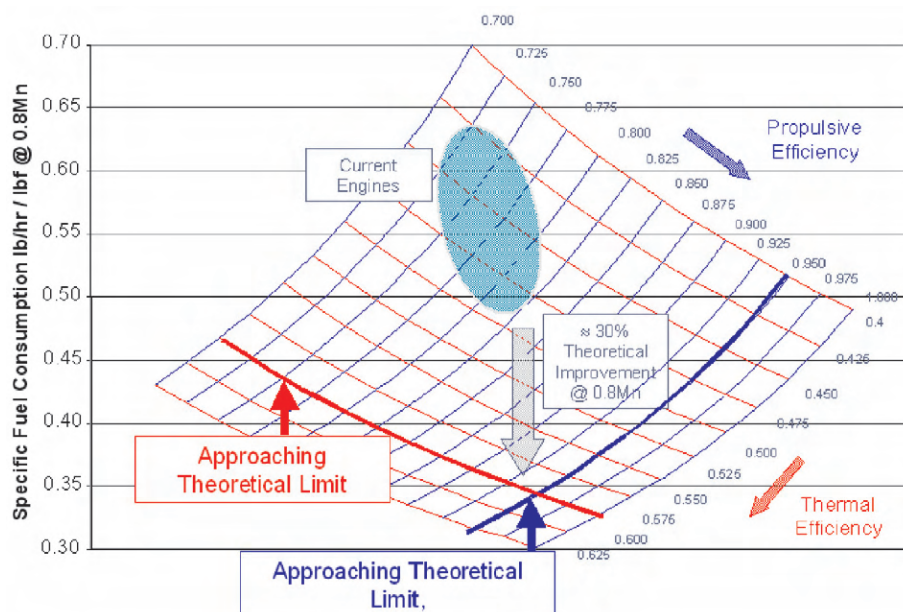


Fig. 4. Limits for the increase of propulsive and thermal efficiency (Rolls-Royce, ISABE 2007)

Rys. 4. Ograniczenia wzrostu sprawności cieplnej i napędowej (Rolls-Royce, ISABE 2007)

shaft, which in turn drives the fan. This big fan delivers the main thrust to the aircraft by pushing a high mass flow of air through a bypass (Fig. 3). Since the jet velocity reduces, the propulsive efficiency increases a lot.

Figure 4 shows the potential, which high bypass ratios have, when both efficiencies are driven to their absolute maximum values. The limitations have their origin in the high nitrogen oxide production, when TET is increased further and the higher drag, which results from growing fan diameters, as they would be needed for higher bypass ratios. It has to be recognized, that current jet engines can only deliver up to 30% of fuel saving. Thus, new concepts and technologies have to be developed to reduce the fuel burn further and to support the ACARE VISION 2050.

### 3. The route to improved propulsion systems

When assessing the alternatives to the current engine systems, it has to be distinguished between near-term and long-term possibilities. The reasons for this are manifold:

- The development and certification cycles in aerospace are significantly longer than in other technical areas
- The life time of aircraft is extremely long and present no chances to introduce principle changes of the system at one single time
- The technology needed to support new cycles and configurations need to be developed first
- The social economic environment might change faster than the plans for changes in technology

In the near-term, the high bypass ratio engines (Fig. 3) are improved on an evolutionary basis. This contains for example the introduction of better materials and aerodynamics, increased bypass ratio by even bigger fans, the BLISK technology for compressor discs as well as lean-burn combustion concepts. The advantage of these changes is clearly the time-wise very close availability as well as the rapid and

głównego ciągu do napędu samolotu przez wymuszenie dużego przepływu masy powietrza przez kanał zewnętrzny silnika (rys. 3). W wyniku zmniejszenia prędkości strumienia gazów przepływających przez silnik, sprawność napędu zostaje wielokrotnie zwiększona. Na rysunku 4 przedstawiono potencjalne korzyści, jakie pozwala uzyskać duży współczynnik podziału strumienia, kiedy obie sprawności dążą do maksymalnych wartości. Ograniczenia poprawy sprawności napędowej wynikają ze zwiększającej się produkcji tlenków azotu wraz ze wzrostem temperatury na wejściu do turbiny. Zwiększenie tej temperatury skutkuje zwiększeniem siły napędzającej wentylator o zwiększonej średnicy, dzięki któremu możliwe jest uzyskanie wyższego współczynnika podziału

strumienia. Należy zaznaczyć, że obecne silniki odrzutowe mogą zapewnić jedynie do 30% oszczędności paliwa. Tak więc trzeba opracować nowe koncepcje i technologie w celu obniżenia zużycia paliwa oraz dalej wspierać realizację projektu VISION 2050.

### 3. Droga do poprawy systemów napędowych

Przy ocenie alternatywnych koncepcji w odniesieniu do koncepcji obecnych systemów silnika należy wyróżnić krótkoterminowe i długoterminowe możliwości rozwoju systemów napędowych. Przyczyny tego podziału są wielorakie:

- rozwój i cykle certyfikacji w lotnictwie są znacznie dłuższe niż w innych obszarach technicznych
- żywotność samolotu jest bardzo duża i nie ma możliwości wprowadzenia zasadniczych zmian systemowych w jednym czasie
- w pierwszej kolejności należy udoskonalać technologie wymagane w nowych cyklach i konfiguracjach konstrukcyjnych
- otoczenie (środowisko) społeczno-gospodarcze może zmienić się szybciej niż planowane zmiany technologii w zakresie systemów napędowych.

W najbliższej perspektywie silniki o wysokim współczynnikiem podziału strumienia (rys. 3) będą modyfikowane na zasadzie ewolucji obecnie istniejących rozwiązań. Polega to np. na wprowadzeniu lepszych materiałów, poprawie aerodynamiki, zwiększaniu stopnia podziału strumienia (przez zastosowanie jeszcze większych wentylatorów), wprowadzaniu technologii BLISK dla wirników sprężarki, jak również rozwoju systemów spalania mieszanek ubogich. Zaletami takich modyfikacji są krótki czas oraz niski koszt wdrożenia do produkcji. Jednak zmiany te pozwalają zmniejszyć zużycie paliwa tylko w niewielkim stopniu.

cost-effective introduction. On the other hand, they only offer a limited potential for fuel burn reduction.

In order to support the targets of VISION 2050, the following options are followed

- New engine concepts
- New combustion concepts
- Alternative fuels and new energy sources
- The “More Electric Aircraft”: Replacing the hydraulic and pneumatic subsystems by an all electric system
- Changes in the aircraft configuration and integration of the propulsion system

Due to the high variety and complexity of these options, only the main engine related developments shall be described in the following chapters.

#### 4. New engine concepts

Concerning the mid-term possibilities, the overall efficiency of the conventional design is increased in a bigger step. One example for this is the just announced aircraft A320NEO by Airbus, which beside new wings introduces also new engine concepts. First delivery of the aircraft shall take place in 2016. However, 95% of the aircraft structure remains the same as before. With respect to the engine, a new engine concept will be introduced with this aircraft: the “Geared Turbo Fan” (GTF). The PW1000G has been developed by Pratt&Whitney in the United States and looks like a conventional engine from outside. However, it takes advantage of decoupling the low pressure turbine from the fan by a planetary gear box (Fig. 5). Both turbo components can now work at their individual optimum circumferential speed, which beside the efficiency improvement also leads to a significant reduction in the number of turbine stages. In turn, fewer parts are required and the engine gets shorter and lighter. This concept is in principle known from propeller engines, but has only now been built into a turbo fan. The engine is currently in flight test and demonstrates significant reductions both in fuel burn and noise. However it needs to be considered, that the weight benefit is partly reduced by

W projekcie VISION 2050 rozważa się następujące kierunki rozwoju systemów napędowych:

- nowe koncepcje silnika
- nowe koncepcje spalania
- paliwa alternatywne i nowe źródła energii
- "Bardziej Elektryczny Samolot": zastępowanie hydraulicznych i pneumatycznych podzespołów układami elektrycznymi
- zmiany w konfiguracji statku powietrznego i integracja systemu napędowego.

Ze względu na dużą różnorodność i złożoność tych kierunków rozwoju w następnych rozdziałach opisano tylko główne zmiany silników.

#### 4. Nowe koncepcje silnika

Gdy weźmie się pod uwagę średniookresowe możliwości rozwoju silników, to okazuje się, że ogólna sprawność dotychczasowych konstrukcji osiągnęła bardzo wysoki poziom. Przykładem tego jest właśnie zapowiadany samolot Airbus A320NEO, którego pierwsze dostawy nastąpią w 2016 r. Mimo zastosowania nowych skrzydeł oraz wprowadzenia nowych rozwiązań konstrukcyjnych silnika, 95% struktury statku powietrznego pozostaje takie samo jak w rozwiązaniach dotychczasowych. W odniesieniu do silnika nowe koncepcje wprowadzane w tym samolocie to silnik wentylatorowy z przekładnią (GTF) i model PW1000G. Silnik ten został opracowany przez Pratt&Whitney w Stanach Zjednoczonych i z zewnątrz wygląda jak tradycyjny silnik wentylatorowy. Jednakże jego zaletą, w porównaniu do dotychczas stosowanych silników wentylatorowych, jest odłączana turbina niskociśnieniowa, biorąca napęd z wentylatora przez przekładnię planetarną (rys. 5). Obydwa turboelementy mogą teraz pracować w ich indywidualnych, optymalnych prędkościach obrotowych. Rozwiązanie to, oprócz poprawy efektywności, pozwala znacznie zmniejszyć liczbę stopni sprężarki. W dalszej kolejności skutkuje to mniejszą liczbą części, dzięki czemu silnik jest krótszy i lżejszy. Ta koncepcja jest w zasadzie znana z silników śmi-



Fig. 5. Planetary Gear Box of the PW1000G engine (Courtesy of Pratt&Whitney)

Rys. 5. Przekładnia planetarna z silnikiem PW1000G (dzięki uprzejmości Pratt & Whitney)

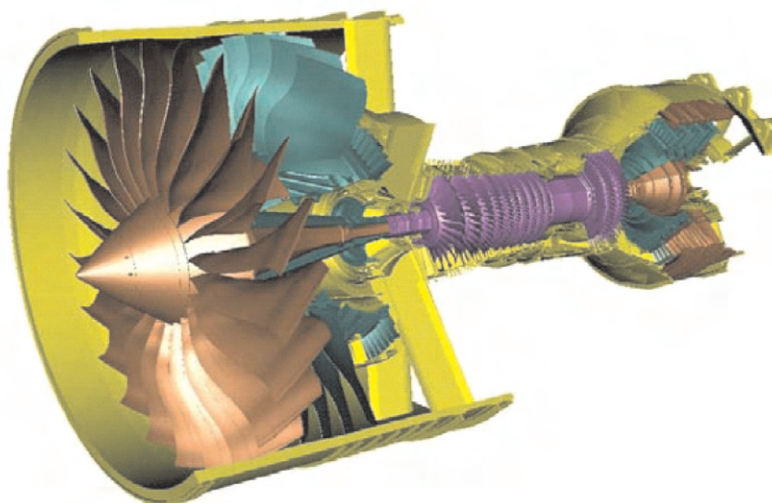


Fig. 6. Counter-Rotating Turbo Fan concept

Rys. 6. Koncepcja silnika wentylatorowego z przeciwbieżnymi wirnikami

the additional weight coming from the gear box and the high impact of an optimized transmission onto the efficiency of the system. In the same way, maintenance and service times need to be evaluated, before this concept can be introduced into normal operation.

In the far-term, two separately driven rotors could replace a single fan. Figure 6 shows a concept, based on today's appearance of engine, where the bypass is enclosing the fan rotors, counter-rotating to each other. Due to the design, it is referred to as 'Counter Rotating Integrated Shrouded Propfan (CRISP)'.

A similar setup is the "Open-Rotor" (O/R, Fig. 7). It offers a further, significant reduction in fuel burn and takes advantage of two open rows of blades, counter-rotating as well. Thus the idea of a turboprop engine is taken as basis,



Fig. 7. The Open Rotor Concept (Rolls-Royce)  
Rys. 7. Koncepcja układu propfan (Rolls-Royce)

while the principle disadvantage of a single propeller is deleted by putting a second propeller behind. This takes out the momentum of the flow in circumferential direction, leading to more thrust at a given rotational speed. Predictions go up to 25% fuel saving in addition to the already achieved reduction, presenting a concept, which could lead the way for VISION 2050. Major challenges exist with respect to the noise, vibration and the inherently involved smaller flight velocities. Figure 8 contains a comparison of the fuel saving between an O/R propulsion system compared to a conventional high-bypass turbofan. Depending on the installation, the advantage appears to be biggest at flight speeds below  $Ma = 0.6$ . In addition, integration issues lead to the necessity to think about completely new aircraft configurations.

Even farther away is the "Intercooled-Recuperated Aero Engine" (IRA) concept (Fig. 9). It increases the thermal efficiency of the basic thermodynamic cycle by use of an intercooler between the two compressors of a two shaft engine on the one side and a recuperator behind the engine on the other side. The latter extracts thermal energy from the jet stream, which would otherwise be lost to the environment and feeds it back into the air, before it enters the combustion chamber. By this, fuel can be saved, since the air is hotter already. The transfer of heat within the heat exchangers affects the shape of the thermodynamic cycle as shown in Figure 10.

głowych, ale dopiero teraz została zastosowana w silniku turbowentylatorowym. Opisywany silnik jest obecnie w trakcie prób w locie i wykazuje znaczne zmniejszenie zużycia paliwa i większe ograniczenie emisji hałasu. Jednak korzyści wypływające ze zmniejszenia masy samego silnika są częściowo niwelowane przez zastosowanie przekładni, która ma duży wpływ na optymalne przenoszenie napędu, a tym samym na sprawność układu napędowego. W ten sam sposób należy oceniać obsługę i konserwację, zanim konstrukcja ta zostanie wprowadzona do normalnej eksploatacji.

W perspektywie długoterminowej dwa oddzielnie napędzane wirniki mogą zastąpić jeden. Na rysunku 6 przedstawiono koncepcję silnika, która powstała na podstawie aktualnej budowy silnika. W przedstawionym rozwiązaniu zewnętrzny kanał przepływu silnika łączy przeciwbieżne wirniki. Ze względu na konstrukcję został on określony jako przeciwbieżny zintegrowany, otunelowany wentylator (CRISP). Podobną konstrukcją jest układ propfan (otwarty wentylator) (O/R, rys. 7). Silnik typu propfan pozwala znacznie zmniejszyć zużycie paliwa, a jego konstrukcja składa się z dwóch otwartych przeciwbieżnych rzędów łopatek. Za podstawę tej konstrukcji posłużył silnik turbośmigłowy, jednak umieszczenie drugiego śmigła z tyłu pozwala zniwelować podstawową wadę silnika jednośmigłowego, a zatem wyklucza to pęd przepływu w kierunku obwodowym, co skutkuje większym ciągiem samolotu. Stosowanie konstrukcji typu propfan prognozuje oszczędności paliwa nawet do 25%, oprócz już osiągniętego zmniejszenia w przedstawionej koncepcji – co prowadzi do osiągnięcia celów projektu VISION 2050. Główne wyzwania dotyczą zmniejszenia hałasu, drgań, nieodłącznie związanych z niższymi prędkościami lotu. Na rysunku 8 przedstawiono porównanie oszczędności paliwa pomiędzy napędami O/R i konwencjonalnym turbowentylatorowym. W zależności od instalacji, korzyści wydają się największe przy prędkościach lotu poniżej  $Ma = 0,6$ . Ponadto kwestie integracji układu napędowego zmuszają do myślenia o zupełnie nowych konstrukcjach samolotów.

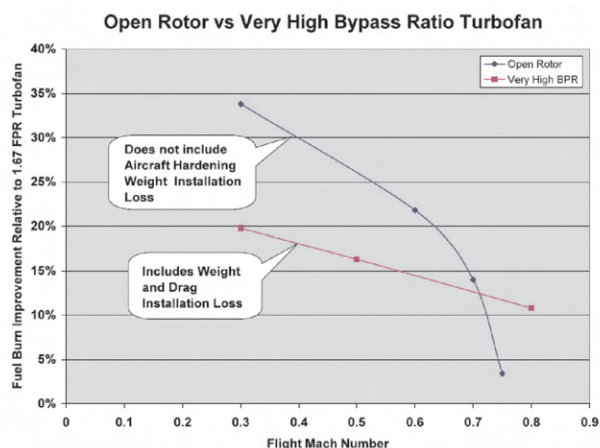


Fig. 8. Fuel Saving of Open Rotor against High Bypass Ratio Turbofan (Mazzawy)

Rys. 8. Oszczędność paliwa silnika typu propfan w porównaniu do silnika turbowentylatorowego o dużym stopniu podziału strumienia (Mazzawy)

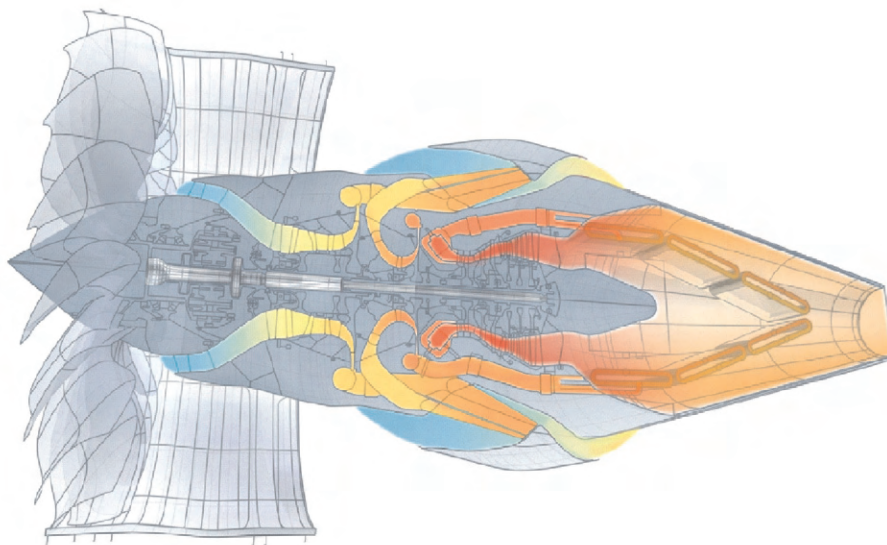


Fig. 9. The Intercooled-Recuperated-Aero (IRA) Engine Concept (NEWAC)

Rys. 9. koncepcja silnika z wewnętrznym chłodzeniem i odzyskiwaniem ciepła (IRA) (NEWAC)

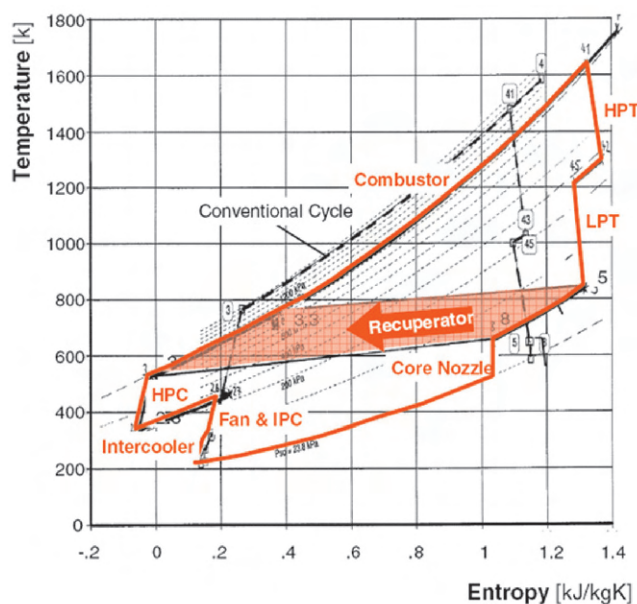


Fig. 10. Change in the thermodynamic cycle by introduction of the IRA concept (MTU)

Rys. 10. Zmiana obiegu termodynamicznego przez wprowadzenie koncepcji IRA (MTU)

## 5. New combustion concepts

While carbon dioxide and water vapor emissions cannot be avoided with today's type of fuel, the requirement to reduce nitrogen oxide can only be fulfilled by a lower temperature level of the thermodynamic cycle or new combustion concepts. Since the first measure would lead to a reduction of thermal efficiency, if adopted stand-alone, there is a strong need for new combustion processes.

For combustion engines in general, the two main characteristic numbers are the fuel-to-air ratio AFR and the equivalence ratio  $\Phi$ . While AFR in the primary combustion zone certainly has to be within certain bounds to ensure a

W jeszcze dalszej perspektywie czasowej można oczekiwać silnika z wewnętrznym chłodzeniem i odzyskiwaniem ciepła (IRA) – rys. 9. Koncepcja ta pozwala zwiększyć sprawność cieplną podstawowego cyklu termodynamicznego przez zastosowanie chłodnicy między dwoma sprężarkami silnika dwuwirnikowego z jednej strony i wymiennika ciepła za silnikiem z drugiej strony. Wymiennik ciepła służy do odzyskiwania energii cieplnej prądu strumieniowego, która w przeciwnym razie byłaby usunięta do środowiska, i podaje ją z powrotem wraz ze świeżym powietrzem do komory spalania. Pozwala to zaoszczędzić paliwo, ponieważ powietrze jest już wstępnie ogrzane. Wymiana

energii w wymiennikach ciepła wpływa na kształt obiegu termodynamicznego, jak to pokazano na rys. 10.

## 5. Nowe koncepcje spalania

Stosując tradycyjne paliwa, nie da się uniknąć emisji dwutlenku węgla i pary wodnej, jednak możliwe jest dążenie do zmniejszenia emisji tlenku azotu przez obniżenie temperatur w cyklu termodynamicznym lub przez zastosowanie nowych koncepcji spalania. Pierwszy sposób, stosowany jako jedyna metoda mająca na celu obniżenie emisji tlenków azotu, prowadzi jednak do zmniejszenia sprawności cieplnej i dlatego potrzebne są nowe koncepcje procesów spalania.

Dla silników spalinowych można wyróżnić dwa charakterystyczne wskaźniki porównawcze, określające skład mieszaniny palnej: stosunek ilości powietrza do ilości paliwa (AFR) oraz współczynnik nadmiaru powietrza ( $\Phi$ ). Stosunek ilości powietrza do ilości paliwa należy tak dobrać, aby zapewnić stabilne spalanie w głównej strefie spalania, natomiast współczynnik nadmiaru powietrza powinien być dostosowany do poprawy poziomu zanieczyszczenia. Od wysokości temperatury spalania ściśle zależy szybkość tworzenia się tlenków azotu. Niekorzystne z powodu tworzenia tlenków azotu jest również spalanie mieszanek stechiometrycznych (określane współczynnikiem równoważności  $\Phi \sim 1$ ). Jednak obecnie produkowane silniki, ze względu na możliwość zapewnienia szerokiego zakresu regulacji mocy napędowej, pracują w wymienionych niekorzystnych warunkach spalania (rys. 11). Podczas startu mieszanka paliwowo-powietrzna musi mieć skład około stechiometryczny  $\Phi \sim 1$ , co sprzyja powstawaniu tlenków azotu. Podczas pracy silnika na biegu jałowym głównymi produktami spalania są tlenki węgla i niespalone węglowodory. Podstawowym zadaniem jest uniknięcie spalania mieszanek o składzie stechiometrycznym bez wpływu na wymagany zakres mocy silnika. Można to osiągnąć przez spalanie mieszanek ubogich lub bogatych. Spalanie mieszanek bogatych powoduje zwiększo-

stable combustion, the equivalence ratio may be adjusted to improve the level of pollution. Since the nitrogen production is strongly connected to the temperature level, it should be avoided to burn within the stoichiometric region ( $\Phi \sim 1$ ). This however is the case with today's aircraft engines, since they need a wide control range to cover minimum and maximum thrust requirements (Fig. 11). At take-off conditions, the fuel-air mixture needs to burn close to  $\Phi \sim 1$ , developing high levels of nitrogen. At idle conditions, mainly carbon monoxide and unburned hydrocarbons are produced. So the task at hand is to avoid stoichiometric combustion without affecting the required power range of the engine. This can be achieved by lean or rich conditions. The latter approach means additional soot emissions, so it can only be realized with a zone of lean combustion following the rich region to consume the soot within the combustion chamber. Lean combustion on the other hand gives challenges in terms of flame stability. Thus, three options are basically available:

1. Lean combustion:

Operation at  $\Phi \sim 0.5$ , where the different operating points are addressed by staging concepts

2. Lean, premixed and prevaporized combustion:

As 1), but with a premixing of air and fuel upfront of the injection, combined with a pre-heating of this mixture to achieve a bigger surface for proper combustion. This leads to stable combustion at different operating points, but requires protection against pressure waves developing against the fuel flow into the compressible part of the fuel system

3. Rich Burn – Quick Quench – Lean Burn combustion:

This is a very promising approach, where the first combustion zone features high equivalence ratios, then air is mixed very quickly to jump to lean combustion in the second zone. The quick quench avoids nitrogen oxides to be formed, since there is not sufficient time for the chemical reaction to happen. Challenges are mainly the high temperatures to be dealt with in the rich burning zone, where air cannot be used to cool the combustor surface as well as the squeezing of air into a critical combustion zone with the requirement to provide a smooth temperature distribution to the turbine nozzle guide vanes downstream.

The effect of the various concepts onto the nitrogen oxide production is investigated in various research programs on European level. Figure 12 shows an indication of the trend of nitrogen oxide production, depending on the overall pressure ratio (OPR) of the engine compared to the legislation requirements. These are defined by CAEP (Committee on Aviation Environmental Protection) on behalf of ICAO (International Civil Aviation Organization). The results demonstrate, that the targets may be achieved, if the concepts can be developed to a state, where they can be introduced safely and reliably into service. The main challenge is controllability of a safe and stable combustion for all operating conditions of a safety critical system.

ną emisję sadzy i dlatego można je realizować tylko ze strefą uboższego spalania, pozwalającą dopalić sadzę znajdującą się w komorze spalania, a powstałą w trakcie spalania mieszanki bogatej. Natomiast podczas spalania mieszanek ubogich występują problemy z zapewnieniem stabilności płomienia. Tak więc rozważane są trzy koncepcje procesu spalania:

1. Uboższe spalanie:

praca w  $\Phi \sim 0.5$ , gdzie różne punkty pracy zostały określone przez zakres pracy.

2. Uboższe spalanie mieszanki wstępnie wymieszanej i odparowanej:

w punkcie 1. mieszanie powietrza i paliwa następuje za czołem wtryskiwanego paliwa, w połączeniu z podgrzewaniem tej mieszaniny w celu osiągnięcia większej powierzchni dla prawidłowego spalania. Zaletami tego typu spalania jest jego stabilność w różnych punktach pracy, jednak nierozwiązaną jeszcze sprawą jest przepływ paliwa do części sprężającej układu paliwowego.

3. Spalanie bogate – szybkie wygaszenie – spalanie uboższe:

to bardzo obiecujące podejście, gdzie pierwsza strefa spalania charakteryzuje się wysoką równoważnością wskaźników, a następnie powietrze jest mieszane bardzo szybko, aby przejść do spalania uboższego w drugiej strefie. Szybkie

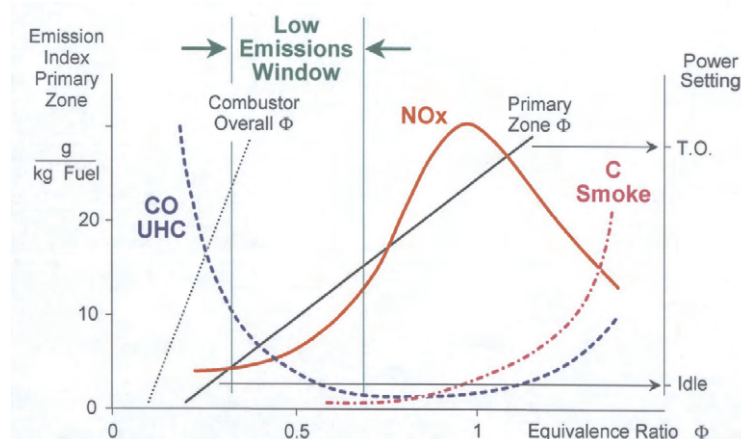


Fig. 11. Emission Indices depending on equivalence ratio

Rys. 11. Emisja składników toksycznych w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza

ugaszenie przeciwdziała tworzeniu się tlenków azotu, ponieważ nie ma wystarczającej ilości czasu do wystąpienia reakcji chemicznej ich wytworzenia. Wyzwaniem do rozpatrzenia są głównie wysokie temperatury w bogatych strefach spalania, gdzie powietrze nie może być użyte do chłodzenia powierzchni komory spalania, jak również nie może być wyciskanie powietrza do krytycznej strefy spalania z wymogiem zapewnienia odpowiedniego rozkładu temperatury na łopatkach turbiny.

Wpływ różnych koncepcji spalania na powstawanie tlenków azotu jest badany w różnych programach badawczych prowadzonych przez jednostki należące do ACARE. Na rysunku 12 przedstawiono emisję tlenków azotu, w zależno-

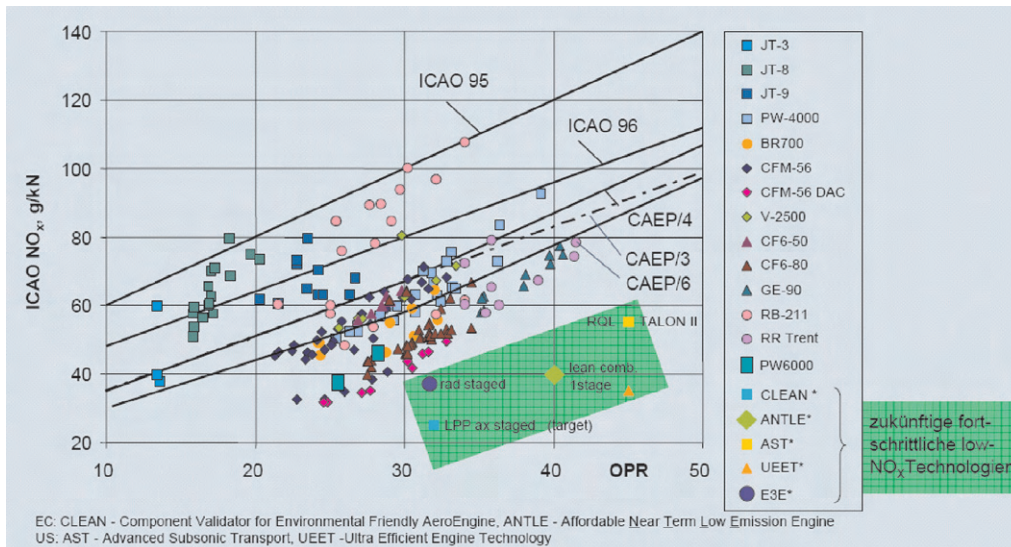


Fig. 12. Reduction of nitrogen oxides by the combustion concepts (E.U. programs CLEAN, ANT)  
 Rys. 12. Emisja tlenków azotu przez silniki o różnych systemach spalania (programy UE CLEAN, ANGLE)

## 6. Alternative fuels and new energy sources

Discussions are going on about the replacement of kerosene with alternative fuels, which are not based on hydrocarbons. However, it needs to be kept in mind, that safety, energy density, cost, global availability & environmental impact are all critical for aviation fuel. In all of these aspects, kerosene is very difficult to beat. Two options are currently under discussion: synthetic kerosene and liquid hydrogen.

Synthetic kerosene, manufactured from biomass is a real possibility, but expensive. Currently bio fuels are already in use as a kerosene extender with a maximum part of 10–20%. Main issues are the high freezing temperature of  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  and the 1/3 less power density. In addition, the whole life cycle  $\text{CO}_2$  needs to be considered as well as other pollutants and particulates. Until these issues are solved, the view is to use alternative fuels based on bio mass preferentially for land based applications, until improved solutions to increase availability, applicability and decrease cost are developed.

The second option would be liquid hydrogen. Several proposals have been made to use liquid hydrogen as propellant for aircraft. It would delete all  $\text{CO}_2$  production (3.1 kg per kg fuel), but would inherently produce a much bigger amount of water vapor to be exhausted into the atmosphere (factor 2.5 compared to kerosene). It is not yet clear, what the impact of water in high altitudes will be. The properties of  $\text{LH}_2$ , relative to kerosene, at equal energy content demonstrate a much lower mass (factor 2.8), but a much higher volume (factor 4). Thus introducing this type of fuel would require significantly bigger tanks than nowadays and these tanks would need to isolate the hydrogen, which is liquid only below  $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$ ! Beside the resulting airframe issues including integration, the introduction of liquid hydrogen would also need a complete change in infrastructure and logistics due to these reasons. As for the bio fuels, the whole well to wheel cycle needs to be looked at to judge on the effectiveness of changing the fuel. Currently both the cost and

ści od ogólnego sprężu spiętrzenia (OPR) w porównaniu do wymagań obowiązujących przepisów ograniczających emisję tych związków. Ograniczenia te są zdefiniowane przez CAEP (Komitet ds. Lotnictwa i Ochrony Środowiska). Wyniki prowadzonych badań wskazują, że można sprostać stawianym ograniczeniom, jeśli koncepcje będą tak dopracowane, aby mogły być bezpiecznie i niezawodnie wprowadzone do eksploatacji. Głównym wyzwaniem jest kontrolowanie bez-

piecznego i stabilnego spalania przy wszystkich warunkach pracy systemu.

## 6. Paliwa alternatywne i nowe źródła energii

Toczą się dyskusje dotyczące wymiany naftę na paliwa alternatywne, które nie są oparte na węglowodorach. Jednak należy pamiętać o aspektach istotnych dla lotnictwa i paliwa lotniczego, takich jak: bezpieczeństwo, wartość opałowa, koszty globalne, dostępność i wpływ na środowisko naturalne. Przy uwzględnieniu wszystkich tych aspektów nafta jest na razie niezastąpiona ze względu na swoje dobre właściwości. Dwa paliwa alternatywne są obecnie przedmiotem dyskusji: syntetyczne paliwa lotnicze i ciekły wodór. Syntetyczna nafta produkowana z biomasy daje realną możliwość jej zastosowania, ale jest droga. Obecnie biopaliwa są już w użyciu jako wypełniacz nafty o maksymalnej w niej zawartości 10–20%. Głównym problemem są wysokie temperatury krzepnięcia: od  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  i o 1/3 mniej mocy. Ponadto należy wziąć pod uwagę cały cykl życia  $\text{CO}_2$ , jak również innych zanieczyszczeń i cząstek stałych. Dopóki te kwestie są opracowywane, możliwości wykorzystania alternatywnych paliw opartych na biomase preferowane są dla pojazdów lądowych, aż do opracowania ulepszonego rozwiązania, tj. zwiększenia dostępności i zmniejszenia kosztów zastosowania. Drugim paliwem jest ciekły wodór. Zastosowanie płynnego wodoru jako paliwa lotniczego powoduje całkowite wyeliminowanie produkcji  $\text{CO}_2$  (3,1 kg na 1 kg paliwa), a jednocześnie wyemitowanie znacznie większych ilości pary wodnej (współczynnik 2,5 w porównaniu z naftą). Nie jest jeszcze wiadome, jaki wpływ będzie miała znaczna ilość wody na dużych wysokościach. Porównując właściwości  $\text{LH}_2$  w stosunku do nafty, przy jednakowej zawartości energii,  $\text{LH}_2$  wykazuje znacznie mniejszą masę (współczynnik 2,8), ale znacznie większą objętość (współczynnik 4). Tak więc wprowadzenie tego typu paliwa wymagałoby znacznie większych niż obecnie zbiorników na paliwo, a zbiorniki te musiałyby zapewnić

the CO<sub>2</sub> balance are far away from making liquid hydrogen suitable for air transport.

### **7. The “More Electric Aircraft”: replacing the hydraulic and pneumatic subsystems by an all electric system**

Currently, the engine needs to deliver a significant amount of compressed air for various purposes, such as cabin pressurization and anti-icing. This air is taken from the compressor at various positions. Thus a significant amount of energy has already been put into it. In addition, the aircraft requires hydraulic power to drive wing flaps, high-lift devices and so on. In order to improve this, a change of these various power systems towards purely electrically driven accessories is under investigation. This means a significant change in the architecture of the engine:

1. Today’s different transfer mechanisms of power from the engine to the customer are all to be exchanged to simple electrical wires. This gives the opportunity to have a de-centralized system with supply devices close to the needed location and thus a much lower system weight and complexity.
2. Transferring electrical energy is much more efficient and safer than delivering air and hydraulic power.
3. The performance of the de-centralized components can be adjusted straight to the requirement at the various flight and power conditions.
4. The compressor design would become much easier, because the casing would not have to feature offtakes at various positions. In addition to a weight saving, it also gives the chance to decrease the tip clearances of the blades, leading to higher efficiency and stability of the compressor.
5. The core size of the engine can become smaller, saving weight and overall size.
6. The interface between the engine and the aircraft would be extremely simplified in design and handling.

Certainly, the disadvantage of the more electric concept is to produce the electric power. The engine would need to drive a large generator, which might be heavy and prone to failure during strongly time-dependent loading. So it will be necessary to introduce a redundant system, which could consist of a second generator, taking some of the weight advantage away. However, this generator could also be used to replace the current air starter and act as a starter-generator. Considering the whole system ‘aircraft’, the more electric approach is very promising.

### **8. Changes in the aircraft configuration and integration of the propulsion system**

Since the development of new propulsion systems cannot be performed separately from the aircraft design task, joint efforts need to be taken to come to a new flying transport system for the future. This includes radical changes in aircraft configurations. Thinking out of the box is required, including the assessment of future needs of travelers and environmental implications. To address these issues in one

izolację temperaturową wodoru, który jest cieczą tylko poniżej  $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$ ! Oprócz zagadnień wynikających ze zmiany budowy samolotu, w tym rozmieszczenia elementów układu napędowego, wprowadzenie ciekłego wodoru spowodowałoby również całkowitą zmianę infrastruktury i logistyki. Jeśli chodzi o biopaliwa należy przyjrzeć się ich zastosowaniu w rzeczywistych warunkach eksploatacji całościowo i ocenić opłacalność i skuteczność ich wprowadzenia.

### **7. "Bardziej elektryczny samolot": zastąpienie podzespołów hydraulicznych i pneumatycznych przez elementy elektryczne**

Obecnie silnik musi dostarczać znaczne ilości sprężonego powietrza do takich celów, jak utrzymywanie ciśnienia w kabinie i zapobieganie oblodzeniu. To powietrze jest pobierane z różnych stopni sprężarki, co pochłania znaczne ilości energii napędowej. Ponadto w samolocie wymagany jest układ hydrauliczny do napędu kłap skrzydłowych oraz innych urządzeń pokładowych. W celu zmniejszenia ilości energii pobieranej z silnika zmiana tych różnych systemów zasilania na napęd elektryczny jest w trakcie badania, a to wiąże się ze znacznymi zmianami konstrukcji silnika:

1. Obecnie stosowane mechanizmy przekazywania mocy z silnika do odbiorników można wymienić na proste przewody elektryczne. Daje to szansę na zdecentralizowanie systemu i zastosowanie urządzeń zasilających w pobliżu odbiorników i tym samym znaczne obniżenie masy systemu i jego złożoności.
2. Przesyłanie energii elektrycznej jest znacznie bardziej efektywne i bezpieczniejsze od dostarczania powietrza czy zasilania hydraulicznego.
3. Wydajność składników zdecentralizowanych może być regulowana w zależności od zapotrzebowania na energię.
4. Projektowane sprężarki staną się znacznie prostsze, ponieważ obudowa nie będzie musiała spełniać funkcji poboru energii w różnych pozycjach. Oprócz zmniejszenia wagi również pojawia się możliwość zmniejszenia odstępów między krawędziami łopatek a obudową sprężarki. Doprowadzi to do zwiększenia wydajności i stabilności sprężarki.
5. Rdzeń silnika może być mniejszy, przez co zmniejszy się jego masa.
6. Połączenie pomiędzy silnikiem a szkieletem samolotu będzie niezwykle uproszczone w zakresie projektowania i obsługi.

Wadą opisanego rozwiązania jest większe zapotrzebowanie na paliwo do produkcji energii elektrycznej niż w rozwiązaniu stosowanym dotychczas. Silnik musiałby napędzać duży generator, który może być ciężki i podatny na uszkodzenia podczas długiej pracy pod dużym obciążeniem. Z tego powodu konieczne będzie wprowadzenie dodatkowego systemu, który może składać się z drugiego generatora. Układ ten jednak zniweluje wszystkie korzyści wynikające z zastosowania pojedynczego silnika. Jednak generator może być również używany do zastąpienia obecnego rozrusznika.

team, multi-disciplinary organizations are created. One example is the 'Bauhaus Luftfahrt e.V.', which was established in November 2005 by the three aerospace companies EADS, Liebherr-Aerospace and MTU Aero Engines together with the Bavarian Ministry for Economic Affairs. It represents a think tank, developing radical new aircraft concepts. Some of these are given in the following pictures, demonstrating,



Fig. 13. The 'Claire Liner' (Bauhaus Luftfahrt e.V.)  
Rys. 13. Claire Liner (Bauhaus Luftfahrt e.V.)

that there is a big space for future development of propulsion systems! Aircrafts of the future could look like the ones given in Figure 13, 14 and 15.

These figures show very different concepts with all types of engine configurations, which have been explained before. The aircraft configurations will require the development of engines, which can be located above the aircraft or integrated into the aircraft body and wing. This means safe design in terms of inlet distortion approaching the fan as well as challenges in the certification, e.g. with respect to critical testing as FBO ("Fan

Biorąc pod uwagę cały system "statek powietrzny", posiadanie większej ilości energii jest zaletą.

## 8. Zmiany w konfiguracji statku powietrznego i integracji układu napędowego

By osiągnąć zakładane w prowadzonych badaniach projektów cele, nie należy rozwijać nowych układów napędowych bez jednoczesnego rozwijania konstrukcji całych

samolotów. Koncepcja ta zawiera radykalne zmiany w konstrukcjach samolotów. W trakcie projektowania wymagana jest wiedza dotycząca przyszłych potrzeb podróżnych i konsekwencji środowiskowych danego rozwiązania. Z tego powodu powstają interdyscyplinarne zespoły badaczy, tworzące organizacje. Jednym z przykładów takiej nowoczesnej organizacji jest "Bauhaus Luftfahrt e.V.", która powstała w listopadzie 2005 r. Utworzyły ją trzy firmy lotnicze: EADS, Liebherr Aerospace i MTU Aero Engines wraz z Bawarskim Ministerstwem Gospodarki. Wymienione podmioty stanowią grupę ekspertów, zajmujących się rozwojem nowych koncepcji samolotów. Niektóre z tych koncepcji samolotów przedstawiono na rys. 13–15.

Zaprezentowane konstrukcje pokazują, że istnieją duże możliwości dalszego rozwoju systemów napędowych. Ilustracje te przedstawiają bardzo różne koncepcje z wszystkimi



Fig. 14. Hyliner ESTOL (Bauhaus Luftfahrt e.V.)  
Rys. 14. Hyliner ESTOL (Bauhaus Luftfahrt e.V.)

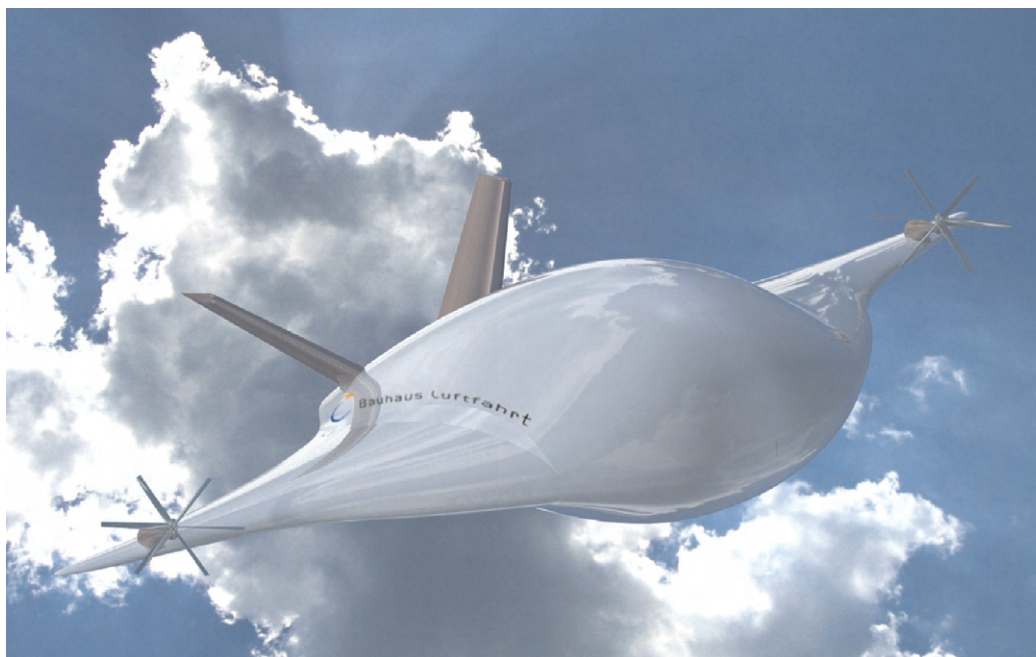


Fig. 15. The VTOL Aircraft (Bauhaus Luftfahrt e.V.)

Rys. 15. Samolot VTOL (Bauhaus Luftfahrt e.V.)

Blade Off”). However, it will lead to an easier task to fulfill noise certification targets, since the noisy components such as the jet can be treated within the aircraft itself or radiate upwards without hurting the neighborhoods of the airport.

## 9. Conclusion

The ACARE VISION 2050 sets extremely challenging targets for an efficient air transport system in the next decades. This leads to the requirement to develop new aircraft and propulsion system concepts. There exist a significant amount of options, targeting at different areas. New thermodynamic cycle considerations compete with new combustion concepts and alternative fuels. Replacing different power systems by just electric power is also an option, which needs significant changes in aircraft architecture, as the integration of the engine into new aircraft types does. The impacts of these various possibilities have been discussed in this paper.

The main conclusion to improve the air transport system can only be, that there needs to be joint efforts taken by engine manufacturers, aircraft designers, airport and air traffic control managers and all disciplines involved in aerospace. So the need for integrated project teams (IPT), as currently established in single entities needs to be extended across companies, countries and organizations. A very good approach to address this is to continue and create joint research programs on a European and international basis.

Prof. Dieter Peitsch, DEng. – Chair for Aero Engines, Institute of Aeronautics and Astronautics Technical University of Berlin, Deutschland.

Prof. dr inż. Dieter Peitsch – profesor w Instytucie Aeronautyki i Astronautyki Politechniki w Berlinie, Niemcy.

e-mail: [dieter.peitsch@tu-berlin.de](mailto:dieter.peitsch@tu-berlin.de)



typami konfiguracji silnika, które zostały omówione wcześniej. Konstrukcja samolotów będzie wymagać stworzenia silników, które mogą znajdować się nad samolotem lub w bryle samolotu i w skrzydłach. Oznacza to bezpieczną konstrukcję w zakresie ukierunkowania strumienia powietrza zanim trafi on na łopatkę wentylatora oraz wyzwania w zakresie certyfikacji, np. w odniesieniu do badań symulujących destrukcję wirnika, skutkującą oderwaniem jednej lub kilku łopatek (FBO). Jednak łatwiejsze będzie

spełnienia wymagań certyfikacyjnych takich jak ograniczenie hałasu, co uwolni od zgiełku okolice lotniska.

## 9. Wnioski

Projekt VISION 2050 wyznacza bardzo ambitne cele stworzenia efektywnego systemu transportu lotniczego na następne dziesięciolecie. Stwarza to potrzebę opracowania nowych konstrukcji samolotów i układów napędowych. Istnieje znaczna liczba rozwiązań do zastosowania w różnych obszarach. Nowy obieg termodynamiczny pod wieloma względami może wspomagać wprowadzanie nowych koncepcji spalania i paliwa alternatywne. Wymiana różnych systemów napędu urządzeń pomocniczych na napęd czysto elektryczny jest także rozwiązaniem, które wymaga znaczących zmian w konstrukcji samolotów, takich jak umiejscowienie silnika w nowym typie statku powietrznego. Skutki tych różnych możliwości zostały omówione w niniejszym artykule.

Główny wniosek odnoszący się do poprawy systemu transportu lotniczego może być tylko taki, że należy podjąć wspólne działania: producentów silników, projektantów samolotów i lotnisk oraz kierowników kontroli ruchu lotniczego i pracowników wszystkich dziedzin związanych z lotnictwem. Tak więc istnieje potrzeba utworzenia zintegrowanych zespołów projektowych (IPT), które z pojedynczych podmiotów muszą być rozszerzone na całe firmy, kraje i organizacje. Bardzo dobrym rozwiązaniem jest kontynuowanie oraz tworzenie wspólnych programów badawczych na arenie europejskiej i międzynarodowej.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Module engine operating on example of Pratt&Whitney F100-PW-229

*The article presents operation of Pratt&Whitney jet engine F100-PW-229 used in F-16 planes used by Polish Air Forces. The description bases on general construction of the engine and focuses on its modularity. Besides, there has been described the rules of operation of F100-PW-229 engines. The article concentrates also on specifics of maintenance and repairs of module engines and competence of flight squadrons for performing such repairs.*

Key words: combustion engine, jet engine

### Eksploatacja silników o modułowej budowie na przykładzie F100-PW-229 firmy Pratt&Whitney

*W artykule przedstawiono charakterystykę odrzutowego silnika F100-PW-229, firmy Pratt&Whitney, stosowanego w samolotach F-16, będących w posiadaniu Polskich Sił Powietrznych. Opisano ogólną budowę tego silnika, zwracając szczególną uwagę na jej modułowość. Przedstawiono zasady eksploatacji silników F100-PW-229 obowiązujące w jednostkach Polskich Sił Powietrznych. Opisano specyfikę prac obsługowo-naprawczych silników o budowie modułowej oraz kompetencje jednostek organizacyjnych eskadr lotniczych do prowadzenia prac w tym zakresie.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, silnik odrzutowy

#### 1. Introduction

When Polish Air Forces have purchased F-16s, 31st Tactical Air Base in Krzesiny and 32nd Tactical Air Base in Łask have started to use Pratt&Whitney F100-PW-229 module engines. It has enabled repairs which have earlier been done by repair workshops to be performed directly by the user. Due to huge range of repairs, their complexity and need of advanced training of technical personnel, units using F-16 planes and their engines have been prepared for new way of work organization. Use of modern engines introduced new quality, new challenges and greater independence into maintenance and repairs.

#### 2. General characteristic of F100-PW-229 engine

F100-PW-229 engine (Fig. 1) is a module, biflow jet engine with afterburner. The engine creates maximum thrust of 79.1 kN and 129.6 kN with afterburner. Engine thrust to its mass ratio is 8:1. F100-PW-229 is an engine biflow factor is 0.36:1 and high level of compressing (32:1). Low pressure compressor has 3 levels and high pressure compressor – 10 levels. Both compressors are equipped with air flow control systems. The engine has a ring combustion chamber. Low and high pressure turbine has 2 levels. Exhaust nozzle is divergent – convergent and its section is adjustable. Engine overhead shafting bases on bearings. Digital Electronic Engine Control (DEEC) electronic system is responsible for controlling engine work parameters. Fuel is directed to the engine through fuel pump. (Main Fuel Control – MFC) and afterburner pump (Augmentor Fuel Control AFC).

F100-PW-229 engine bases on a module concept of structure which enables to disassemble functionally and physically connected parts. Modules are treated as individual subgroups of engine. In case of a serious faultiness the module concept makes the process of restoring the engine to operation faster. It is possible to replace the damaged

#### 1. Wstęp

Wraz z zakupem samolotów F-16 dla Polskich Sił Powietrznych rozpoczęła się w 31. Bazie Lotnictwa Taktycznego w Krzesinach i 32. Bazie Lotnictwa Taktycznego w Łasku eksploatacja silników F100-PW-229 firmy Pratt&Whitney. Modułowa budowa silników umożliwiła wykonywanie części napraw, realizowanych dotychczas przez zakłady remontowe, bezpośrednio przez użytkownika. W związku ze znacznym rozszerzeniem zakresu wykonywanych prac, ich złożonością, jak również koniecznością prowadzenia zaawansowanego szkolenia personelu technicznego, jednostki eksploatujące samoloty F-16 i ich silniki przystosowano do nowej organizacji pracy. Rozpoczęcie eksploatacji nowoczesnych silników wniosło do pracy personelu technicznego nową jakość, nowe wyzwania oraz znacznie większą samodzielność w prowadzeniu obsługi i napraw.

#### 2. Ogólna charakterystyka budowy silnika F100-PW-229

Silnik F100-PW-229 (rys. 1) jest silnikiem odrzutowym z dopalaczem, dwuprzepływowym o modułowej budowie. Silnik wytwarza ciąg maksymalny 79,1 kN, a z dopalaczem 129,6 kN. Stosunek ciągu silnika do jego masy wynosi 8:1. F100-PW-229 jest silnikiem o niskim współczynniku dwuprzepływowości, wynoszącym 0,36:1 i wysokim stopniu sprężania 32:1. Sprężarka niskiego ciśnienia ma 3 stopnie, a wysokiego ciśnienia – 10. Obie sprężarki wyposażone są w układy sterujące przepływem powietrza. W silniku zastosowana jest pierścieniowa komora spalania. Turbina wysokiego oraz niskiego ciśnienia jest dwustopniowa. Dysza wylotowa jest zbieżno-rozbieżna o regulowanym przekroju. Pędnia silnika została oparta na 5. łożyskach. Za sterowanie i kontrolę parametrów pracy silnika odpowiada układ elektroniczny DEEC (Digital Electronic Engine Control).



Fig. 1. Pratt&Whitney F100-PW-229 engine  
Rys. 1. Silnik F100-PW-229 firmy Pratt&Whitney

module with a new one without having to install a repaired module removed from the engine. Module configuration allows also to replace subgroups and parts of the engine as such method is claimed to be most effective in improving engine functioning. F100-PW-229 engine comprises the following modules:

a) Fan module (Fig. 2)

In this module 3-level low pressure compressor delivers compressed air to an area where air is divided into outer and inner flow.

b) Main module of the engine (Fig. 3)

This module comprises the area of air flow section, 10-level compressor of high pressure, ring combustion chamber and 2-level turbine of high pressure. Besides, the main module provides drive for a box of generators' drive.

c) Module of fan turbine drive (Fig. 4)

Low pressure turbine comprises 2 levels and is combined with the low pressure compressor by shaft and provides its drive.

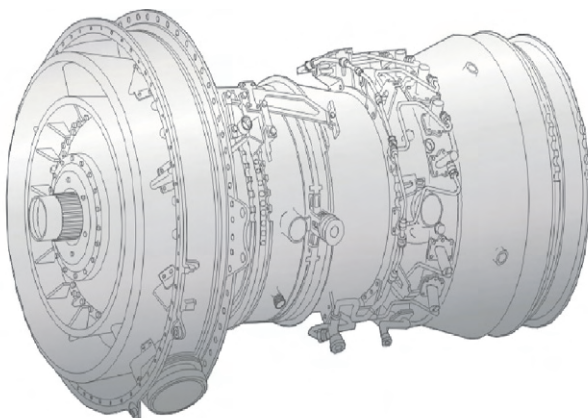


Fig. 3. Main module of the engine  
Rys. 3. Moduł główny silnika

Paliwo doprowadzane jest do silnika przez pompę paliwa MFC (Main Fuel Control) oraz pompę paliwa dopalacza AFC (Augmentor Fuel Control).

Silnik F100-PW-229 bazuje na modułowej koncepcji budowy, pozwalającej wykonywać demontaż funkcjonalnie i fizycznie połączonych części. Moduły są traktowane jako indywidualne podzespoły silnika. W sytuacji poważnej niesprawności koncepcja ta usprawnia i przyspiesza proces przywracania silnika do eksploatacji. Istnieje możliwość szybkiego zainstalowania innego sprawnego modułu, bez konieczności oczekiwania na naprawę modułu niesprawnego, wybudowanego z silnika. Modułowa konfiguracja pozwala także na wymianę podzespołów i części silnika, gdyż naprawa taka jest uważana za najefektywniejszą metodę usprawnienia silnika.

W skład silnika F100-PW-229 wchodzi następujące moduły:

a) Moduł wentylatora (rys. 2)

W module tym trzystopniowa sprężarka niskiego ciśnienia dostarcza sprężone powietrze (spręż około 4) do strefy podziału przepływu, gdzie następuje podział powietrza na przepływ zewnętrzny i wewnętrzny.

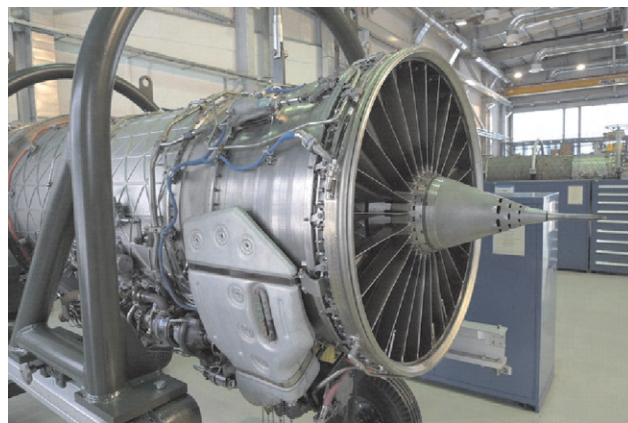


Fig. 2. Fan module  
Rys. 2. Moduł wentylatora

b) Moduł główny silnika (rys. 3)

Moduł ten składa się ze strefy podziału przepływu, 10-stopniowej sprężarki wysokiego ciśnienia, pierścieniowej komory spalania i 2-stopniowej turbiny wysokiego ciśnienia. Ponadto moduł główny zapewnia napęd dla skrzynki napędu agregatów.

c) Moduł turbiny napędu wentylatora (rys. 4)

Turbina niskiego ciśnienia składa się z 2 stopni, połączona jest za pomocą wału ze sprężarką niskiego ciśnienia i zapewnia jej napęd.

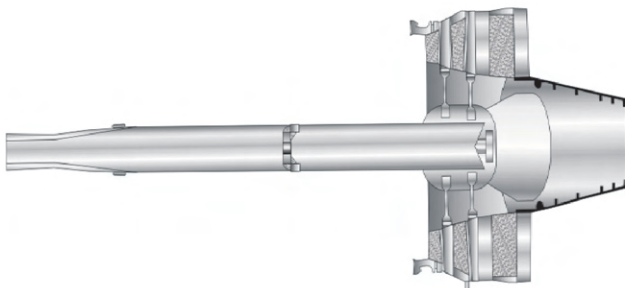


Fig. 4. Module of fan turbine drive  
Rys. 4. Moduł turbiny napędu wentylatora

d) Afterburner module (Fig. 5)

This module comprises: chamber of afterburner and nozzle. The nozzle is divergent – convergent and its section is adjustable.

e) Module of generators' drive box (Fig. 6)

This module is installed in the lower part of the engine. Drive is moved by a vertical shaft from the main module. Module of generator drive comprises: reductive box of generator drive, oil pump, oil filter and four magnetic detectors.

F100-PW-229 engine comprises also other parts and generators which are not included in module. These are: front and back outer channel of the engine (Fig. 7) which form outer casing of the engine and channel for outer circulation of the air.

d) Moduł dopalacza (rys. 5)

Moduł ten składa się z komory spalania dopalacza i dyszy. Dysza jest zbieżno-rozbieżna o regulowanej powierzchni przekroju.



Fig. 5. Afterburner module  
Rys. 5. Moduł dopalacza

e) Moduł skrzynki napędu agregatów (rys. 6)

Moduł ten zainstalowany jest w dolnej części silnika. Napęd przenoszony jest za pomocą pionowego wałka z modułu głównego. Moduł napędu agregatów składa się ze skrzynki redukcyjnej napędu agregatów, pompy olejowej, filtra olejowego i 4 detektorów magnetycznych.

W budowie silnika F100-PW-229 można wyróżnić także elementy pozamodułowe. Są to dodatkowe części i agregaty, które nie wchodzi w skład modułów. Do elementów pozamodułowych zalicza się przedni i tylni kanał zewnętrzny silnika (rys. 7), które stanowią zewnętrzną obudowę silnika, jak również tworzą kanał zewnętrznego obiegu strumienia powietrza.



Fig. 6. Module of generator drive box (in vertical position)  
Rys. 6. Moduł skrzynki napędu agregatów (w pozycji pionowej)

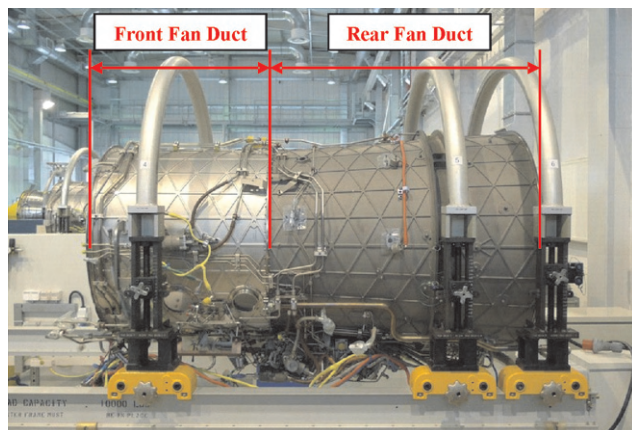


Fig. 7. Front and back outer channel of the engine  
Rys. 7. Przedni i tylny kanał zewnętrzny silnika

### 3. Use of F100-PW-229 engine and levels of operation

When operating of F-16 planes has started, the structure of the flight units had to be adapted in order to perform maintenance work.

Many standard specializations have been divided into more specialized as far as maintenance works are concerned.

In the maintenance squadrons there have been formed Engine Exploitation Keys. In the Technical Squadron appeared

### 3. Eksploatacja silników F100-PW-229, poziomy eksploatacji

Wraz z rozpoczęciem eksploatacji samolotów F-16 należało dostosować strukturę jednostek lotniczych do realizacji

Engine Maintenance and Repair Key which comprises:

- Engine Maintenance & Repair Workshop
- Engine Operation Workshop
- Engine Diagnostic Laboratory

F-100-PW 229 engines are used at 3 levels:

- Basic level – Organizational Level (O-Level) – is performed by engine maintenance and repair keys. It involves engine inspections and LRU type (Line Replacement Units) Repairs are performed at engines installed in airframes.
- Intermediate Level (I-level) – performed by the engine maintenance and repair key in technical squadrons. This level involves major repairs of engines. I-Level is performed only by the 31st Tactical Air Base in Krzesiny.
- Depot Level (D-level) – involves modules repairs when range of damages exceeds repair capabilities of the air base.

Engine operation is performed by maintenance squadrons. Engines are checked by technicians before and after flight in question of compressors damages caused by foreign objects, filings in engine oil and all kind of leaks. During flight, electronic systems of an engine are constantly monitoring operation parameters. All faults in engine functioning important for pilots are displayed in cabin MFL faults (Maintenance Fault List). After a flight, a pilot communicates with the technical personnel in question of plane and engine functioning. During maintenance after flight, parameters of the engine are checked by a special device called CETS (Common Engine Transfer Set). These data include also additional information concerning faults which have not been reported to a pilot and all data concerning overhaul life. Analysis of the data is performed in computer system of engine operation support called EMMS (Engine Monitoring & Management System) which is currently being replaced by a new system EMATS (Engine Management & Tracking System). Collected data help to manage engine operation and afterwards they are archived.

EMATS system is used for register all maintenance and repair works and engine use data. The system enables:

- register of maintenance work performed on particular module/engine
- generating of work plans which include activities to be performed during particular maintenance/of an engine or a module
- monitoring of the history of events which have occurred in an engine/module or its generators
- tracking earlier places where engines, modules and generators have earlier been installed
- forecasting of the dates of maintenance works
- preparing registers and operating bulletins (TCTOs)
- creating of overhaul life reports
- connecting with CETS system in order to transfer data directly from engines.

EMATS software is used by all the keys dealing with engines' operation. When there is a fault which can not be repaired by Engine Operation Key of Maintenance Squadron, the engine is removed from airframe and handed over to the

obsług samolotów na zasadach określonych przez producenta. Dokonano rozdzielania wielu „klasycznych” specjalności na mniejsze, bardziej wyspecjalizowane w prowadzonych przez nie czynnościach obsługowych. W Eskadrach Obsługi utworzono Klucze Eksploatacji Silnika (KES). W Eskadrze Technicznej powstał Klucz Obsługi i Naprawy Silnika (KOiNS), w skład którego wchodzi:

- Warsztat Obsługi i Naprawy Silnika
- Warsztat Zabezpieczenia Eksploatacji Silnika
- Laboratorium Diagnozowania Silnika.

Eksploatację silników F100-PW-229 prowadzi się na 3 poziomach:

- Poziom podstawowy – Organizational Level (O-Level) – wykonywany jest przez klucze eksploatacji silnika w eskadrach obsługi. Na poziomie tym przeprowadza się serwisowanie silnika, przeglądy i wymiany agregatów typu LRU (Line Replacement Units). Czynności naprawcze są prowadzone na silnikach zabudowanych w płatowcach.
- Poziom średni – Intermediate Level (I – Level) – prowadzony jest przez klucz obsługi i naprawy silnika eskadry technicznej. Zakres obsługi silników i naprawy modułów obejmuje poważne naprawy i weryfikację silników kierowanych do remontu. Przed skierowaniem do klucza obsługi i naprawy silnika, silniki są demontowane z samolotów. Poziom obsługa I – Level prowadzony jest tylko przez Bazę Lotnictwa Taktycznego w Krzesinach dla obu jednostek dysponujących samolotami F-16.
- Poziom remontowy – Depot Level (D – Level) – na tym poziomie odbywa się remont modułów oraz ich naprawa wtedy, gdy zakres uszkodzeń przekracza możliwości naprawcze bazy lotniczej.

Eksploatacja silników zabudowanych na samolotach prowadzona jest przez eskadry obsługi. Silniki są sprawdzane przez techników samolotów przed i po wylocie pod względem występowania uszkodzeń sprzężarek przez ciała obce, obecności opiłków w oleju silnikowym i wszelkiego rodzaju wycieków. Podczas lotu układy elektroniczne silnika w sposób ciągły prowadzą monitorowanie parametrów eksploatacyjnych. Wszelkiego rodzaju istotne dla pilota nieprawidłowości w działaniu silnika są komunikowane na wyświetlaczach w kabinie w postaci błędów MFL (Maintenance Fault List). Uwagi na temat pracy samolotu i silnika są przekazywane po przylocie przez pilota personelowi technicznemu. Podczas obsługi polotowej specjalista z Klucza Eksploatacji Silnika odczytuje parametry pracy silnika za pomocą urządzenia CETS (Common Engine Transfer Set). Dane te zawierają dodatkowe informacje o innych błędach, które nie były raportowane pilotowi, oraz wszystkie dane resursowe. Analiza danych odbywa się w informatycznym systemie wsparcia eksploatacji silników EMMS (Engine Monitoring & Management System), zastępowanym obecnie nowym systemem EMATS (Engine Management and Tracking System). Zebrane dane pomagają odpowiednio zarządzać eksploatacją silnika, a następnie są archiwizowane.

System EMATS jest używany do ewidencji wszystkich obsługa, prac remontowych i danych eksploatacyjnych silników. System umożliwia:

Engine Operation and Repair Key. Engine acceptance starts with an acceptance inspection during which the following activities are done:

- visual inspection
- performing checks described in documents
- inspection of engine's gase duct.

Before commencing engine repair, key commander organizes planistic briefing during which all questions concerning engine repair are discussed, including:

- analysis of deficiencies and defects
- choosing parts necessary for performing repair and ordering them in case when they are not in store
- planning which bulletins can be done only during engine disassembly
- fixing plan of work
- choosing proper documents which constitute a base for repair work
- preparing documents concerning engine repair.

Time of engine repair is connected with the way it is done. When it is necessary to repair a module and there is no spare module, repair lasts much longer. Moreover, during engine disassembly it is possible to identify other serious fault which needs additional repair works. All repairs performed by Engine Maintenance & Repair Key are identified in IETM documents which are stored in mobile computers and necessarily used by technical personnel during all works done by the use of equipment. When a repair is done, engine check is performed before it comes back to hush house. 31st Tactical Air Base in Krzesiny has hush house at its disposal (Fig. 8 and 9) where there are performed engine tests in full operating range. Hush house has been adopted to perform tests of engines installed in airframes and removed from them. Engine Diagnosis Laboratory is equipped with a very modern control system for control and measuring purposes. The hush house meets severe requirements concerning noise level. It has been equipped with special silencers providing noise limitations during engines' testing. After tests are finished, engine is taken back to a workshop where final inspection is performed. Next, engine is handed over to a user in order to be installed in an aircraft.



Fig. 8. Hush house in the 31st Tactical Air Base in Krzesiny

Rys. 8. Hamownia 31. Bazy Lotnictwa Taktycznego w Krzesinach

- ewidencję wykonywanych czynności obsługowych na danym module/silniku
- generowanie planów pracy, które zawierają czynności do wykonania podczas danej obsługi/przeglądu silnika lub modułu
- podgląd historii zdarzeń, które wystąpiły na danym silniku/module lub jego agregatach
- śledzenie wcześniejszych miejsc zabudowy silników, modułów i agregatów
- prognozowanie terminów wykonywania usług, wymian agregatów, kierowania modułów do remontu
- ewidencję i wykonanie biuletynów eksploatacyjnych TCTO
- generowanie raportów resursowych
- podłączenie do systemu CETS w celu przesyłania danych bezpośrednio z silników.

Obsługa oprogramowania EMATS jest prowadzona na poziomie wszystkich kluczy eksploatujących silniki. Po stwierdzeniu niesprawności, której naprawa przekracza możliwości Klucza Eksploatacji Silników Eskadry Obsługi, silnik wybudowywany jest z płatowca i przekazywany do Klucza Eksploatacji i Naprawy Silników. Przyjęcie silnika rozpoczyna przegląd odbiorczy, w trakcie którego odbywa się:

- przegląd wizualny,
- wykonanie sprawdzeń nakazanych dokumentacją,
- przegląd boroskopowy traktu gazowego silnika.

Przed przystąpieniem do naprawy silnika dowódca klucza przeprowadza odprawę planistyczną, podczas której są omawiane wszystkie zagadnienia związane z naprawą silnika, w tym:

- analizuje się niesprawność i wykryte defekty
- ustala się potrzebne do naprawy części, które następnie są rezerwowane przez kierownika Warsztatu Zabezpieczenia Eksploatacji, lub w przypadku ich braku zamawiane
- planuje się realizację biuletynów możliwych do wykonania tylko podczas rozbiórki silnika
- ustala się plan pracy
- wybiera odpowiednie dokumenty stanowiące podstawę prac naprawczych
- zakłada się dokumentację naprawy silnika.

Czas naprawy silnika wynika ze sposobu jej wykonania. Gdy zaistnieje konieczność naprawy modułu, a brak jest modułu zapasowego, czas znacząco się wydłuża. Dodatkowo w trakcie rozbiórki silnika istnieje możliwość zidentyfikowania innej poważnej niesprawności, która wymaga dodatkowych czynności naprawczych. Wszystkie usługi prowadzone przez Klucz Obsługi i Naprawy Silnika są określone w dokumentacji IETM (Interactive Electronic Technical Manual). Dokumentacja przechowywana jest w komputerach przenośnych i obowiązkowo wykorzystywana przez personel techniczny podczas wszystkich czynności wykonywanych na sprzęcie.

Po wykonaniu naprawy odbywa się przegląd silnika przed skierowaniem go na hamownię. 31. Baza Lotnictwa Taktycznego w Krzesinach dysponuje hamownią (rys. 8 i 9), na której prowadzone są próby silników w pełnym zakresie



Fig. 9. Engine tests stand in the 31st Tactical Air Base in Krzesiny  
 Rys. 9. Stanowisko prób silników w 31. Bazie Lotnictwa Taktycznego  
 w Krzesinach

#### 4. Engine modules operation

F100-PW229 engine operation based on cycles. Such operation deals with constant defining of changes of engine work and, on this basis, overhaul life is count.

Data is collected in system of operation support (EMATS). Modules have overhaul life of 4300 cycles. Some group of generators is operated on the basis of separate overhaul life.

Module replacement is performed in the following cases:

- end of overhaul life between repairs
- loss of operating characteristic
- great likelihood of damage.

Proper inspection over engine module operation and maintenance procedures obeying enables more effective use of overhaul life, longer time engine use in an aircraft and cost lowering. Module engine operation is very comfortable however it requires a lot from user. Every engine can be quickly returned to operation as there is no need to wait for a module repair. It is the greatest advantage of this type of engines. Disassembled, damaged modules can be repaired independently from the whole engine. In the meantime, a spare module is installed in and the engine is handed over to use. After repair, the damaged module becomes a spare part. However, the number of spare modules and engines is limited and due to this fact, replacement changes are also limited.

Engine Maintenance & Repair Key of 31 Airbase in Krzesiny can perform most of maintenance and repair works, like:

- “longlasting” module repairs, including very difficult repair of main module
- checking generators, engine and modules’ parts
- mechanical processing of the parts, repair or reconstruction of riveted joints and welding of hard metals (cobalt alloys)
- reconstruction of the parameters of engine functioning and their verification in engine hush house
- tests at hush house for damaged engines before commencing their repair – it is necessary in case of damages

eksploatacyjnym. Hamownia została przystosowana do przeprowadzania prób silników wybudowanych i zabudowanych w płatowcach. Laboratorium Diagnostowania Silnika wyposażone jest w bardzo nowoczesny system sterowania i sprzęt kontrolno-pomiarowy. Hamownia spełnia surowe normy dotyczące hałasu. Wyposażono ją w specjalne tłumiki zapewniające ograniczenia hałasu podczas testowania silników lotniczych. Po przeprowadzeniu prób silnik wraca do warsztatu, gdzie przeprowadzany jest na nim końcowy przegląd kontrolny. Następnie silnik zostaje przekazany użytkownikowi w celu zabudowy w samolocie.

#### 4. Eksploatacja modułów silnikowych

Silnik F100-PW229 jest eksploatowany według cykli. Eksploatacja taka polega na ciągłym określaniu zmian parametrów pracy silnika i na tej podstawie wyliczaniu zużycia ресурсu. Zużycie ресурсu jest określone oddzielnie dla poszczególnych modułów, a nie dla całego silnika. Dane są gromadzone w systemie wsparcia eksploatacji EMATS. Moduły (z wyjątkiem modułu napędu agregatów) mają nadany resurs do remontu, wynoszący 4300 cykli. Pewna grupa agregatów jest eksploatowana według oddzielnego resursu. Wymianę modułów przeprowadza się w następujących przypadkach:

- koniec resursu międzyremontowego
- utrata charakterystyk eksploatacyjnych
- duże prawdopodobieństwo uszkodzenia.

Właściwe prowadzenie nadzoru nad eksploatacją silników i modułów oraz przestrzeganie procedur obsługowych umożliwia efektywniejsze wykorzystanie zasobów, dłuższy czas eksploatacji silnika w samolocie i zmniejszenie kosztów. Eksploatacja silników o budowie modułowej jest bardzo wygodna, jednakże stawia przed użytkownikiem również spore wymagania. Każdy silnik można szybko przywrócić do eksploatacji, gdyż nie zachodzi potrzeba oczekiwania na naprawę modułu. Jest to największa zaleta silników o modułowej budowie. Zdemontowany, uszkodzony moduł może być naprawiany niezależnie od całego silnika. W tym czasie zabudowuje się moduł zapasowy i silnik przekazuje do eksploatacji. Po naprawie uszkodzonego modułu staje się on elementem zapasowym. Liczba zapasowych modułów i silników jest jednak ograniczona, co limituje możliwość zamian.

Klucz Obsługi i Naprawy Silnika 31. Bazy Lotnictwa Taktycznego w Krzesinach jest w stanie wykonać większość prac obsługowo-naprawczych:

- „długotrwałe” naprawy modułów, w tym bardzo trudną i pracochłonną naprawę modułu głównego,
- sprawdzenia agregatów, elementów wyposażenia silników i modułów
- obróbkę mechaniczną części, naprawę lub odtworzenie połączeń nitowanych i spawanie metali twardych (stopów kobaltu)
- odtworzenie parametrów pracy silnika, jak również ich weryfikację na hamowni silnikowej
- prowadzenie prób na hamowni silników niesprawnych, przed rozpoczęciem ich naprawy – jest to konieczne w przypadku niesprawności o niewyjaśnionej przyczynie lub

- of unknown reason or impossible to eliminate or clearly diagnose by maintenance squadrons
- repair of bearing partitions
- disassembling of particular modules into basic parts in order to have them verified
- diagnosis of parts and generators of the engine
- analysis of the engine technical state, including drive shafts, turbine disks and bearing partitions
- combustion chamber repair
- repair of afterburner module at D-level.

It is significant to have appropriate number of generators and single use parts during repairs.

Rational use of materials, acquiring appropriate number of spare parts can contribute to make the time of repair shorter. Maintenance infrastructure is also an important question. The number of repaired engines depends on the number of maintenance points and maintenance equipment. Another problem is personnel training. Personnel of the operation keys in maintenance squadrons is trained during 3-month courses called "Engine Flight Line". Specialistic knowledge acquired during such courses fully satisfies requirements connected with engine maintenance, repair and engine replacement. Engine Maintenance & Repair of the Technical Squadron these requirements are much greater. Personnel training is divided into 3 phases:

- Level 1 (Engine Backshop level 1) – the course combines general knowledge concerning engine construction, generators' functioning, documents using and assembling & disassembling of engine into modules
- Level 2 (Engine Backshop level 2) – personnel is acknowledged how to disassemble modules into parts and how to repair modules
- Level 3 (Engine Backshop level 3) – personnel is prepared to analyse faults, calibration of engine systems and inspections performing.

Besides, all specialists working with engines can count on producer's help all the time. From the beginning of the F-16 implementation process, Pratt&Whitney representative is present at the 31st Air Base in Krzesiny. If more complicated faults occur, additional questions to the producers are sent.

First repair of the modules will constitute a great challenge for the engine maintenance personnel. On the contrary to earlier practice, it is not a standard procedure to send a whole engine to repair workshop. Before repair starts, engine must be dismantled, modules are packed into special containers (Fig. 10 and 11) and sent. It is also worth mentioning that it is the Engine Maintenance and Repair Key who is responsible for providing spare parts necessary for repair.

Time of module repair differs depending on the kind of a module. Main module repair is most time consuming and may last up to a year. Assembling of modules after a repair depends on the order in which they are obtained. It is necessary to avoid mixing modules which overhaul life differs a lot. Taking into account that Polish Air Forces have over 50 engines (type F100-PW-229) at their disposal and every

- niemożliwych do usunięcia czy jednoznacznego zdiagnozowania w eskadrach obsługi
- naprawę przedziałów łożysk
- demontaż poszczególnych modułów na podstawowe elementy składowe celem weryfikacji
- przeprowadzanie diagnostyki elementów i agregatów silnika
- analizę stanu technicznego silnika, w tym wałów napędowych, dysków turbin i przedziałów łożysk
- naprawę komór spalania
- remont modułu dopalacza w zakresie D-Level.

Istotne podczas napraw jest posiadanie w magazynach odpowiedniej liczby agregatów i części jednorazowego użytku. Racjonalna gospodarka materiałowa, pozyskanie odpowiedniej ilości części zapasowych może znacząco skrócić czas napraw. Ważne jest również posiadanie odpowiedniej infrastruktury naprawczej. Liczba naprawianych w tym samym czasie silników jest ograniczona do liczby stanowisk obsługowych i posiadanego sprzętu obsługowego. Kolejnym zagadnieniem jest wyszkolenie personelu. Personel kluczy eksploatacji silników w eskadrach obsługi jest szkolony na 3-miesięcznych kursach tzw. „Engine Flight Line”. Zdobywany zasób wiedzy specjalistycznej w pełni zaspokaja wymagania związane z obsługą, naprawą i wymianą silników. W Kluczu Obsługi i Naprawy Silników Eskadry Technicznej wymagania odnośnie do wiedzy specjalistycznej są znacznie większe. Szkolenie personelu jest podzielone na 3 etapy:

- Poziom 1 (Engine Backshop level 1) – kurs obejmuje zapoznanie z ogólną budową silnika, działaniem agregatów, korzystaniem z dokumentacji oraz demontaż i montaż silnika na moduły.
- Poziom 2 (Engine Backshop level 2) – personel zapoznawany jest z demontażem modułów na części i wykonywaniem napraw modułów.
- Poziom 3 (Engine Backshop level 3) – personel jest przygotowywany do wykonywania analizy niesprawności, kalibracji systemów silnika oraz prowadzenia przeglądów.

Ponadto wszyscy specjaliści wykonujący prace na silnikach mogą w każdej chwili liczyć na pomoc producenta. W 31. Bazie Lotnictwa Taktycznego w Krzesinach od momentu rozpoczęcia wprowadzania do eksploatacji samolotów F-16 obecny jest przedstawiciel firmy Pratt&Whitney. W sytuacjach bardziej złożonych niesprawności, wymagających dużej wiedzy i doświadczenia, wysyłane są dodatkowe zapytania do producenta silników.

Dużym wyzwaniem stojącym przed personelem eksploatującym silniki będzie pierwszy remont modułów. Inaczej niż to było praktykowane wcześniej, do zakładów remontowych nie wysyła się całego kompletnego silnika. Silnik przed rozpoczęciem remontu będzie musiał być zdemontowany, moduły zostaną spakowane do specjalnych kontenerów (rys. 10 i 11) i wysłane. Należy również nadmienić, że zabezpieczenie w części zamiennie, konieczne do wykonania remontu, spoczywa na Kluczu Obsługi i Naprawy Silnika.

Czas trwania remontu modułów jest różny. Najdłuższy jest dla modułu głównego i może wynosić nawet rok. Składa-



Fig. 10. Transport container for main module engine

Rys. 10. Kontener transportowy dla modułu głównego silnika

engine comprises 5 modules, amount of work to be done by Engine Maintenance & Repair Key in 31st Air Base in Krzesiny when repair starts, will be huge.

Additional question which should be taken into account during engine use is overhaul life level. As engines has been handed over to the 31st Tactical Air Base at the same time as aircrafts, the use of aircraft should be planned in such a way which would enable to dispatch modules for repair in prospect of many years. Cumulation of the number of engines with the overhaul life for the period between repairs can be limited only by appropriate overhaul life managing and changing of engines between airframes. Efficient repair needs close cooperation with Pratt&Whitney which offers participation in Module Management Program. Participation in the program will facilitate repairs, in particular in question of providing spare parts.

## 5. Summary

When Polish Air Forces have introduced into operation Pratt&Whitney F100-PW-229 engines together with F-16 aircrafts, they acquired access to modern technologies and methods of flight equipment maintenance. F100-PW-229 engine is one of the safest and most advanced in its class. It guarantees safety of flying and world quality performance and, thanks to modern avionics and weaponry system, F-16 aircraft represents advanced combat system which enables equality in cooperation with NATO countries. Advanced system of F100-PW-229 engine maintenance and repair described in the article provides its long and economically reliable operation.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

Brig. Gen. Włodzimierz Usarek – commander of the 2<sup>nd</sup> Tactical Air Brigade – garrison Poznan.

Gen. bryg. pil. Włodzimierz Usarek – dowódca 2 Brygady Lotnictwa Taktycznego garnizonu Poznań.

e-mail: [sekretariat2slt@interia.pl](mailto:sekretariat2slt@interia.pl)



Fig. 11. Transport container for fan module

Rys. 11. Kontener transportowy dla modułu wentylatora

nie silników po remoncie będzie przebiegać zgodnie z kolejnością otrzymywania modułów. Należy przestrzegać zasady niemieszania modułów mających znacznie odbiegający od siebie pozostały resurs do remontu. Biorąc pod uwagę, że Polskie Siły Powietrzne posiadają ponad 50 silników F100-PW-229, a każdy silnik składa się z 5 modułów, ilość pracy do wykonania przez Klucz Obsługi i Naprawy Silnika 31. Bazy Lotnictwa Taktycznego w Krzesinach, w momencie gdy rozpoczną się remonty, będzie ogromna.

Dodatkowym problemem, jaki należy uwzględnić podczas eksploatacji silników jest ich zużycie resursu. W związku z tym, że silniki zostały przekazane razem z samolotami prawie w jednakowym czasie, należy tak planować eksploatację silników, aby wysyłka modułów do remontu była rozłożona na przestrzeni wielu lat. Kumulację liczby silników z wypracowanym resursem międzyremontowym można ograniczyć tylko przez odpowiednie zarządzanie resursem oraz zamiany silników pomiędzy płatowcami. Sprawne wykonanie remontów będzie wymagać ścisłej współpracy z firmą Pratt&Whitney, która proponuje uczestnictwo w programie zarządzania eksploatacją modułów MMP (Module Management Program). Uczestnictwo w programie znacznie ułatwi remonty, w szczególności w kwestii dotyczącej zabezpieczenia remontu w części zamienne.

## 5. Podsumowanie

Wprowadzając do eksploatacji w Polskich Siłach Powietrznych wraz z samolotem F-16 silniki F100-PW-229 firmy Pratt&Whitney, uzyskano dostęp do nowoczesnych technologii i metod obsługi sprzętu lotniczego. Silnik F100-PW-229 jest jednym z najbezpieczniejszych i najbardziej zaawansowanych w swojej klasie. Zapewnia bezpieczeństwo latania i osiągi na światowym poziomie, a dzięki połączeniu z nowoczesną awioniką i systemem uzbrojenia samolot F-16 stanowi zaawansowany system walki, dzięki któremu można na równi współpracować z siłami państw sojuszniczych NATO. Opisany w artykule zaawansowany system obsługi i napraw silnika F100-PW-229 zapewnia jego długą i niezawodną, a także racjonalną ekonomicznie eksploatację.

## The analysis of the possibilities of fulfillment of EU carbon dioxide emission requirements through non-construction methods

*The paper presents comparison of new emission legislation related to vehicles of homologation category M and N introduced in the EU in recent years with the currently applicable regulations. The structure and form of the new legislation has been discussed along with the principles of new division of vehicles into light duty and heavy-duty vehicles. The authors put emphasis on the vehicle control in terms of emissions and emission related parameters (fuel consumption, engine power output, exhaust opacity).*

Key words: combustion engine, exhaust emission, emission legislation

## Analiza możliwości spełnienia wymagań przepisów Unii Europejskiej dotyczących emisji dwutlenku węgla z pojazdów samochodowych za pomocą środków innych niż konstrukcyjne

*W artykule przeprowadzono porównanie nowych przepisów dotyczących emisji zanieczyszczeń dla pojazdów samochodowych kategorii homologacyjnych M i N, wprowadzanych w UE w ostatnich kilku latach, z dotychczas obowiązującymi. Omówiono strukturę i formę nowych przepisów oraz zasady nowego podziału pojazdów na lekkie i ciężkie. Nacisk położono na przepisy dotyczące kontroli pojazdów pod względem emisji zanieczyszczeń i cech związanych z emisją (zużycie paliwa, moc silnika, zadymienie spalin).*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, emisja spalin, przepisy homologacyjne

### 1. Introduction

In the European Union (EU) for many years emphasis has been put on the reduction of the emission of greenhouse gases including the emissions generated by transport (road transport in particular). The European Commission in 1995 adopted „Community Strategy to reduce CO<sub>2</sub> emissions from cars”. The strategy was based on three principles:

- Free declaration of the industry to reduce the emission from vehicles,
- Improvement of consumer information,
- Promotion of vehicles of low fuel consumption through introduction of tax incentives.

In 1998 the *European Automobile Manufacturers' Association* (ACEA) undertook to reduce by 2008 the emissions of CO<sub>2</sub> to 140 g/km from new vehicles registered in the EU. In the following year the *Japan Automobile Manufacturers' Association* JAMA and *Korea Automobile Manufacturers' Association* KAMA drawing on ACEA declared to also reduce the emissions to 140 g/km by 2009.

In 2007 The EU adopted a new strategy related to the emission of carbon dioxide for light-duty vehicles – a category that includes passenger vehicles (homologation category M1) and light duty trucks (category N1). According to this strategy the reduction of the emission of this principal greenhouse gas is to be realized through introduction of legal requirements for the manufacturers. Such requirements are to be introduced because free declarations of the industry do not contribute to the reduction of the average emission of carbon dioxide to the required level from vehicles newly registered in the EU.

### 1. Wprowadzenie

W Unii Europejskiej (UE) od wielu lat duży nacisk kładzie się na ograniczenie emisji gazów cieplarnianych, w tym z transportu, w szczególności drogowego. Komisja Europejska w 1995 r. przyjęła „Community Strategy to reduce CO<sub>2</sub> emissions from cars”. Strategia ta była oparta na trzech zasadach:

- dobrowolnym zobowiązaniu przemysłu do ograniczenia emisji z samochodów osobowych,
- poprawie informacji dla konsumenta,
- promocji samochodów o małym zużyciu paliwa przez wprowadzenie zachęt podatkowych.

W roku 1998 stowarzyszenie ACEA (*European Automobile Manufacturers' Association*) zobowiązało się do ograniczenia do 2008 r. emisji CO<sub>2</sub> do 140 g/km z nowych samochodów osobowych rejestrowanych na terenie UE. W następnym roku stowarzyszenie JAMA (*Japan Automobile Manufacturers' Association*) oraz KAMA (*Korea Automobile Manufacturers' Association*), wzorując się na ACEA, podjęły zobowiązania do ograniczenia tej emisji również do 140 g/km do 2009 r.

W roku 2007 UE przyjęła nową strategię odnośnie do emisji dwutlenku węgla z tzw. pojazdów lekkich (*light-duty vehicles*), do których zalicza się m.in. samochody osobowe (kategoria homologacyjna M1) i samochody dostawcze (kategoria N1). Zgodnie z tą strategią ograniczenie emisji tego podstawowego gazu cieplarnianego ma nastąpić dzięki wprowadzeniu prawnych wymagań dla producentów. Wymagania takie mają być wprowadzone, gdyż dobrowolne zobowiązania przemysłu nie przyczynią się do obniżenia

In order to implement the new, integrated EU strategy related to the emission of CO<sub>2</sub> from light duty vehicles two legal acts have been adopted:

- Regulation 443/2009 [1], applicable to all vehicles in homologation category M1,
- Regulation 510/2011 [2], applicable to vehicles in homologation category N1:
  - of the reference mass not exceeding 2610 kg,
  - of the mass exceeding 2610 kg for which the homologation was extended, granted pursuant to regulation 715/2007 [4] (according to this regulation there is a possibility of extending, without tests, of the homologation of vehicles in category M1, M2, N1 and N2 of reference mass not exceeding 2610 kg to vehicles in category N1 of reference mass not exceeding 2840 kg).

The said regulations assume that meeting of the requirements set forth in them will be an effect of actions of design/construction related activities leading to a reduction of the real emission of carbon dioxide in which the following are included:

- application of alternative powertrains (electric, hybrid),
- wider application of alternative fueling,
- improvements in vehicle technology.

From the analysis of the said regulations and legal acts cited there it results that in order to fulfill the requirements also other measures such as non-construction methods can be used. They do not contribute to the reduction of the emission of carbon monoxide but they influence the values of the requirements compliance indexes assumed in the regulations.

The aim of this study is the identification of the non-construction measures that the manufacturers can take in order to meet the requirements related to the emission of carbon dioxide set forth in the regulations and assessment of their potential effects.

## 2. Requirements related to the emission of carbon dioxide set forth in the regulations

Pursuant to the said regulations for vehicles made by a given manufacturer, average permitted road emission of CO<sub>2</sub> is determined (*specific emissions target*). It is calculated as an average road emission of all vehicles manufactured by a given manufacturer and registered in a given calendar year in all the EU member states:

$$E_{\text{CO}_2}^{\text{PM}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (E_{\text{CO}_2}^{\text{PV}})_i \quad (1)$$

The notation assumed in the formulas (1)–(4):  $E_{\text{CO}_2}^{\text{PM}}$  – average permitted road emission of CO<sub>2</sub> from vehicles of a given manufacturer, g/km;  $(E_{\text{CO}_2}^{\text{PV}})_i$  – admissible road emission of CO<sub>2</sub> for the *i*-th vehicle, g/km;  $E_{\text{CO}_2}^{\text{TM}}$  – average homologation road emission of CO<sub>2</sub> from vehicles of a given manufacturer, g/km;  $(E_{\text{CO}_2}^{\text{TV}})_i$  – road emission of CO<sub>2</sub> of an *i*-th vehicle as per the certificate of conformity, g/km; *M* – vehicle curb weight, kg;  $M_0$  – average weight of a vehicle depending on a category and the calculation

średniej emisji dwutlenku węgla do wymaganego poziomu – z nowych samochodów rejestrowanych w UE.

W celu wdrożenia nowej, zintegrowanej strategii UE dotyczącej emisji CO<sub>2</sub> z pojazdów lekkich przyjęto dwa akty prawne:

- rozporządzenie 443/2009 [1], dotyczące wszystkich samochodów kategorii homologacyjnej M1,
- rozporządzenie 510/2011 [2], dotyczące samochodów kategorii homologacyjnej N1:
  - o masie odniesienia nieprzekraczającej 2610 kg,
  - o masie przekraczającej 2610 kg, na które rozszerzono homologację udzieloną według rozporządzenia 715/2007 [4] (zgodnie z tym rozporządzeniem istnieje możliwość rozszerzenia bez badań homologacji pojazdów kategorii M1, M2, N1 i N2 o masie odniesienia nieprzekraczającej 2610 kg na m.in. samochody kategorii N1 o masie odniesienia nieprzekraczającej 2840 kg).

Wymienione rozporządzenia zakładają, że spełnienie ustalonych w nich wymagań nastąpi w wyniku działań o charakterze „konstrukcyjnym”, prowadzących do obniżenia rzeczywistej emisji dwutlenku węgla, do których zalicza się:

- zastosowanie napędów alternatywnych (elektrycznych, hybrydowych),
- szersze zastosowanie zasilania paliwami alternatywnymi,
- doskonalenie pojazdów konwencjonalnych (*improvements in vehicle technology*).

Z analizy wymienionych rozporządzeń, a także aktów prawnych w nich przywoływanych wynika jednak, że do spełnienia wymagań mogą być także wykorzystane środki, które można określić jako „niekonstrukcyjne”. Nie przyczyniają się one do obniżenia rzeczywistej emisji dwutlenku węgla, lecz wpływają na wartości wskaźników przyjętych w rozporządzeniach do oceny zgodności z wymaganiami.

Celem niniejszego opracowania jest identyfikacja środków niekonstrukcyjnych, które producenci mogą podjąć w celu spełnienia wymagań odnośnie do emisji dwutlenku węgla ustalonych w rozporządzeniach i oszacowanie ich potencjalnego efektu.

## 2. Wymagania odnośnie do emisji dwutlenku węgla ustalone w rozporządzeniach

Zgodnie z wymienionymi rozporządzeniami wyznacza się dla producenta średnią dopuszczalną emisję drogową CO<sub>2</sub> z jego pojazdów (*specific emissions target*). Oblicza się ją jako wartość średnią dopuszczalnej emisji drogowej wszystkich samochodów wyprodukowanych przez danego producenta i zarejestrowanych w danym roku kalendarzowym we wszystkich państwach członkowskich UE – wzór (1).

Oznaczenia przyjęte we wzorach (1)–(4):  $E_{\text{CO}_2}^{\text{PM}}$  – średnia dopuszczalna emisja drogową CO<sub>2</sub> pojazdów danego producenta, g/km;  $(E_{\text{CO}_2}^{\text{PV}})_i$  – dopuszczalna emisja drogową CO<sub>2</sub> dla *i*-tego pojazdu, g/km;  $E_{\text{CO}_2}^{\text{TM}}$  – średnia homologacyjna emisja drogową CO<sub>2</sub> pojazdów danego producenta, g/km;

period, kg;  $n$  – number of all vehicles manufactured by a given manufacturer and registered in a given calendar year in all EU member states.

Permissible specific emissions of  $\text{CO}_2$  for an  $i$ -th vehicle depend on the vehicle curb weight i.e. the vehicle weight plus 75 kg. The dependence between the permissible road emission and this weight is determined with the formulas (valid until 2020):

– for the vehicles in category M1:

$$(E_{\text{CO}_2}^{\text{PV}})_i = 130 + 0.0457(M - M_0) \quad (2a)$$

– for the vehicles in category N1:

$$(E_{\text{CO}_2}^{\text{PV}})_i = 175 + 0.093(M - M_0) \quad (2b)$$

For category M1 in the period from 2012 to 2015 the value  $M_0$  amounts to 1372 kg and for N1 in the period from 2014 to 2017 amounts to 1706 kg; after these dates it can be verified.

The average permissible road emission for a given vehicle manufacturer is compared with the average homologation road emission for a given manufacturer calculated as a value of the average road emission specified in the certificate of conformity of all the vehicles manufactured by a given manufacturer and registered in all the EU member states as per the formula below:

$$E_{\text{CO}_2}^{\text{TM}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (E_{\text{CO}_2}^{\text{TV}})_i \quad (3)$$

It is expected that as a result of the introduced requirements a reduction of the average permissible road emission of carbon dioxide will take place for new passenger vehicles for the whole EU to at least a level specified in Table 1.

The certificate of conformity is issued following the certificate of homologation as per directive 2007/46 [3]. The value of the road emission of carbon dioxide specified therein is determined by the homologation tests realized according to regulation 715/2007 [4] and implementation regulation applicable in the time of homologation (currently 692/2008 [5]).

Table 1. Expected average road emission of  $\text{CO}_2$  from new vehicles in homologation category M1 and N1

Tabela 1. Oczekiwana średnia emisja drogowa  $\text{CO}_2$  nowych samochodów kategorii homologacyjnych M1 i N1

Vehicle category/ kategoria pojazdów	Period/okres	Road emission/emisja drogowa $\text{CO}_2$ [g/km]
M1	2015-2019	130
	2020-	95
N1	2017-2019	175
	2020-	147

It is noteworthy that in general the road emissions of carbon dioxide from an  $i$ -th vehicle given in the certificate of conformity  $(E_{\text{CO}_2}^{\text{TV}})_i$  may differ from the actual road emis-

$(E_{\text{CO}_2}^{\text{TV}})_i$  – emisja drogowa  $\text{CO}_2$   $i$ -tego pojazdu według świadectwa zgodności, g/km;  $M$  – masa pojazdu w stanie gotowym do jazdy, kg;  $M_0$  – masa średnia pojazdu zależna od kategorii  $i$  i okresu obliczeniowego, kg;  $n$  – liczba wszystkich samochodów wyprodukowanych przez danego producenta i zarejestrowanych w danym roku kalendarzowym we wszystkich państwach członkowskich UE.

Wartości dopuszczalne emisji drogowej (*permitted specific emissions*)  $\text{CO}_2$  dla  $i$ -tego samochodu są uzależnione od jego masy w stanie gotowym do jazdy, czyli masy własnej zwiększonej o 75 kg. Zależność między wartością dopuszczalną emisji drogowej a tą masą jest określona wzorami (ważnymi do 2020 r.): dla samochodów kategorii M1 (2a), dla samochodów kategorii N1 (2b).

Dla kategorii M1 w okresie od 2012 do 2015 r. wartość  $M_0$  wynosi 1372 kg, natomiast dla N1 w okresie od 2014 do 2017 r. jest równa 1706 kg; po tych datach może zostać zweryfikowana.

Średnią dopuszczalną emisję drogową dla producenta pojazdów porównuje się ze średnią homologacyjną emisją drogową dla producenta, obliczoną jako wartość średnią emisji drogowej podanej w świadectwie zgodności (*certificate of conformity*) wszystkich samochodów wyprodukowanych przez danego producenta i zarejestrowanych w danym roku kalendarzowym we wszystkich państwach członkowskich UE, według wzoru (3).

Oczekuje się, że w wyniku wprowadzonych wymagań nastąpi obniżenie średniej dopuszczalnej drogowej emisji dwutlenku węgla dla producenta z nowych samochodów osobowych dla całej UE co najmniej do poziomu podanego w tabeli 1.

Świadectwo zgodności wydane jest na podstawie świadectwa homologacji zgodnie z dyrektywą 2007/46 [3]. Podana w nim wartość emisji drogowej dwutlenku węgla jest określona w wyniku badań homologacyjnych prowadzonych według rozporządzenia 715/2007 [4] i aktualnego w czasie homologacji rozporządzenia wdrażającego (obecnie 692/2008 [5]).

Należy podkreślić, że w ogólnym przypadku emisja drogowa dwutlenku węgla  $i$ -tego pojazdu podana w świadectwie zgodności  $(E_{\text{CO}_2}^{\text{TV}})_i$  może różnić się od rzeczywistej emisji drogowej  $i$ -tego pojazdu  $(E_{\text{CO}_2}^{\text{RV}})_i$ , określonej według metody badań ustalonej w rozporządzeniu wdrażającym rozporządzenie 715/2007.

Uznaje się, że producent spełnia wymagania ustalone w rozporządzeniu 443/2009 dla samochodów kategorii homologacyjnej M1 i rozporządzeniu 510/2011 dla N1, gdy spełniony jest warunek (4).

Jeśli warunek (4) nie jest spełniony, producent płaci kary pieniężne obliczone według zasad podanych w odpowiednim rozporządzeniu. Kary są stosunkowo wysokie i wzrastają stopniowo do wartości docelowych, które wynoszą dla jednego samochodu 95 Euro/1 g  $\text{CO}_2$ .

W celu określenia średniej homologacyjnej  $F_{\text{CO}_2}^{\text{TM}}$  i średniej dopuszczalnej  $F_{\text{CO}_2}^{\text{PM}}$  emisji drogowej dwutlenku węgla, pojazdy wyprodukowane przez danego producenta i

sion of that  $i$ -th vehicle  $(F_{CO_2}^{RV})_i$ , determined according to the method of research set forth in the regulation implementing regulation 715/2007.

It is assumed that the manufacturer meets the requirements set forth in regulation 443/2009 for vehicles in homologation category M1 and regulation 510/2011 for N1 when:

$$F_{CO_2}^{TM} \leq F_{CO_2}^{PM} \quad (4)$$

If condition (4) is not fulfilled, the manufacturers sustain financial penalties calculated according to the principles set forth in appropriate regulations. The penalties are relatively high and gradually grow to the target values, which are for a single vehicle 95 Euro/1 g CO<sub>2</sub>.

In order to determine the average homologation  $F_{CO_2}^{TM}$  and average permissible  $F_{CO_2}^{PM}$  road emission of carbon monoxide, the vehicles manufactured by a given manufacturer and registered in a given calendar year in all EU member states are divided into types, and these again are divided into variants and the latter into versions (Table 2). Version is the smallest group of vehicles for which the values  $(F_{CO_2}^{TV})_i$  and  $(F_{CO_2}^{PV})_i$  are determined.

According to the said regulations the requirements will be gradually implemented starting from 2012 for vehicles in category M1 and from 2014 for category N1. From 2015 for M1 and 2017 for N1 they will be applicable to all new vehicles.

In 2010 the average homologation road emission of carbon dioxide from all new vehicles in category M1 registered in the EU was 140 g/km (Fig. 1). In order to meet the requirements set forth in regulation 443/2009 the emission should be reduced by 2015 by 10 g/km on average i.e. by 7.2%.

For vehicles in category N1 there are no official data related to the road emission of carbon dioxide as such emission have not been monitored. The available data come from databases of the homologation institutions in different countries. The arithmetic average road emission of the homologated types is estimated in the range from 185 to 230 g/km depending on the data source. In general, it is assumed that the homologation average determined according to the principles specified in regulation 510/2011 is approximately 205–215 g/km, thus, in order to meet the requirements the emission has to be reduced by 2017 by at least approximately 30–40 g/km, i.e. by 14–19%.

There are huge differences among the average emissions of carbon dioxide for different manufacturers (Fig. 2). The

zarejestrowane w danym roku kalendarzowym w państwach członkowskich UE są dzielone na typy, te z kolei na warianty, a te ostatnie na wersje (tab. 2). Wersja jest najmniejszą grupą pojazdów, dla której określa się wartości  $(F_{CO_2}^{TV})_i$  i  $(F_{CO_2}^{PV})_i$ .

Zgodnie z wymienionymi rozporządzeniami wymagania będą stopniowo wdrażane, począwszy od 2012 r. dla samochodów kategorii M1 i od 2014 r. dla kategorii N1. Od roku 2015 dla M1 i 2017 r. dla N1 będą one dotyczyły wszystkich nowych pojazdów.

W roku 2010 średnia homologacyjna emisja drogowa dwutlenku węgla z wszystkich nowych samochodów kategorii M1 zarejestrowanych w UE wynosiła 140 g/km (rys. 1). W celu spełnienia wymagań ustalonych w rozporządzeniu

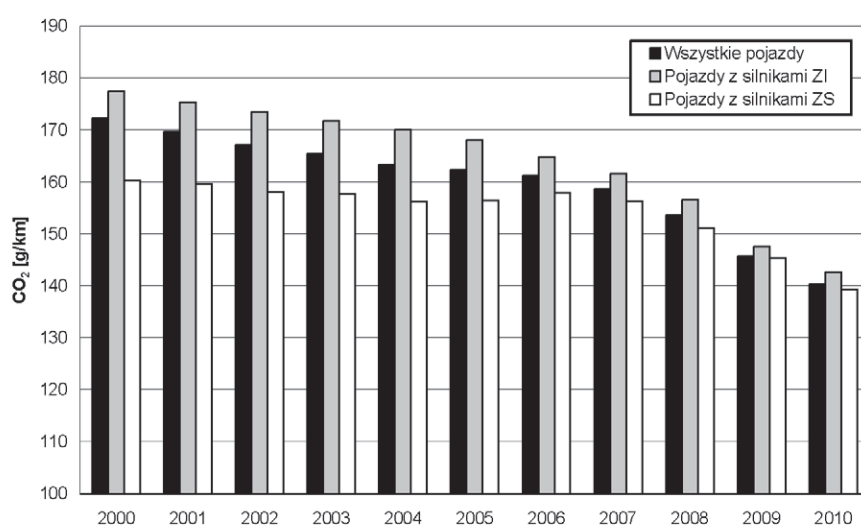


Fig. 1. Average homologation road emission of carbon dioxide from new vehicles in category M1 in the period from 2000 to 2010 in the EU [6]

Rys. 1. Średnia homologacyjna emisja drogowa dwutlenku węgla z nowych samochodów kategorii M1 w okresie od 2000 do 2010 r. w UE [6]

443/2009 powinna ona być zmniejszona do 2015 r. średnio co najmniej o 10 g/km, tj. o 7,2%.

Dla pojazdów kategorii N1 nie ma oficjalnych danych dotyczących emisji drogowej dwutlenku węgla, gdyż monitoring nie był dotychczas prowadzony. Dostępne informacje pochodzą z bazy danych organów homologacyjnych w różnych państwach. Średnia arytmetyczna emisja drogowa homologowanych typów jest szacowana w przedziale od 185 do 230 g/km w zależności od źródła danych. Na ogół przyjmuje się, że średnia homologacyjna określona według zasad podanych w rozporządzeniu 510/2011 wynosi około 205–215 g/km, a zatem w celu spełnienia wymagań niezbędne jest jej zmniejszenie do 2017 r. co najmniej o około 30–40 g/km, tj. o 14–19%.

Między średnią emisją drogową dwutlenku węgla dla producentów samochodów występują bardzo duże różnice (rys. 2). Stopień zmniejszenia tej emisji niezbędny w celu spełnienia wymagań jest różny dla poszczególnych z nich.

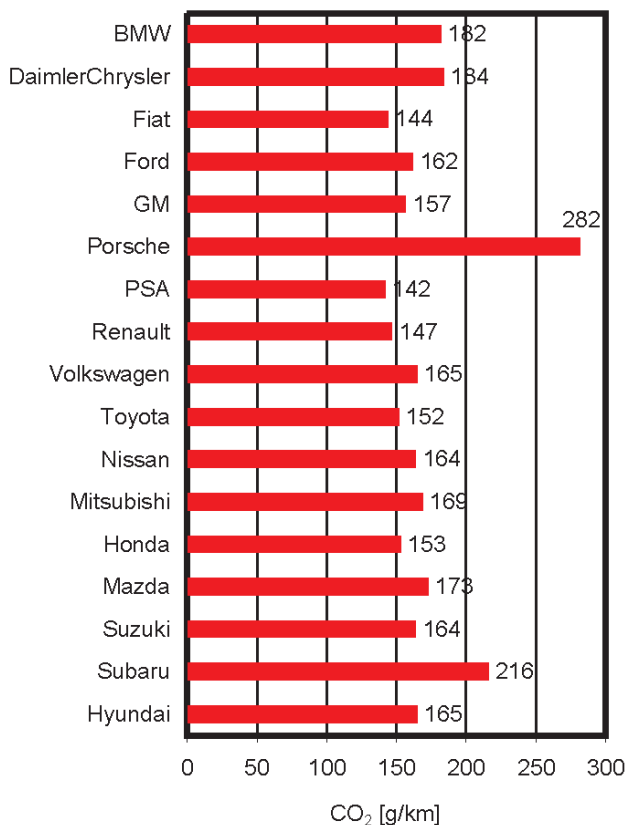


Fig. 2. Average homologation road emission of carbon dioxide from new vehicles of selected manufacturers [7]

Rys. 2. Średnia homologacyjna emisja drogowa dwutlenku węgla nowych pojazdów wybranych producentów [7]

rate of reduction of this emission necessary to meet the requirements is different for individual manufacturers.

### 3. Homologacja samochodów pod względem emisji dwutlenku węgla

Zasady homologacji samochodów lekkich pod względem emisji zanieczyszczeń i cech, które można określić jako „okołoemisyjne”, w tym emisji drogowej dwutlenku węgla, są ustalone w rozporządzeniu 692/2008 [5]. Nie podaje ono jednak szczegółowego opisu metody pomiaru, lecz określa ją przez odwołanie do odpowiednich przepisów w regulaminach EKG ONZ. W odniesieniu do dwutlenku węgla metoda ta jest ustalona w regulaminie 101 [8].

Metoda określania emisji drogowej dwutlenku węgla z pojazdów lekkich podana w rozporządzeniu 692/2008 i regulaminie 101 jest ujednoczona z ustaloną w teście typu I, do określania emisji drogowej zanieczyszczeń kontrolowanych, czyli stosowne pomiary stężeń przeprowadza się na hamowni podwoziowej w cyklu NEDC, po rozruchu zimnego silnika, stosując układ CVS. Różnica polega na tym, że mierzy się dodatkowo stężenie dwutlenku węgla.

Homologacji podlega typ pojazdu jednak nie w rozumieniu dyrektywy 2007/46 (tab. 2), lecz w rozumieniu rozporządzenia 692/2008. Definicja typu według tego rozporządzenia jest zupełnie różna od podanej w tabeli 2.

Zasada określenia wartości emisji drogowej dwutlenku węgla typu pojazdu przyjętej do celów homologacji, podanej w świadectwie homologacji a następnie w świadectwie zgodności, jest następująca. Wykonuje się jeden test. Wartość emisji jest równa podanej przez producenta, jeśli ta ostatnia nie przekracza więcej niż 4% wartości określonej w wyniku badań. Jeśli następuje przekroczenie, wykonuje się drugi test. Jeśli średnia z tych dwóch testów nie przekracza więcej niż 4% wartości określonej w wyniku badań, przyjmuje się wartość podaną przez producenta. Jeśli także następuje przekroczenie, wykonuje się trzeci test i jako wartość homologacyjną przyjmuje się średnią z trzech przeprowadzonych testów.

Table 2. Definitions of a ‘vehicle type’, ‘vehicle variant’ and ‘vehicle version’ according to directive 2007/46 for vehicles in category M1

Tabela 2. Definicje terminów „typ pojazdu”, „wariant pojazdu” i „wersja pojazdu” według dyrektywy 2007/46 dla pojazdów kategorii M1

Homologation category/kategoria homologacyjna M1		
<p>‘Type’ covers vehicles that are the same in terms of the following characteristics/ „Typ” obejmuje pojazdy nieróżniące się między sobą pod względem następujących cech:</p> <p>a) manufacturer/producent,</p> <p>b) type as provided by the manufacturer/oznaczenie typu nadane przez producenta,</p> <p>c) main design and construction characteristics/główne cech konstrukcyjne:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– frame/platform/ podwozie/płyta podłogowa</li> <li>– type of engine (combustion/electric/hybrid)/rodzaj silnika (spalinowy/elektryczny/hybrydowy)</li> </ul>	<p>‘Variant’ covers vehicles that are the same in terms of the following characteristics/ „Wariant” obejmuje pojazdy nieróżniące się między sobą pod względem następujących cech:</p> <p>a) type of body/rodzaj nadwozia,</p> <p>b) engine/silnik:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– principle of operation: SI, CI, four stroke, two stroke/zasada działania: ZI, ZS, czterosuwowy, dwusuwowy,</li> <li>– cylinder number and configuration/liczba i układ cylindrów,</li> <li>– power output (the greatest can be 30% higher than the lowest)/moc (największa może być o 30% większa niż najmniejsza),</li> <li>– displacement (the greatest can be 20% higher than the lowest)/pojemność skokowa (największa może być o 20% większa niż najmniejsza),</li> </ul> <p>c) driven axles (number and configuration, kinematic pairs)/osie napędzane</p> <p>d) steered axles (number and configuration)/osie kierowane (liczba i położenie)</p>	<p>‘Version’ covers vehicles the configuration of which is determined by the manufacturer in a detailed technical description; within one version we cannot combine vehicles that differ in terms of the following characteristics/ „Wersja” obejmuje pojazdy o kompletacji ustalonej przez producenta w szczegółowym opisie technicznym; w ramach wersji nie można łączyć pojazdów różniących się między sobą pod względem następujących cech:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– gross vehicle weight/maksymalnej masy całkowitej,</li> <li>– engine displacement/pojemności skokowej silnika,</li> <li>– maximum power output/mocy maksymalnej,</li> <li>– type of transmission and number of gears/typu skrzyni biegów i liczby przełożeń,</li> <li>– seating capacity/maksymalnej liczby miejsc siedzących</li> </ul>

### 3. Vehicle homologation in the aspect of carbon dioxide emission

The principles of homologation of light duty vehicles in the aspect of exhaust emission referred to as 'emission-related' including the emission of carbon dioxide are set forth in regulation 692/2008 [5]. It does not, however, provide a detailed description of the measurement method but determines it through referring to appropriate legislation in the EEC UN regulations. In reference to carbon dioxide this method is specified in regulation 101 [8].

The method of determining of the road emission of carbon dioxide from light duty vehicles specified in regulation 692/2008 and regulation 101 is unified with the method set forth in test type I for the determining of the controlled emissions, i.e. individual measurements of concentrations are performed on chassis dynamometers in the NEDC cycle after cold start using a CVS system. The difference is that, additionally, the concentration of carbon dioxide is measured.

Homologation pertains to a vehicle but only as interpreted by regulation 692/2008 not as interpreted by directive 2007/46 (Table 2). The definition of type according to this regulation is entirely different than that given in Table 2.

The principle of determining of the value of the road emission of carbon dioxide of a type of vehicle assumed for the purposes of homologation given in the certificate of homologation and then in the certificate of conformity is as follows: a single test is carried out. The value of the emission equals to that given by the manufacturer if the latter does not exceed more than 4% of the value determined by test. If there is excess, another test is carried out. If the average from these two tests does not exceed more than 4% of the value determined in the tests the value specified by the manufacturer is assumed. If the value is in excess again a third test is carried out and the homologation value is the one being the average of these three tests.

There is a possibility of extending of the homologation in terms of road emission of carbon dioxide for a given type of vehicles as understood in regulation 692/2008 to vehicles of the same or different type that differ from the homologated vehicles in the following:

- reference mass,
- gross vehicle weight,
- type of body (for category M1 – sedan, hatchback, station wagon, coupe, convertible, multitask, and for category N1 – dropside, van).

The extension can take place if the road emission of carbon dioxide determined by an authorized technical unit does not differ from the homologation value more than:

- 4% for category M1,
- 6% for category N1.

For category N1 there is a possibility of homologating a family of vehicles. By this term we understand vehicles of the same manufacturer, that are the same in terms of several engine parameters (displacement and power output), reference mass (lower by maximum 220 kg than the lowest in the family), frontal area (smaller by maximum 15% than the smallest in the family).

Istnieje możliwość rozszerzenia homologacji w zakresie emisji drogowej dwutlenku węgla udzielonej dla danego typu samochodów w rozumieniu rozporządzenia 692/2008 na pojazdy tego samego lub innego typu różniące się od homologowanego pod względem:

- masy odniesienia,
- dopuszczalnej masy całkowitej,
- rodzaju nadwozia (dla kategorii M1 – sedan, hatchback, kombi, coupe, kabriolet, wielozadaniowe, dla kategorii N1 – skrzyniowe, van).

Rozszerzenie może nastąpić, jeśli emisja drogowa dwutlenku węgla określona przez jednostkę techniczną upoważnioną do prowadzenia badań nie różni się od wartości homologacyjnej więcej niż:

- 4% dla kategorii M1,
- 6% dla kategorii N1.

Dla kategorii N1 istnieje możliwość homologacji rodziny samochodów. Pod tym pojęciem rozumie się samochody tego samego producenta, które nie różnią się pod względem m.in. wybranych cech silnika (pojemność skokowa i moc), masy odniesienia (mniejsza nie więcej niż 220 kg od najmniejszej w rodzinie), powierzchni czołowej (mniejsza nie więcej niż 15% od najmniejszej w rodzinie).

Rozporządzenie 692/2008 podaje dwie metody homologacji rodziny pojazdów kategorii N1 pod względem emisji drogowej dwutlenku węgla.

Przy homologacji według pierwszej z tych metod wartość homologacyjna emisji jest jednakowa dla wszystkich członków rodziny. W celu jej określenia wybiera się do badań samochód, którego emisję uważa się za największą w rodzinie.

Istnieje możliwość rozszerzenia takiej homologacji bez badań na samochody, które mają m.in.:

- masę odniesienia większą nie więcej niż 110 kg,
- mniejsze przełożenie układu napędowego niż samochód badany.

W drugiej metodzie homologacji rodziny pojazdów kategorii N1 producent deklaruje dla wszystkich typów samochodów wartości emisji drogowej dwutlenku węgla. Do badań wybiera się samochód o najmniejszej i największej wartości. Dla obu pojazdów określa się emisję. Jeśli na podstawie badań można przyjąć wartości deklarowane przez producenta dla tych pojazdów, to uznaje się także wartości deklarowane dla pozostałych członków rodziny. W przeciwnym razie przeprowadza się badania wszystkich pozostałych członków rodziny. Jako wartości homologacyjne przyjmuje się wyniki badań.

Homologację udzieloną według metody drugiej można rozszerzyć bez badań na innych członków rodziny, jeśli jednostka techniczna prowadząca badania uznaje, że ich emisja drogowa CO<sub>2</sub> mieści się w przedziale ustalonym w wyniku homologacji dwóch wyżej wymienionych pojazdów.

### 4. Identyfikacja środków niekonstrukcyjnych

#### 4.1. Uwagi ogólne

Środki niekonstrukcyjne stosowane w celu spełnienia wymagań odnośnie do emisji drogowej dwutlenku węgla

Regulation 692/2008 specifies two methods of homologation of a family of vehicles in category N1 in terms of road emission of carbon dioxide.

While homologating with the first of these two methods the homologation value of the emission is the same for all vehicles from the family. In order to determine that value a vehicle of the highest emission level in the family is selected from that family.

There is a possibility of extending of such a homologation without testing to vehicles with:

- reference mass higher by maximum 110 kg,
- lower gear ratio than the tested vehicle.

In the second method of homologation of a family of vehicles in category N1 the manufacturer declares for all vehicle types the values of the road emission of carbon dioxide. For the test a vehicle with the highest and the lowest emission is selected. For both vehicles the emission is determined. If based on the tests the values declared by the manufacturer for these vehicles can be assumed then the values declared for the rest of the vehicle family are accepted. Otherwise testing of all the outstanding vehicles from that family is carried out. The results of test are assumed as the homologation values.

Homologation carried out with the second method can be extended to other vehicles of the same family without testing if the certifying technical unit recognizes that their road emission of CO<sub>2</sub> remains in the range determined following the homologation of the two above-mentioned vehicles.

## 4. Identification of the non-construction measures

### 4.1. General remarks

Non-construction methods applied in order to meet the requirements related to the road emission of carbon dioxide can be divided into two basic groups. The first one of those methods results in an increase in the average permissible emission of carbon dioxide for the manufacturer  $F_{CO_2}^{PM}$ . They result from the principles of evaluation set forth in regulations 403/2009 and 510/2011. The other group are measures whose effect is the reduction of the average homologation road emission of carbon dioxide for the manufacturer. They are divided into measures resulting from:

- the principles of homologation,
- the method of determining of the emission of this component.

Both the increase in  $F_{CO_2}^{PM}$  and the decrease in  $F_{CO_2}^{TM}$  are a result of a change of respective values  $((F_{CO_2}^{PV})_i$  and  $(F_{CO_2}^{TV})_i$ ) for individual versions into which the vehicles manufactured by a given manufacturer were divided.

### 4.2. Measures of increasing of the permissible road emission of carbon dioxide

In this part the analysis of the measures was carried out going on the assumption that the value of the road emission of carbon dioxide determined during the homologation tests is equal to the actual one. The possibility of increasing of the maximum permissible road emission of CO<sub>2</sub> in a given version of vehicles results from the principles of evaluation

można podzielić na dwie podstawowe grupy. Do pierwszej zalicza się te z nich, które powodują zwiększenie średniej dopuszczalnej emisji drogowej dwutlenku węgla dla producenta  $F_{CO_2}^{PM}$ . Wynikają one z zasad oceny ustalonej w rozporządzeniach 403/2009 i 510/2011. Do drugiej grupy należą środki, których efektem jest zmniejszenie średniej homologacyjnej emisji drogowej dwutlenku węgla dla producenta. Dzielą się one z kolei na środki wynikające z:

- zasad homologacji,
- metody określenia emisji tego zanieczyszczenia.

Zarówno zwiększenie  $F_{CO_2}^{PM}$ , jak i zmniejszenie  $F_{CO_2}^{TM}$  są wynikiem zmian odpowiednich wartości  $((F_{CO_2}^{PV})_i$  i  $(F_{CO_2}^{TV})_i$ ) dla poszczególnych wersji, na które podzielono pojazdy wytworzone przez danego producenta.

### 4.2. Środki zwiększenia dopuszczalnej emisji drogowej dwutlenku węgla

W niniejszym punkcie analizę środków przeprowadzono przy założeniu, że wartość emisji drogowej dwutlenku węgla określona podczas badań homologacyjnych jest równa rzeczywistej. Możliwość zwiększenia dopuszczalnej emisji drogowej CO<sub>2</sub> z danej wersji samochodów wynika z zasad oceny, które występują zarówno w rozporządzeniu 443/2009, jak i 510/2011. Zgodnie z tymi zasadami, jeśli w świadectwie zgodności nie występuje jedna określona wartość masy pojazdu w stanie gotowym do jazdy, lecz przedział, w którym może się ona znajdować, to do określenia  $(F_{CO_2}^{PV})_i$  należy przyjąć wartość maksymalną tego przedziału. W celu wykorzystania tej możliwości producent powinien tak zdefiniować daną wersję, by zawierała ona pojazdy o różnej masie w stanie gotowym do jazdy, i w dokumentach homologacyjnych określić przedział tego parametru.

Dla kategorii M1 włączenie do jednej wersji samochodów różniących się pod względem maksymalnej masy całkowitej jest zabronione (tab. 2), natomiast różniących się pod względem masy w stanie gotowym do jazdy jest dopuszczalne. Dla kategorii N1 nie ma warunków odnośnie do masy pojazdów.

### 4.3. Środki zmniejszenia homologacyjnej emisji drogowej dwutlenku węgla wynikające z zasad homologacji

Zmniejszenie emisji drogowej dwutlenku węgla według świadectwa homologacji  $(F_{CO_2}^{TV})_i$  dla danej wersji samochodów wynika z zasady ustalania wartości homologacyjnej podanej w rozporządzeniu 692/2008 i regulaminie 101 (pkt 3). Przed badaniami homologacyjnymi producent dysponuje na ogół pewną liczbą samochodów danego typu w rozumieniu rozporządzenia 692/2008. W celu wykorzystania tej zasady producent powinien przeprowadzić wstępne badania emisji drogowej CO<sub>2</sub> z tych samochodów, zgodnie z metodą ustaloną w regulaminie 101, przedstawić do badań homologacyjnych ten z nich, który cechuje się niską emisją i zadeklarować wartość o 4% mniejszą. Jednym z kryteriów wyboru samochodu do badań homologacyjnych jest masa odniesienia tego samochodu.

that are specified in both regulations 443/2009 and 510/2011. Following these principles, if in the certificate of conformity there is no single determined value of the vehicle curb weight but only a range within which it can be then for the determination of  $(F_{CO_2}^{PV})_i$  we need to assume the maximum value of this range. In order to use this possibility the manufacturer should define a given version in such a way that it contains vehicles of different curb weights and in the homologation documentation determine the range of this parameter.

For category M1 inclusion into one version of vehicles that differ in terms of gross vehicle weight is forbidden (Table 2) but differences in terms of curb weight are permissible. For category N1 there are not weight-related conditions specified.

#### 4.3. Measures of reduction of the homologation road emission of carbon dioxide resulting from the homologation principles

The reduction of the road emission of carbon dioxide according to the certificate of homologation  $(F_{CO_2}^{TV})_i$  for a given version of vehicles results from the principle of determining of the homologation value set forth in regulation 692/2008 and regulation 101 (p. 3). Before the homologation tests are conducted the manufacturer usually has several vehicles of a given type ready as understood by regulation 692/2008. In order to utilize this principle the manufacturer should perform preliminary tests of the road emission of  $CO_2$  from its vehicles according to the method set forth in regulation 101 then provide for tests the vehicle that is characterized by low emission and declare a value lower by 4%. One of the criteria of the vehicle selection for the homologation tests is the reference mass of this vehicle.

#### 4.4. Measures of reduction of the homologation road emission of carbon dioxide resulting from the method of measurement

The value of the road emission of carbon dioxide determined in the laboratory as a result of measurements on a chassis dynamometer in a given cycle depend on many factors, particularly the conditions under which the measurement is carried out (ambient conditions defined by the temperature, humidity ambient pressure, thermal engine state at the beginning of the measurement, motion resistance set on the dynamometer that results in the engine load), the measurement equipment used (type and accuracy level), the accuracy of reflecting of the driving cycle and the properties of the reference fuels. These factors are defined by regulation 101. The parameters that characterize it have been determined with great tolerances. This causes that test results in individual, otherwise fully compliant laboratories, can be different [9].

The homologation tests of the exhaust emissions as per regulation 715/2007 can be carried out:

- in a laboratory of an authorized technical unit,
- in a laboratory of a manufacturer.

In the first case the manufacturer has the option of selecting the laboratory, where the homologation tests are to be performed. By choosing the one in which low values of the

#### 4.4. Środki zmniejszenia homologacyjnej emisji drogowej dwutlenku węgla wynikające z metody pomiaru

Wartość emisji drogowej dwutlenku węgla określona w laboratorium w wyniku pomiarów na hamowni podwoziowej w danym cyklu jazdy zależy od wielu czynników, w szczególności warunków, w których pomiar jest prowadzony (warunków otoczenia definiowanych przez temperaturę, wilgotność i ciśnienie, stanu cieplnego silnika na początku pomiaru, oporów ruchu ustalonych na hamowni podwoziowej, wpływających na obciążenie silnika), stosowanego wyposażenia pomiarowego (rodzaju, dokładności), dokładności odtwarzania cyklu jazdy, właściwości paliw wzorcowych. Te czynniki definiuje Regulamin 101. Parametry, które je charakteryzują, określono z odpowiednimi tolerancjami, często stosunkowo dużymi. Powoduje to, że wyniki badań emisji w poszczególnych laboratoriach, w pełni zgodnych z ustalonymi wymaganiami, mogą się różnić [9].

Badania homologacyjne emisji zanieczyszczeń według rozporządzenia 715/2007 mogą być prowadzone:

- w laboratorium jednostki technicznej,
- w laboratorium producenta.

W pierwszym przypadku producent ma możliwość wyboru laboratorium, w którym prowadzi badania homologacyjne pojazdu. Przez wybór tego z nich, w którym są uzyskiwane małe wartości emisji dwutlenku węgla można znacznie obniżyć wartość homologacyjną podaną w świadectwie zgodności. W tym celu producent powinien przeprowadzić badania porównawcze emisji między swoim laboratorium a laboratoriami, które potencjalnie mogą być wykorzystane jako prowadzące badania homologacyjne produkowanych pojazdów.

W przypadku drugim jest wymagana zgoda organu upoważnionego do udzielania homologacji. Zazwyczaj uzyskanie takiej zgody nie stanowi problemu. Badania homologacyjne są wtedy prowadzone pod nadzorem ekspertów z upoważnionej jednostki technicznej (*witnessed tests*). Taki sposób badań jest coraz częściej stosowany.

Jeśli badania homologacyjne są prowadzone w laboratorium producenta, ma on możliwość optymalizacji warunków pomiaru dla danego pojazdu, a nawet w pewnym stopniu wpływanie na jego wynik przez selektywny dobór wyposażenia pomiarowego. Do warunków pomiaru, których optymalizacja w ramach dopuszczalnych tolerancji może prowadzić do zmniejszenia określonej emisji drogowej dwutlenku węgla należą przede wszystkim:

- sposób odtwarzania cyklu,
- temperatura i czas kondycjonowania pojazdu przed pomiarem,
- warunki atmosferyczne podczas pomiaru (temperatura, wilgotność i ciśnienie).

Producent może przez porównanie różnych elementów wyposażenia pomiarowego wybrać takie, których parametry zapewniają najniższą wartość określanej emisji dwutlenku węgla, np.:

- objętość spalin (tolerancja  $\pm 2\%$ ),

emission of carbon dioxide are obtained the manufacturer can significantly reduce the homologation value specified in the certificate of conformity. To this end the manufacturer should also carry out comparative tests between its own laboratory and the laboratories that can potentially be used as the ones carrying out the homologation of the manufactured vehicles.

In the second case a permit issued by a body authorized to perform homologation is required. Obtaining such a permit is not usually a problem. The homologation tests are then conducted by an authorized technical unit as 'witnessed tests'. Such a system is more and more frequently utilized.

If the homologation tests are conducted in the manufacturer's laboratory it has the possibility of optimization of the measurement conditions for a given vehicle and even, to some extent, influence the results by an arbitrary choice of the measuring equipment. The conditions of measurement, whose optimization within the permissible tolerances may lead to a reduction of the determined road emission of carbon dioxide, are first of all:

- the manner of cycle reflection,
- temperature and time of vehicle conditioning before the measurement,
- atmospheric conditions during the measurement (temperature, humidity and ambient pressure).

The manufacturer, through comparison of several measuring pieces of equipment, can select systems whose parameters will ensure the lowest value of the emission of carbon dioxide. The parameters could be:

- exhaust gas volume (tolerance  $\pm 2\%$ ),
- concentration of reference carbon dioxide (tolerance  $\pm 2\%$ ),
- concentration of reference carbon dioxide at the outlet of the gas mixer (tolerance  $\pm 2\%$ ).

Sometimes, regulation 101 allows a selection of the conditions by the manufacturer under which the homologation tests are to be performed. The conditions that significantly influence the exhaust emission level (only those that can influence the emission level) are for example:

- the setting of the motion resistance on the chassis dynamometer,
- the method of vehicle cooling,
- reference fuels (for gaseous fuels).

According to regulation 101 the load of the chassis dynamometer can be set:

- based on the actual total vehicle motion resistance determined through coastdown or wheel torque measurement (method A),
- according to an alternative method (the regulations provide the value of force or power absorbed depending on the vehicle reference mass – method B).

Between the motion resistance values determined according to the said methods for some vehicles there are significant differences that influence the road emission of carbon dioxide (Table 3).

- stężenie wzorcowego dwutlenku węgla (tolerancja  $\pm 2\%$ ),
- stężenie wzorcowego dwutlenku węgla na wylocie mieszalnika gazów (tolerancja  $\pm 2\%$ ).

Niekiedy regulamin 101 dopuszcza wybór przez producenta warunków, w których są prowadzone badania homologacyjne. Do warunków wpływających w sposób istotny na poziom emisji zanieczyszczeń, dla których jest to możliwe, należy np.:

- ustawienie oporów ruchu pojazdu na hamowni podwozowej,
- sposób chłodzenia samochodu,
- paliwa wzorcowe (dla paliw gazowych).

Zgodnie z regulaminem 101 obciążenie na hamowni podwozowej może być ustalone:

- na podstawie rzeczywistych całkowitych oporów ruchu pojazdu określonych na drodze metodą wybiegu lub pomiaru momentu obrotowego na kołach (metoda A),
- według tzw. metody alternatywnej (przepisy podają wartość tzw. siły lub mocy pochłanianej w zależności od masy odniesienia pojazdu – metoda B).

Między oporami ruchu określonymi według wymienionych metod występują dla niektórych pojazdów dość znaczne różnice wpływające w istotny sposób na emisję drogową dwutlenku węgla (tab. 3).

W odniesieniu do samochodów kategorii M1 opory ruchu określone według metody A mogą być większe lub mniejsze niż według metody B. Dla kategorii N1 są one zazwyczaj mniejsze w przypadku tej ostatniej (nie dotyczy to samochodów osobowych przebudowanych na dostawcze przez zamontowanie tzw. „kratki”). Wynika to z tego, że opory ruchu według metody alternatywnej są ustalone tylko dla kategorii M1. Dla pojazdów innych o masie odniesienia  $RM > 1700$  kg odpowiednie wartości należy pomnożyć przez współczynnik 1,3. Jego wartość jest mała i w związku z tym

Table 3. Comparison of the value of the motion resistance force absorbed by the chassis dynamometer determined based on the measurement on distance (A) and according to alternative method (B) for light duty vehicles at  $v = 80$  km/h

Tabela 3. Porównanie wartości siły oporów ruchu pochłanianych przez hamownię podwoziową, określonych na podstawie pomiaru na drodze (A) i według metody alternatywnej (B) dla samochodów lekkich przy  $v = 80$  km

Category/ kategoria	Resistance/opory A [N]	Resistance/opory B [N]	Difference/ różnica [%]
M1	434	315	27
	230	270	-17
	200	252	-26
	285	284	0
	511	410	20
N1	340	315	7
	338	315	7
	580	491,4	15
	882	503,1	43
	383	302	21
	775	526,5	32

In reference to vehicle in category M1 the motion resistance determined according to method A could be higher or lower than according to method B. For category N1 they are usually lower in the case of the latter (not applicable for passenger vehicles modified into light duty trucks through a fitting of a 'cargo partition' in the passenger compartment for tax-deduction purposes). It results from the fact that the motion resistance according to the alternative method is set only for category M1. For other vehicles of reference mass  $RM > 1700$  kg respective values need to be multiplied by the coefficient of 1.3. Its value is low and hence, such determined motion resistance for the majority of vehicles in category N1 is lower than the actual one. In the American legislation for the equivalents of these vehicles a coefficient of 1.50–1.58 is applied.

The vehicle cooling on a chassis dynamometer is done through an air blower. Regulation 83 sets forth three ways of cooling:

- variable air velocity equal to the vehicle speed in the range of 10–120 km/h,
- variable air velocity equal to the vehicle speed in the range of 0–50 km/h (at higher speeds the air velocity is undetermined),
- constant air velocity equal to 6 m/s.

According to regulation 692/2008 if a vehicle is fueled with LPG the homologation tests should be conducted with the use of two reference fuels being the mixture of propane and butane, marked 1 and 2. They differ by the content of hydrocarbons (gas 1: propane – 30 ±2% vol., butane – the balance; gas 2: propane 85 ±2% volume, butane – the balance). The only exception is carbon dioxide for which the road emission is determined with the use of one of these fuels selected by the manufacturer.

The manufacturer can select the method of setting of the load on the chassis dynamometer, the cooling method of the vehicle during the measurement and the reference gaseous fuel that is optimum in terms of the emission of carbon dioxide for the homologated vehicle.

## 5. The effect of application of non-construction measures

The effect of application of the said methods resulting from the principles of evaluation set forth in regulations 443/2009 and 510/2011 and the principles of homologation set forth in regulations 692/2008 and 101 on the difference between the homologation value and the permissible value of the road emission of carbon dioxide depends on the interpretation of the discussed principles.

According to the legislation the tolerance of the vehicle weights is ±5%, hence the width of the range mentioned in 4.2 can be ±5% of the averaged weight for a given version. To date, it has not been required that a vehicle homologated for exhaust emission as per directive 70/220/EEC [10] or regulation 83 [11] and for the fuel consumption and the emission of carbon dioxide as per directive 80/1268/EEC [12] or regulation 101 [8] have an average weight calculated as a representative of a given type as understood in the legislation

tak określone opory ruchu są dla dużej części pojazdów kategorii N1 mniejsze od rzeczywistych. W przepisach amerykańskich jest stosowany dla odpowiedników tych pojazdów współczynnik 1,50–1,58.

Chłodzenie pojazdu na hamowni podwoziowej następuje przez nadmuch powietrza przez dmuchawę. Regulamin 83 ustala trzy sposoby tego chłodzenia:

- zmienna prędkość powietrza równa prędkości jazdy w zakresie 10–120 km/h,
- zmienna prędkość powietrza równa prędkości jazdy w zakresie 0–50 km/h (przy większej prędkości jazdy prędkość powietrza nie jest określona),
- stała prędkość powietrza równa 6 m/s.

Zgodnie z rozporządzeniem 692/2008 przy zasilaniu LPG badania homologacyjne emisji zanieczyszczeń powinny być prowadzone przy użyciu dwóch paliw wzorcowych stanowiących mieszaninę propanu i butanu, oznaczonych 1 i 2. Różnią się one zawartością ww. węglowodorów (gaz 1: propan – 30 ±2% obj., butan – reszta; gaz 2: propan 85 ±2% obj., butan – reszta). Wyjątek stanowi dwutlenek węgla, którego emisja drogowa jest określana przy użyciu jednego z tych paliw, wybranego przez producenta.

Producent może wybrać metodę ustawienia obciążenia na hamowni podwoziowej, sposób chłodzenia pojazdu podczas pomiaru i wzorcowe paliwo gazowe optymalne ze względu na emisję dwutlenku węgla dla samochodu przedstawionego do badań homologacyjnych.

## 5. Efekty stosowania środków niekonstrukcyjnych

Efekt zastosowania wymienionych środków wynikających z zasad oceny ustalonych w rozporządzeniach 443/2009 i 510/2011 oraz zasad homologacji ustalonych w rozporządzeniu 692/2008 i regulaminie 101 na różnicę między wartością homologacyjną a dopuszczalną emisji drogowej dwutlenku węgla zależy od sposobu interpretacji omawianych zasad.

Zgodnie z przepisami tolerancja masy samochodów wynosi ±5%, a więc szerokość przedziału, o którym mowa wyżej w punkcie 4.2, może wynosić ±5% masy średniej dla danej wersji. Dotychczas nie było wymagane, by samochód przedstawiony do badań homologacyjnych w zakresie emisji zanieczyszczeń według dyrektywy 70/220/EWG [10] lub regulaminu 83 [11] oraz w zakresie zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla według dyrektywy 80/1268/EWG [12] lub regulaminu 101 [8], jako przedstawiciel danego typu w rozumieniu wymienionych przepisów (a więc w przybliżeniu wersji), miał masę średnią. Badania mogły być prowadzone na dowolnym samochodzie o masie mieszczącej się w granicach tolerancji. Gdyby taką interpretację przyjął w odniesieniu do rozporządzeń 403/2009 i 510/2011, to zastosowanie środków wynikających z zasad oceny i homologacji zmniejsza różnicę między wartością według świadectwa homologacji a dopuszczalną o 4%, łącznie z efektem zwiększenia ( $F_{CO_2}^{PV}$ )<sub>i</sub> oraz efektem zmniejszenia ( $F_{CO_2}^{TV}$ )<sub>i</sub>.

(more or less – version). The tests could be conducted on any given vehicle of the weight within the tolerance range. If such an interpretation were to be adopted for regulations 403/2009 and 510/2011 the use of measures resulting from the principles of evaluation and homologation reduces the difference between the value in the certificate of homologation and the permissible one by 4% including the effect of increase  $(F_{CO_2}^{PV})_i$  and the effect of decrease  $(F_{CO_2}^{TV})_i$ .

The total theoretical effect of the use of the discussed measures depends on the vehicle weight. It amounts to approximately 7% for the smallest vehicles up to 10% for the largest.

Following another interpretation, practically not yet utilized for homologation we need to assume a vehicle of an average weight for a given version. Then the theoretical effect amounts to only 4%.

For vehicle in category N1 there are additional possibilities of reduction of the road emission of carbon dioxide on the certificate of homologation.

The first one results from the fact that in relation to the homologation the value on the certificate of homologation cannot be lower than the actual one by more than 4% but in relation to the extension a difference between the actual value and the certificate value of not more than 6% is admitted. The manufacturer can select the way of homologation and, thus, influence the value on the certificate of homologation. If the actual road emission of CO<sub>2</sub> of a new version is higher than the homologated version (not more than 2%) then the homologation based on the extension is more beneficial. In that case the value of CO<sub>2</sub> road emission on the certificate of homologation will be lower. If, however, the actual road emission of CO<sub>2</sub> is lower new homologation is more advantageous.

The second option for the reduction of the road emission of carbon dioxide for vehicle in category N1 according to the certificate of compliance takes place when a homologation of a family of vehicles is carried out. The homologation according to the first method specified by the legislation (point 3) often used, becomes disadvantageous as it overestimates the average road emission of CO<sub>2</sub> for the family. By an appropriate application of the second of the methods specified in the legislation (point 3) there is a possibility of reducing

Całkowity teoretyczny efekt zastosowania omawianych środków zależy od masy samochodu. Wynosi on od około 7% dla najmniejszych samochodów do około 10% dla największych.

Według innej interpretacji, dotychczas w zasadzie nie stosowanej do homologacji, należy przyjąć samochód o średniej masie dla danej wersji. Wtedy teoretyczny efekt wynosi tylko 4%.

Dla pojazdów kategorii N1 występują dodatkowe możliwości zmniejszenia emisji drogowej dwutlenku węgla według świadectwa homologacji.

Pierwsza z nich wynika z tego, że w odniesieniu do homologacji wartość według świadectwa nie może być mniejsza od rzeczywistej więcej niż 4%, natomiast odnośnie do rozszerzenia dopuszcza się różnicę między wartością rzeczywistą i według świadectwa równą nie więcej niż 6%. Producent może wybrać sposób homologacji i w ten sposób wpłynąć na wartość według świadectwa. Jeśli rzeczywista emisja drogowa CO<sub>2</sub> nowej wersji jest większa niż wersji homologowanej (o nie więcej niż 2%), to korzystniejsza jest homologacja na zasadzie rozszerzenia. Wtedy wartość emisji drogowej CO<sub>2</sub> według świadectwa będzie mniejsza. Jeśli natomiast wartość ta jest mniejsza, to korzystniejsza jest nowa homologacja.

Druga możliwość ograniczenia dla pojazdów kategorii N1 emisji drogowej dwutlenku węgla według świadectwa zgodności występuje wtedy, gdy przeprowadza się homologację rodziny pojazdów. Homologacja według pierwszej metody ustalonej przez przepisy (pkt 3), często obecnie stosowana, staje się niekorzystna, gdyż zawyża średnią emisję drogową CO<sub>2</sub> dla rodziny. Przez odpowiednie stosowanie drugiej z metod ustalonych w przepisach (pkt 3) istnieje możliwość obniżenia wartości homologacyjnej dla niektórych wersji wchodzących w skład rodziny o kilka procent.

W tabeli 4 zestawiono różnice między minimalną a maksymalną wartością emisji drogowej dwutlenku węgla w sytuacji wystąpienia skrajnych warunków pomiaru w granicach dopuszczalnych tolerancji. Określono je na podstawie badań i analiz kilku pojazdów w teście według regulaminu 101.

Table 4. Differences between the minimum and maximum values of the road emission of carbon dioxide in the case of occurrence of extreme measurement conditions

Tabela 4. Różnice między minimalną a maksymalną wartością emisji drogowej dwutlenku węgla w sytuacji wystąpienia skrajnych warunków pomiaru

Measurement conditions/ <i>warunki pomiaru</i>	Minimum difference*/ <i>różnica minimalna [%]</i>	Maximum difference*/ <i>różnica maksymalna [%]</i>
Reflecting of the driving cycle/ <i>odtworzenie cyklu jazdy</i>	4	16
Temperature and conditioning time before the measurement/ <i>temperatura i czas kondycjonowania przed pomiarem</i>	1	4
Ambient conditions during the measurement/ <i>warunki atmosferyczne podczas pomiaru</i>	0	3
Method of cooling of the vehicle on the chassis dynamometer/ <i>metoda chłodzenia samochodu na hamowni podwoziowej</i>	1	3
Setting of the motion resistance/ <i>ustawienie oporów ruchu</i>	0	8
Measuring equipment (selected components)/ <i>wyposażenie badawcze (wybrane elementy)</i>	12	12
* (maximum value– minimum value)/average value/( <i>wartość maksymalna – wartość minimalna</i> )/ <i>wartość średnia</i>		

of the homologation value of the emission for some of the versions that are a part of the family by a few percent.

Table 4 presents the differences between the minimum and maximum value of the road emission of carbon dioxide in the case of occurrence of the extreme measurement conditions within the tolerance limits. They have been determined based on the research and analysis of several vehicles during tests as per regulation 101.

## 6. Conclusions

According to the new integrated EU strategy of the reduction of the carbon dioxide emission – the principal greenhouse gas– from motor vehicles is to be implemented thanks to legal requirements for the manufacturers. To that end, two legal acts have been adopted:

- regulation 443/2009, applicable to vehicles in category M1,
- regulation 510/2011, applicable to vehicles in category N1.

The said regulations assume that the requirements set forth therein will be met as a result of construction related methods and actions leading to a reduction of the actual road emission of carbon dioxide. These are: the application of electric and hybrid powertrains, engines fueled with alternative fuels that contain less carbon than conventional fuels (gasoline and diesel fuel) as well as perfecting the conventional powertrains.

From the analysis of the regulations and legal acts referred to therein it results that for the requirements to be met we can also use measures referred to as ‘non-construction’ measures. They can be divided onto two groups:

- those that cause an increase of the average permissible road emission of carbon dioxide from vehicles of a given manufacturer,
- those that cause a decrease in the average homologation road emission of carbon dioxide from vehicle of a given manufacturer that can again be divided into measures resulting from the principles of homologation and the method of testing of this exhaust component.

The performed analysis showed that the non-construction measures are effective. In extreme cases for some versions of the vehicles, in theory their effect could be a reduction of the difference between the road emission of carbon dioxide given in the certificate of homologation and the permissible emission by more than 20%. In practice, the average rate of reduction is much lower because:

- it is difficult to perform tests that are fully optimal for a given type of vehicle,
- part of the non-construction measures is constantly applied (whether the testing parties are aware of that or not).

It is estimated that as a result of the application of the non-construction methods we can obtain (without much effort) the effects of the order of 5–10% in the form of reduction of the difference between the average homologation emission and the maximum permissible emission of carbon dioxide. This is on average approximately 100% of the value by which we should reduce the average emission in 2010 from vehicles in category M1 and approximately 40% of the value by which

## 6. Podsumowanie

Zgodnie z nową, zintegrowaną strategią UE ograniczenie emisji dwutlenku węgla – podstawowego gazu cieplarnianego – z pojazdów samochodowych ma nastąpić dzięki wprowadzeniu prawnych wymagań dla producentów. W tym celu zostały przyjęte dwa akty prawne:

- rozporządzenie 443/2009, dotyczące samochodów kategorii homologacyjnej M1,
- rozporządzenie 510/2011, dotyczące samochodów kategorii homologacyjnej N1.

Wymienione rozporządzenia zakładają, że spełnienie ustalonych w nich wymagań nastąpi w wyniku działań o charakterze „konstrukcyjnym”, prowadzących do obniżenia rzeczywistej emisji drogowej dwutlenku węgla, do których zalicza się m.in. zastosowanie napędów elektrycznych i hybrydowych, silników zasilanych paliwami alternatywnymi zawierającymi mniej węgla niż paliwa konwencjonalne: benzyna i olej napędowy oraz doskonalenie pojazdów konwencjonalnych.

Z analizy rozporządzeń, a także aktów prawnych w nich przywoływanych wynika jednak, że do spełnienia wymagań mogą być także wykorzystane środki, które można określić jako „niekonstrukcyjne”. Można je podzielić na dwie podstawowe grupy:

- powodujące zwiększenie średniej dopuszczalnej emisji drogowej dwutlenku węgla pojazdów danego producenta,
- powodujące zmniejszenie średniej homologacyjnej emisji drogowej dwutlenku węgla pojazdów danego producenta, które z kolei dzielą się na środki wynikające z zasad homologacji i metody badań emisji tego zanieczyszczenia.

Przeprowadzona analiza wykazała, że środki niekonstrukcyjne są efektywne. W przypadku skrajnym dla niektórych wersji pojazdów teoretycznie ich efektem może być zmniejszenie różnicy między emisją drogową dwutlenku węgla podaną w świadectwie homologacji a dopuszczalną o ponad 20%. W praktyce średni stopień zmniejszenia będzie jednak znacznie mniejszy między innymi z tego względu, że:

- trudno jest przeprowadzać badania w sposób w pełni zgodny z optymalnym dla określonego samochodu,
- część środków niekonstrukcyjnych jest, świadomie lub przypadkowo, stosowana.

Szacuje się, że w wyniku stosowania środków niekonstrukcyjnych możliwe jest uzyskanie (bez większych trudności) efektów rzędu 5–10% w postaci zmniejszenia różnicy między średnią homologacyjną a dopuszczalną emisją drogową dwutlenku węgla. Stanowi to przeciętnie około 100% wartości, o którą należy obniżyć średnią emisję w 2010 r. z samochodów kategorii M1 i około 40% wartości, o którą należy obniżyć średnią emisję w 2010 r. z kategorii N1, by osiągnąć poziomy podane w rozporządzeniach 443/2009 i 510/2011. Środki niekonstrukcyjne mogą więc znacznie ułatwić producentom spełnienie ustalonych wymagań. Nie przyczyniają się one jednak w ogóle do obniżenia rzeczywistej emisji

we should reduce the average emission in 2010 in category N1 in order to reach the levels given in regulations 443/2009 and 510/2011. The non-construction measures can, thus, significantly facilitate the meeting of the requirements by the manufacturers. They do not at all, however, contribute to the reduction of the actual road emission of carbon dioxide but only affect the values of the indexes for the evaluation of the requirement compliance assumed in the regulations for the evaluation of the requirement compliance.

drogowej dwutlenku węgla, lecz wpływają na wartości wskaźników przyjętych w rozporządzeniach do oceny zgodności z wymaganiami.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

## Bibliography/Literatura

- [1] Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community's integrated approach to reduce CO<sub>2</sub> emissions from light-duty vehicles. OJ L 140/1.
- [2] Regulation (EC) No 510/2011 of the European Parliament and of the Council of 11 May 2011 setting emission performance standards for new light commercial vehicles as part of the Community's integrated approach to reduce CO<sub>2</sub> emissions from light-duty vehicles. OJ L 145/1.
- [3] Dyrektywa 2007/46/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 5 września 2007 r. ustanawiająca ramy dla homologacji pojazdów silnikowych i ich przyczep oraz układów, części i oddzielnych zespołów technicznych przeznaczonych do tych pojazdów („dyrektywa ramowa”). OJ L 263/1, 9.11.2007.
- [4] Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. OJ L 171/1, 29.6.2007.
- [5] Commission Regulation (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. OJ L 199/1, 28.7.2008.
- [6] European Environmental Agency. Monitoring the CO<sub>2</sub> emissions from new passenger cars in the EU: summary of data for 2010.
- [7] Lundqvist U., Higher Fuel Efficiency and Lower Emissions. PTNSS Congress, Kraków 2007.
- [8] United Nations. Agreement concerning the adoption of uniform technical prescriptions for wheeled vehicles, equipment and parts which can be fitted and/or be used on wheeled vehicles and the conditions for reciprocal recognition of approvals granted on the basis of these prescriptions. Addendum 100: Regulation No 101. Uniform provisions concerning the approval of passenger cars equipped with an internal combustion engine with regard to the measurement of the emission of carbon dioxide and fuel consumption. E/ECE/324 ECE/TRANS/505 Rev. 1/Add. 100, 28.02.1997.
- [9] Merkisz J., Pielecha J., Radzimirski S.: Pragmatyczne podstawy ochrony powietrza atmosferycznego w transporcie drogowym. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2009.
- [10] Council Directive 70/220/EEC of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by gases from positive-ignition engines of motor vehicles. OJ L076, 6.04.1970.
- [11] United Nations. Agreement concerning the adoption of uniform conditions of approval and reciprocal recognition of approval for motor vehicle equipment and parts. Addendum 82: Regulation No 83. Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the emission of gaseous pollutants by the engine according to engine fuel requirements. E/ECE/324 ECE/TRANS/505 Rev. 1/Add. 82, 9.04.1990.
- [12] Council Directive 80/1268/EEC of 16 December 1980 on the approximation of the laws of the Member States relating to the fuel consumption of motor vehicles. Official Journal L 375, 31.12.1980.

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

*Prof. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jerzy.merkisz@put.poznan.pl](mailto:jerzy.merkisz@put.poznan.pl)



Stanisław Radzimirski, Ass. Prof., DEng. – Associated Professor in the Motor Transport Institute in Warsaw.

*Doc. dr inż. Stanisław Radzimirski – docent w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.*

e-mail: [stanislaw.radzimirski@its.waw.pl](mailto:stanislaw.radzimirski@its.waw.pl)



## Possible application of animal fat as engine fuel – lubricity aspects

*The paper presents results of animal fat lubricity test performed at high frequency reciprocating rig (HFRR). Impact of test temperature on wear scar diameter (WSD) is shown. Results for animal fat are compared with those for mineral diesel fuel (ULSD). Obtained WSD proved excellent lubricating properties of animal fat. Laboratory test results are backed up with engine trials where two sets of fuel pumps were tested on a large reciprocating engine. Animal fat can be used as fuel for engines when appropriate filtration process is implemented.*

Key words: animal fat, tallow, lubricity, HFRR

## Zastosowanie tłuszczu zwierzęcego jako paliwa – aspekty smarności

*W artykule zaprezentowano wyniki badań smarności przeprowadzonych z użyciem aparatu o ruchu posuwisto-zwrotnym wysokiej częstotliwości (HFRR). Przedstawiono wpływ temperatury paliwa na średnicę śladu zużycia (WSD). Wyniki otrzymane dla tłuszczu zwierzęcego porównano z wynikami dla oleju napędowego. Zmierzone średnice śladu zużycia potwierdzają dobre właściwości smarne tłuszczu zwierzęcego. Wyniki testów laboratoryjnych potwierdzono testami silnikowymi, w których dwa zestawy pomp wtryskowych przetestowano na dużym silniku wysokoprężnym. Tłuszcze zwierzęce mogą być stosowane jako paliwa silnikowe pod warunkiem przeprowadzenia odpowiedniego procesu filtracji.*

Słowa kluczowe: tłuszcz zwierzęcy, smarność, HFRR

### 1. Introduction

Growing concerns regarding availability of fossil fuels led to intensive search for alternative fuels for reciprocating engines. Extensive research programmes were conducted to investigate suitability of neat triglycerides, particularly crude palm oil (CPO) or straight vegetable oil (SVO) as engine fuels.

Animal fat is sourced from waste material such as animal carcasses or food waste, therefore no agricultural crop (i.e. corn, soybean, and rapeseed) is used in the production process. Due to its high calorific value and low sulphur content it may be considered for power generation applications especially for installations located at rendering plants. However, difference in physical properties and in chemical composition accompanied with presence of impurities remaining after rendering process require detailed analysis of animal fat impact on fuel supply system.

A Knowledge Transfer Partnership programme between The University of Birmingham and John Pointon & Sons Ltd. – one of the leaders in UK rendering market had as one of its aims an assessment of the suitability of tallow as fuel for internal combustion engines.

### 2. Literature review

Verification of lubricating properties initially applied only to fuels used in aviation industry [1]. Introduction of low sulphur diesel fuels resulted in fuel injection pumps and distributor pumps failures, particularly in Sweden [2]. Low sulphur fuels possess poorer lubricity than non-desulphurised, mainly due to removal of polar oxygen and nitrogen containing compounds [3, 4].

### 1. Wprowadzenie

Kurczenie się zasobów paliw kopalnych skłania do intensywnych poszukiwań alternatywnych paliw do silników tłokowych. Stworzono programy badawcze mające na celu sprawdzenie możliwości wykorzystania tłuszczu – trójglicerydów, szczególnie oleju palmowego (CPO), jak również olejów roślinnych (SVO).

Tłuszcz zwierzęcy otrzymywany jest z materiałów odpadowych, takich jak uboczne produkty pochodzenia zwierzęcego czy odpady spożywcze; a więc w procesie produkcyjnym nie wykorzystuje się płodów rolnych. Ze względu na wysoką wartość opałową i niską zawartość siarki, tłuszcz może stanowić atrakcyjne paliwo alternatywne w zastosowaniach energetycznych, szczególnie w elektrowniach zlokalizowanych w zakładach przemysłu mięsnego i utylizacyjnego. Odmiennie właściwości fizyczne i skład chemiczny oraz obecność zanieczyszczeń, będących pozostałościami procesu produkcyjnego (rendering), wymagają dokładnej analizy oddziaływania tłuszczu na elementy układu paliwowego.

Badania zrealizowano w ramach programu badawczego (*Knowledge Transfer Partnership*) ustanowionego pomiędzy Uniwersytetem Birmingham a John Pointon & Sons Ltd. – jedną z największych firm sektora utylizacji odpadów w Wielkiej Brytanii. Celem programu było zbadanie przydatności tłuszczu zwierzęcego jako paliwa do silników tłokowych.

### 2. Literatura

Sprawdzanie właściwości smarnych początkowo dotyczyło tylko paliw lotniczych [1]. Wprowadzenie paliw do silników wysokoprężnych o obniżonej zawartości siarki spo-

Several methods have been developed to assess fuel lubricity. These include: the Scuffing Load Ball on Cylinder Lubricity Evaluator (SLBOCLE), the High-Frequency Reciprocating Rig (HFRR), and the Ball on Three Seats (BOTS). More detailed description and discussion of correlation between full scale injection pump systems and laboratory methods can be found in [1].

Products of triglycerides transesterification process are regarded to be good lubricity enhancers, especially when blended at level of 1–2% with ULSD [4–6].

Lubricity of neat fatty compounds depends on various features such as saturation, oxygen presence, number of OH groups [4].

### 3. Research programme

Description of animal fat properties and production process is presented in one of authors' papers [7]. Investigation focused on properties consistency. Despite acidity variation associated with ambient temperature influencing decomposition process, other properties presented some level of consistency enabling stating set of typical values for animal fat. Next step was to establish limits – internal specification when fuel would be rejected and not used for engine trials.

Fuel sample, properties of which are close to typical (Tab. 1), has been tested using HFRR to analyse its lubricity at various temperatures. Test was performed to verify if fat treated in usual way – filtered and washed and complying with internal specification, will have lubricating properties good enough to be used in diesel injection systems.

Due to its high viscosity, animal fat has to be preheated above 75 degC. Therefore lubricity test conditions must be altered to reflect real conditions.

Table 1. Animal fat typical specification, tested sample properties

Tabela 1. Właściwości tłuszczu zwierzęcego: typowe oraz badanej próbki

Data series/dane	Annual average/ średnia roczna	Limit	Sample/ badana próbka	Unit/ jednostka
Moisture/zawór wody	0.28	0.5	0.16	%
Insoluble impurities/ zanieczyszczenia	0.13	0.4	0.15	%
Ash/popioły	0.04	0.1	0.06	%
Iodine value/liczba jodowa	50.9	55	54	gI <sub>2</sub> /100 g
Polyethylene/poli- etylen	13.7	35.0	15	ppm

Paper also presents effects of using fuel not complying with defined specification.

### 4. Test equipment

#### 4.1. HFRR – High Frequency Reciprocating Rig

The rig has been supplied by PCS Instruments Ltd. London, UK. Schematic diagram showing the working principle is given in Fig. 1. Technical specification is given in Table 2.

wodowało usterki pomp wtryskowych oraz dystrybutorów paliw, szczególnie w Szwecji [2]. Paliwa o niskiej zawartości siarki charakteryzują się gorszymi właściwościami smarnymi od paliw niemodyfikowanych, głównie z uwagi na brak składników zawierających tlen i azot.

Wprowadzono kilka metod oceny smarności paliw, takich jak: metoda SLBOCLE (*Scuffing Load Ball on Cylinder Lubricity Evaluator*), metoda HFRR (*High Frequency Reciprocating Rig*), czy też metoda BOTS (*Ball on Three Seats*). Szczegółowy opis metod oraz dyskusja zgodności wyników otrzymanych przy zastosowaniu metod laboratoryjnych z wynikami testów zużycia pomp wtryskowych dostępne są w pracy [1].

Produkty procesu estryfikacji trójglicerydów uważane są za dodatki polepszające smarność paliw, szczególnie gdy ich udział w mieszaninie z olejem napędowym (ULSD) wynosi 1–2% [4–6].

Smarność paliw tłuszczowych zależy od takich cech, jak: nasycenie, obecność tlenu, zawartość grup OH [4].

### 3. Program badawczy

Opis właściwości tłuszczów zwierzęcych oraz procesu produkcyjnego zawarto we wcześniejszej publikacji autorów tego artykułu [7]. Badania miały na celu sprawdzenie, czy właściwości tłuszczu, mającego stanowić paliwo silnikowe, pozostają stałe. Wykryto zależność kwasowości paliwa od temperatury otoczenia. Inne badane parametry pozostały względnie stałe, co umożliwiło autorom określenie typowych właściwości tłuszczu. Następnym krokiem było ustanowienie wewnętrznej specyfikacji dla paliwa służącego do testów silnikowych.

Próbka paliwa (czysty tłuszcz zwierzęcy) o właściwościach zbliżonych do typowych (tab. 1), została przetestowana

przy użyciu aparatu HFRR, w celu sprawdzenia właściwości smarnych w różnych temperaturach. Celem testów była weryfikacja hipotezy, iż paliwo poddane procesowi filtracji, spełniające wymagania normy wewnętrznej, będzie wykazywało właściwości smarne wystarczające do zastosowania w silniku wysokoprężnym – porównywalne lub przewyższające olej napędowy.

Ze względu na dużą lepkość tłuszczu musi być podgrzany do temperatury wyższej niż 75 °C. Warunki badania HFRR zostały zmodyfikowane, aby uwzględnić wyższą niż

standardowa (60 °C) temperaturę paliwa.

W tej publikacji przedstawiono również skutki stosowania paliwa niespełniającego normy wewnętrznej.

### 4. Aparatura badawcza

#### 4.1. HFRR – High Frequency Reciprocating Rig

Stanowisko badawcze dostarczyła firma PCS z Londynu. Schemat ilustrujący zasadę jego działania przedstawiono na rys. 1. Specyfikacje podano w tabeli 2. Aby zwiększyć

To increase test repeatability and reduce scatter the rig has been fitted with temperature and humidity controlled cabinet so test can be carried out at constant temperature and relative humidity. Wear scar diameter is measured with Meiji metallurgical microscope equipped with digital measurement camera. Test conditions were based on ISO 12156 standard (refer to Tab. 3).

Certified specimens provided by PCS were used for testing. The upper specimen is a 6.00mm diameter ball that is loaded into the upper specimen holder. The upper specimen is specified to grade 28 (ANSI B3.12), ANSI E-52100 steel, with a Rockwell hardness "C" scale (HRC) number of 58–66 (ISO 6508), and a surface finish of less than  $0.05 \mu\text{m Ra}$ . The lower specimen is a disc that is loaded into the lower specimen holder. The lower specimen is specified to ANSI E-52100 steel machined from annealed rod, with Vickers hardness "HV30" scale number of 190–210 (ISO 6507/1). It is turned lapped and polished to a surface finish of less than  $0.02 \mu\text{m Ra}$  [9].

Table 2. PCS HFRR technical specification

Tabela 2. Dane techniczne aparatu HFRR produkcji PCS

Frequency/częstotliwość	10–200 Hz
Stroke/skok	$20 \mu\text{m} - 2.0 \text{ mm}$
Load/obciążenie	0–1.0 kg
Max. friction force/max. siła	10.0 N
Temperature/temperatura	Up to 400 degC
Upper specimen/próbka górna	6.0 mm diameter ball
Lower specimen/próbka dolna	10.0 mm diameter x 3.0 mm thick disc
Camera resolution/rozdzielczość obrazu kamery	2048 x 1536 pixels

#### 4.2. Fuel Pumps

Two sets of Ruston FAR 20000 fuel pumps (shown in Fig. 2) have been installed on Ruston 6AR engine. Technical data are given in Table 4. Fuel pumps were inspected daily for leaks. Each set was used for approximately 1000 h.

Table 4. Fuel pump specification

Tabela 4. Dane techniczne pompy wtryskowej

Pump type/typ pompy	FAR – 20000
Camshaft speed/prędkość obr. wałka rozrządu	300 rpm
Pump stroke/skok	15 mm
Plunger diameter/średnica tłoczka	22 mm
Fuel delivery at full load/objętość paliwa max. obc.	$200 \text{ cm}^3/100 \text{ strokes}$
Injector nozzle configuration/konfiguracja dyszy wtryskiwacza	$10 \times 0.014''$
Injector release pressure/ciśnienie otwarcia wtryskiwacza	200 bar

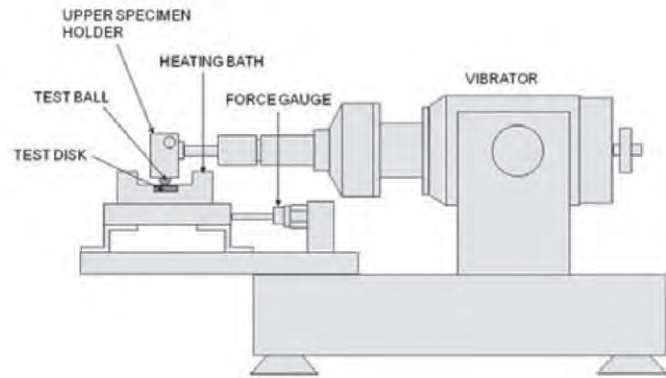


Fig. 1. Schematic diagram of HFRR [1]

Rys. 1. Schemat aparatu HFRR [1]

powtarzalność uzyskiwanych wyników, stanowisko wyposażono w szczelną komorę umożliwiającą prowadzenie badań przy zadanej temperaturze i wilgotności powietrza. Średnice śladu zużycia zmierzono przy użyciu mikroskopu metalograficznego Meiji wyposażonego w kamerę cyfrową. Warunki przeprowadzenia testu, podane w tabeli 3, bazowały na podanych w normie ISO 12156.

Do badań użyto zestawów testowych certyfikowanych przez PCS. Próbkę górną stanowi kulka o średnicy 6 mm, umieszczana w uchwycie górnym. Kulka powinna być wykonana ze stali 28 (ANSI B3.12), ANSI E-52100, o twardości Rockwella HRC 58-66 (ISO 6508) i chropowatości powierzchni Ra poniżej  $0,05 \mu\text{m}$ . Próbkę dolną stanowi dysk, który umieszcza się w uchwycie dolnym. Dysk powinien być wykonany ze stali ANSI E-52100 o twardości Vickersa HV30 190-210 (ISO 6507/1). Powierzchnia powinna być polerowana do uzyskania chropowatości Ra mniejszej niż  $0,02 \mu\text{m}$  [9].

Table 3. Test condition based on ISO 12156

Tabela 3. Warunki testu na podstawie ISO 12156

Fluid volume/objętość próbki paliwa	$2 \pm 0.2 \text{ ml}$
Stroke length/długość skoku	$1 \pm 0.002 \text{ mm}$
Frequency/częstotliwość	$50 \pm 1 \text{ Hz}$
Fluid temperature/temperatura płynu	$60, 75, 90 \pm 2 \text{ degC}$
Applied load/obciążenie	$200 \pm 1 \text{ g}$
Test duration/czas testu	$75 \pm 0.1 \text{ min}$
Bath surface area/powierzchnia zbiornika płynu	$6 \pm 1 \text{ cm}^2$

#### 4.2. Pompy wtryskowe

Do badań użyto dwóch zestawów zawierających sześć sztuk pomp wtryskowych FAR 20000 (rys. 2) zainstalowanych na silniku Ruston 6AR. Dane techniczne podano w tabeli 4. Przeprowadzono codzienne rutynowe kontrole wycieków paliwa. Każdy zestaw testowano przez około 1000 godzin.

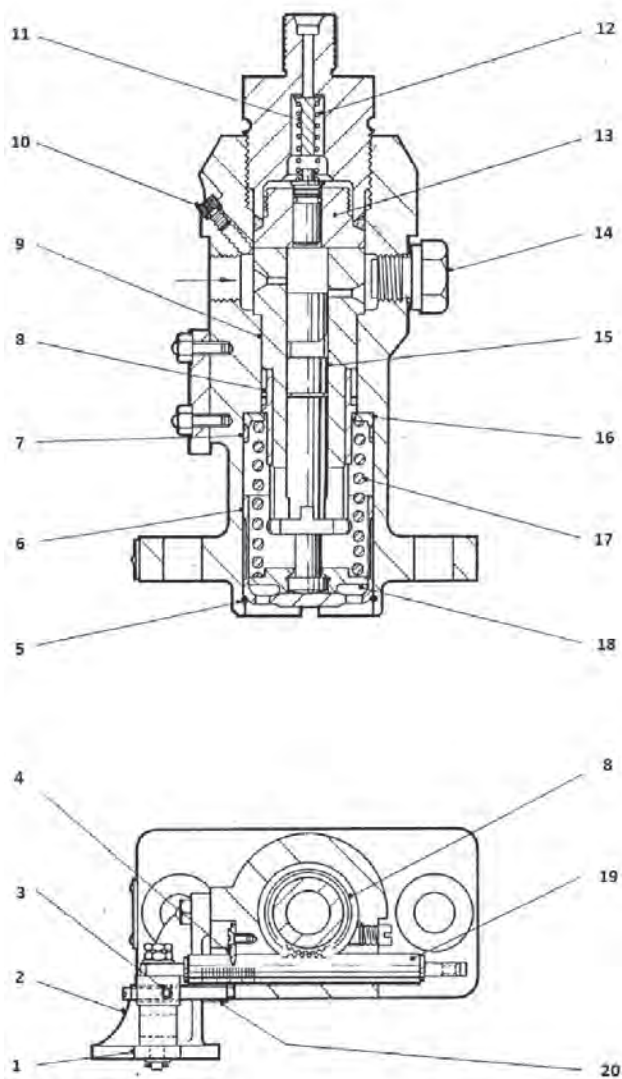


Fig. 2. Assembly of fuel pump: 1 – control rack slipper, 2 – rack support bracket, 3 – lead sealed grubscrew for 20, 4 – setting pointer, 5 – tappet retaining ring, 6 – plunger tappet, 7 – spring ring, 8 – operating pinion, 9 – plunger guide, 10 – air vent plug, 11 – delivery valve stop, 12 – delivery valve spring, 13 – delivery valve assembly, 14 – spill plug, 15 – plunger, 16 – upper spring collar, 17 – plunger spring, 18 – lower spring collar, 19 – operating rack, 20 – overload stop screw [2]

Rys. 2. Elementy pompy paliwa: 1 – stojak obrotowy, 2 – wspornik, 3 – blokada, 4 – wskaźnik ustawienia, 5 – pierścień popychacza, 6 – tłok popychacza, 7 – pierścień, 8 – koło zębate, 9 – tłok, 10 – zawór odpowietrzający, 11 – zawór odcinający, 12 – sprężyna, 13 – element montażowy zaworu, 14 – korek, 15 – tłok, 16 – górny kołnierz sprężyny, 17 – sprężyna, 18 – dolny kołnierz sprężyny, 19 – zębatka, 20 – element przeciążeniowy [2]

## 5. Results and discussion

### 5.1 HFRR

Test for each temperature has been repeated three times, calculated averages are reported in Table 5.

Wear scar measured for ULSD is shown in Fig. 3. Measured diameter of 320 μm is consistent with values available in literature.

## 5. Wyniki

### 5.1. HFRR

Dla każdej zadanej temperatury pomiar właściwości smarnych wykonano trzykrotnie; obliczone wartości średnie podano w tabeli 5.

Table 5. HFRR test results  
Tabela 5. Wyniki testu HFRR

Fuel/ paliwo	Tempe- rature/ tempera- tura	MWSD	WS1.4	Avg. film/ film	Avg. friction coefficient/średni współczynnik tarcia
	[degC]	[μm]	[μm]	[%]	[-]
ULSD	60	315.0	320.0	83	0.176
Fat	60	85.5	102.3	100	0.069
Fat	75	86.5	104.2	100	0.078
Fat	90	89.5	108.9	100	0.082

Where: MWSD – uncorrected mean wear scar diameter;  
WS1.4 – corrected wear scar diameter/*MWSD – nieskorygowana  
średnia średnica śladu zużycia; WS1.4 – skorygowana średnica  
śladu zużycia*

Na rysunku 3 przedstawiono ślad zużycia dla oleju napędowego przy temperaturze 60 °C. Zmierzona średnica 320 μm jest porównywalna z danymi literaturowymi.

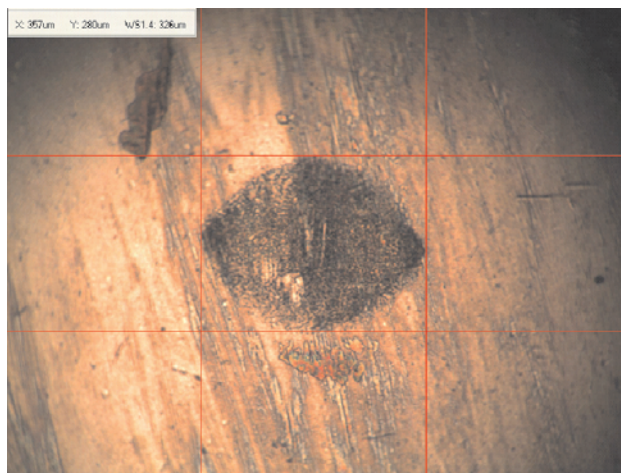


Fig. 3. Wear scar captured by digital microscope; ULSD at 60 degC

Rys. 3. Średnica śladu zużycia dla oleju napędowego przy temperaturze 60 °C

Zgodnie z przewidywaniami zmierzona średnica śladu zużycia dla tłuszczu zwierzęcego jest znacząco mniejsza (rys. 4). Wynik można tłumaczyć wysokim nienasyceciem tłuszczu – obecnością wiązań podwójnych, potwierdzonych przez wysoką liczbę jodową. Tłuszcz zwierzęcy zawiera około 10% tlenu, co poprawia jego właściwości smarne. Knothe i Steidley [11] wskazują na doskonałe właściwości smarne kwasów oleinowego i linolowego, potwierdzone brakiem wystąpienia śladu zużycia podczas przeprowadzonych testów. Dwa wymienione kwasy stanowią ponad 50% składu tłuszczu zwierzęcego [12]. Różnice w smarności oleju napędowego i tłuszczu są bardziej widoczne, gdy porówna się

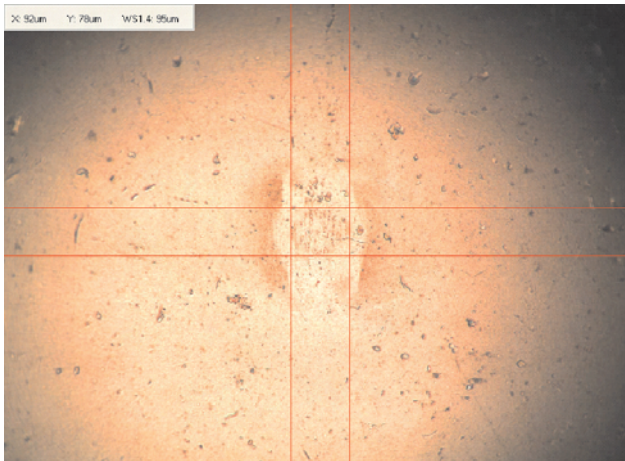


Fig. 4. Wear scar captured by digital microscope; Animal Fat at 60 degC  
Rys. 4. Średnica śladu zużycia dla tłuszczu przy temperaturze 60 °C

parametry filmu pomiędzy dwoma powierzchniami współpracującymi. Przy zastosowaniu tłuszczu zwierzęcego film powstaje już w piątej minucie testu, podczas gdy dla oleju napędowego pokrycie nie przekracza 85% podczas całego testu. Porównanie grubości filmu dla dwóch badanych paliw przedstawiono na rys. 5. Porównanie obejmujące pierwsze pięć minut testu przedstawiono na rys. 6. Lepsze właściwości smarne tłuszczu potwierdza również zmierzony niższy współczynnik tarcia (rys. 7).

Nie stwierdzono wpływu wyższej temperatury na właściwości smarne. Średnica śladu zużycia przy najwyższej temperaturze testu (90 °C) wzrosła o 7 μm, co przedstawiono na rys. 8. Współczynnik tarcia wzrósł o 0,013, co wskazuje na gorszą współpracę powierzchni.

Wyniki przeprowadzonych testów metodą HFRR są zbieżne z wynikami dostępnymi w literaturze. Udowodniono, że zanieczyszczenia obecne w tłuszczu zwierzęcym, mieszczące się w zakresie przyjętej normy wewnętrznej, nie

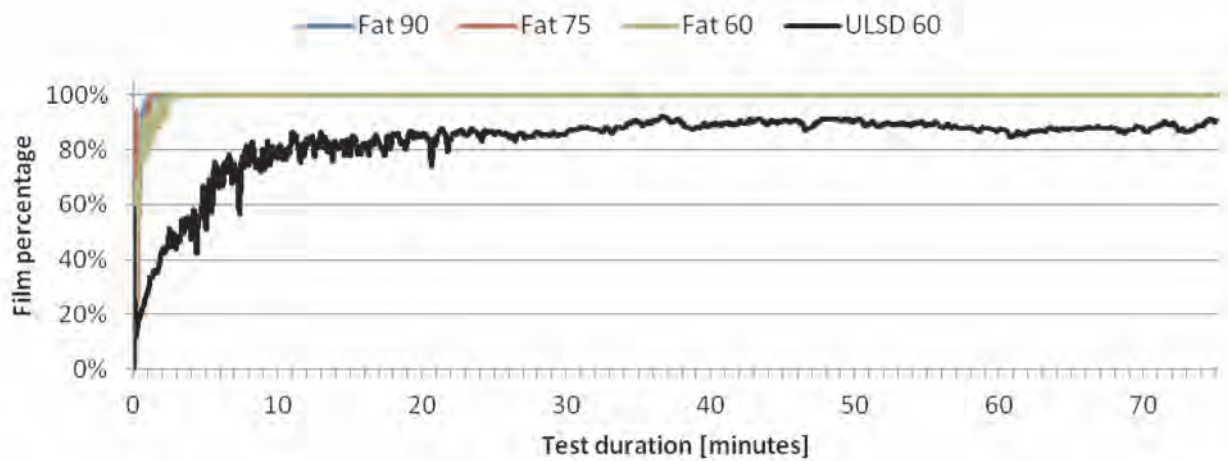


Fig. 5. Film coverage percentage for ULSD and animal fat at a range of temperatures  
Rys. 5. Udział filmu dla oleju napędowego i tłuszczu przy różnych temperaturach

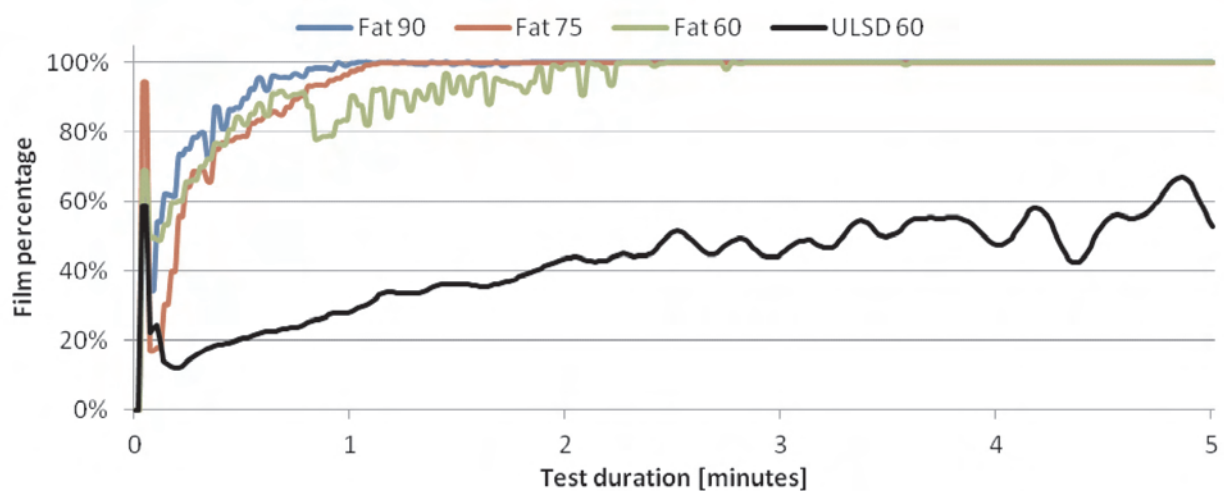


Fig. 6. Film coverage percentage for ULSD and animal fat at range of temperatures – first five minutes of the HFRR test  
Rys. 6. Udział filmu dla oleju napędowego i tłuszczu przy różnych temperaturach – pierwsze pięć minut testu HFRR

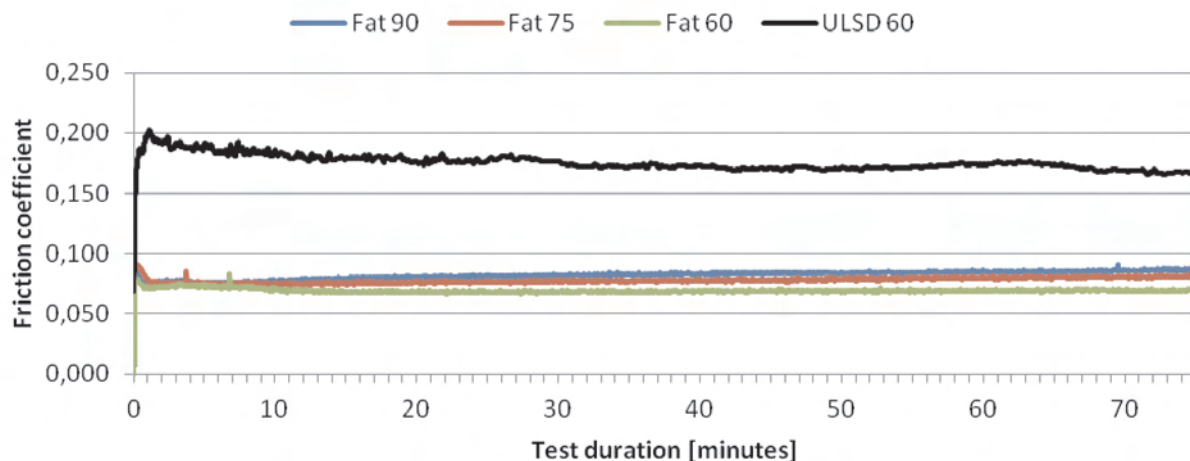


Fig. 7. Friction coefficient for ULSD and animal fat at range of temperatures

Rys. 7. Współczynnik tarcia dla oleju napędowego i tłuszczu przy różnych temperaturach

As expected wear scar diameter is significantly lower for animal fat than for diesel fuel. Measurement result is shown in Fig. 4. It can be explained by high unsaturation of animal fat – presence of double bonds, indicated by high iodine number. Animal fat contains 10% oxygen that improves lubricity. According to Knothe and Steidley [11] oleic and linoleic acids have excellent lubricating properties, as no wear scar has been recorded. Those two components constitute more than 50% of animal fat composition [12]. Differences in lubricity of animal fat and ULSD are even more significant if film coverage is compared. For animal fat the liquid film is developed after less than 5 minutes of HFRR test whilst for ULSD it never exceeds 85% of coverage. Comparison of film thickness for both analysed fuels is given in Figure 5 and more detailed comparison focusing on the first 5 minutes of test is given in Figure 6. Better lubricity of animal fat can also be proved by lower friction coefficient; in all cases difference is significant. Comparison is given in Figure 7.

No significant impact of elevated temperature on lubricating properties has been detected. Wear scar diameter increased for highest test temperature (90 degC) by 7  $\mu\text{m}$ ; wear scar is shown in Figure 8. Friction coefficient increased by 0.013 indicating slightly worse lubrication.

HFRR test results are consistent with those that could be expected from literature review. It proved that impurities present in fuel prepared for engine trials do not affect the lubricating properties. Lack of any significant increase of wear scar diameter for high temperature test ensures that fuel preheating, necessary for viscosity reduction, will not have negative impact on fuel pumps wear.

## 5.2 Fuel pumps

In total 12 pumps (2 sets) were tested, each used for approximately 1000 hours. The engine usually operated at high loads, above 75% of nominal power. Throughout the duration of trials no issues with fuel pumps were recorded.

pogarszają właściwości smarnych. Brak znaczącego wzrostu średnicy śladu zużycia dla wyższych temperatur paliwa pozwala przypuszczać, iż jego podgrzewanie, mające na celu obniżenie lepkości, nie będzie skutkowało przyspieszonym zużyciem pomp wtryskowych.

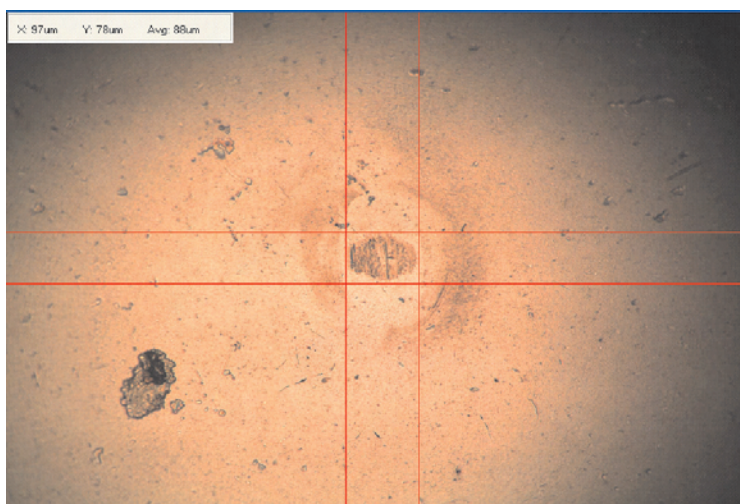


Fig. 8. Wear scar captured by digital microscope; Animal Fat at 90 degC

Rys. 8. Średnica śladu zużycia dla tłuszczu przy temperaturze 90 °C

## 5.2. Pompy wtryskowe

Do badań użyto dwunastu pomp (2 zestawy po 6 sztuk). Wszystkie pompy testowano przez około tysiąc godzin. Silnik pracował pod wysokim obciążeniem (75% mocy nominalnej). Podczas badań nie stwierdzono problemów eksploatacyjnych. Stanowi to potwierdzenie wyników testów laboratoryjnych i dobrych właściwości smarnych tłuszczów zwierzęcych. Zastosowany proces filtracji paliwa pozwolił na uzyskanie paliwa o właściwościach umożliwiających stosowanie go w silniku wysokoprężnym. Należy zaznaczyć, że stosowanie tłuszczów zwierzęcych w silnikach wyposażonych w system common rail wymaga dalszych badań i możliwych zmian w specyfikacji.

It confirms laboratory test results and excellent lubricating properties of animal fat. The filtration process used for fuel pre-treatment is efficient enough to provide fuel with set of properties enabling trouble-free usage in the reciprocating engine fuel supply system. It has to be noted that implementation of these fuels for new common rail systems may require further investigation and specification alteration.

Fuel not complying with specification given in Table 1 has also been tested. Contamination with polyethylene, ash and insoluble impurities was noticeably higher. As a result, fuel pumps were damaged within less than 100 hours. Seal between plunger and guide was lost and fuel was leaking to the orifice below the fuel pumps, shown in Fig. 9 (picture has been taken through inspection window below fuel pump assembly; fuel droplets reflect flash light and are visible as group of white points surrounding the plunger). Fuel injection pressure could not be maintained at the required level, therefore it was impossible to operate engine at high load. Low injection pressure had an impact on the fuel spray resulting in increase of emissions of unburned hydrocarbons and carbon monoxide by approximately 300%. Pumps were later dismantled and visual inspection of plunger surface confirmed wear signs caused by higher level of impurities present in the fuel. It has to be highlighted that damage occurred despite having standard fuel filter in place (5 micron cartridge).

## 6. Conclusions

The conducted research confirmed excellent lubricating properties of animal fat. Very small wear scar diameter for all checked temperatures encourages raising fuel preheating temperature and in consequence enabling viscosity reduction without concerns related to wear of fuel supply system elements. Test proved that fuel pre-treatment process, developed by the company partner, consisting of dual stage filtration is good enough to provide fuel that can be used in reciprocating engine without negative impact on fuel supply system. Laboratory tests have been confirmed by results obtained from research engine facility where two sets of fuel pumps withstand an endurance trail of more than 1000 hours. Engine trial confirmed that limits given in 'internal specification' were set up at correct level. Further research is required to develop specifications for more advanced fuel supply systems such as common rail.

Preheated animal fat can be used as an alternative fuel provided that appropriate filtration method is applied. Considering its low sulphur content it can be seen as interesting alternative fuel or lubricity enhancer in blends with conventional fuels.

## Acknowledgements

The Technology Strategy Board of HM Government is gratefully acknowledged for part-funding of the Knowledge Transfer Partnership Project which made this work possible. John Pointon & Sons Ltd. is thanked for part-funding the

Paliwo niespełniające wymogów normy podanych w tabeli 1 zostało również przetestowane. Poziom zanieczyszczenia polietylenem, popiołami i osadami był znacząco wyższy. Pompy wtryskowe uległy awarii w czasie krótszym niż 100 godzin. Doszło do uszkodzenia powierzchni tłoczka i korpusu pompy – w efekcie paliwo wyciekało do przestrzeni pod pompą. Wyciek przedstawiono na rys. 9 (fotografia wykonana przez okno kontrolne znajdujące

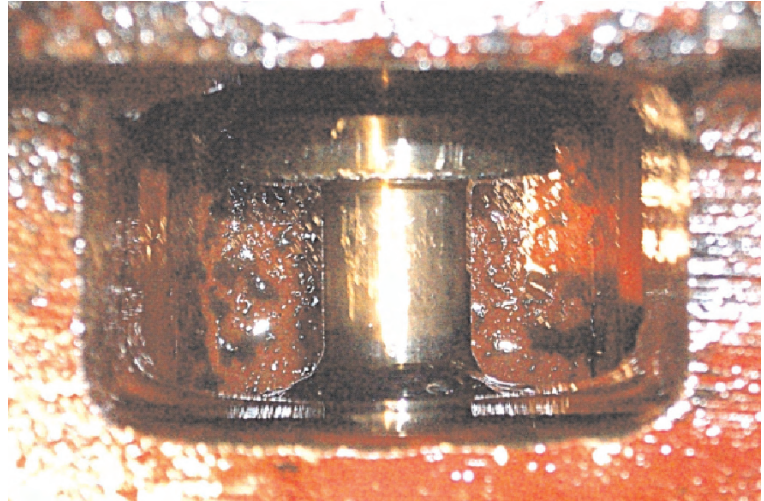


Fig. 9. Fuel leaking from damaged pump

Rys. 9. Wyciek paliwa z uszkodzonej pompy wtryskowej

się w dolnej części korpusu pompy; krople paliwa odbijają światło lampy błyskowej i widoczne są jako grupa białych punktów otaczających tłoczek). Zaobserwowano znaczny spadek ciśnienia wtrysku, co uniemożliwiło pracę przy wysokim obciążeniu. Niskie ciśnienie wtrysku pogorszyło rozpylenie paliwa, powodując zwiększenie emisji węglodorów i tlenu węgla o około 300%. Po demontażu pomp zaobserwowano zwiększone zużycie powierzchni korpusu pomp i tłoczków, prawdopodobnie spowodowane zanieczyszczeniami obecnymi w paliwie. Należy zaznaczyć, że pompy uległy uszkodzeniu pomimo zastosowania sprawnego filtra paliwa (wkład 5  $\mu$ m).

## 6. Podsumowanie

Przeprowadzone badania potwierdziły bardzo dobre właściwości smarne tłuszczów zwierzęcych. Mała średnica śladu zużycia zmierzona dla wszystkich badanych temperatur pozwala na przyjęcie podgrzewania jako właściwej metody obniżania lepkości, niemającej negatywnego wpływu na zużycie aparatury paliwowej. Wyniki dowodzą, iż proces produkcji i dwuetapowej filtracji wdrożony przez firmę John Pointon & Sons Ltd. pozwala na uzyskanie paliwa o właściwościach umożliwiających zastosowanie go w silnikach spalinowych bez negatywnego wpływu na system zasilający. Wyniki badań laboratoryjnych zostały potwierdzone długoterminowymi (1000 godzin) testami pomp wtryskowych. Testy te potwierdziły, że limity obecności zanieczyszczeń zawarte w normie wewnętrznej zostały określone na właściwym poziomie. Dalsze badania są niezbędne do sformu-

project, providing fuel samples and laboratory services. Some equipment used in this research was funded by Advantage West Midlands and the European Regional Development Fund as part of the Science City Research Alliance Energy Efficiency project.

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CPO	Crude Palm Oil
HFRR	High Frequency Reciprocating Rig
SVO	Straight Vegetable Oil
ULSD	Ultra Low Sulphur Diesel
WSD	Wear Scar Diameter

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

lowania specyfikacji dla paliw przeznaczonych do silników wyposażonych w systemy common rail.

Tłuszcze zwierzęce mogą być używane jako paliwa alternatywne pod warunkiem wprowadzenia odpowiedniego procesu przygotowania i filtracji. Ze względu na małą zawartość siarki tłuszcze stanowią interesujące paliwo alternatywne lub ulepszcacz smerności w mieszaninach z paliwami konwencjonalnymi.

### Podziękowania

Autorzy pragną wyrazić podziękowania dla The Technology Strategy Board of HM Government za częściowe ufundowanie programu Knowledge Transfer Partnership Project, w ramach którego prowadzono badania, oraz dla firmy John Pointon & Sons Ltd. za współfinansowanie projektu, dostarczenie próbek paliwa i badania laboratoryjne. Sprzęt laboratoryjny użyty w badaniach został ufundowany przez Advantage West Midlands i Europejski Fundusz Rozwoju Regionalnego w ramach projektu „Science City Research Alliance Energy Efficiency Project”.

### Bibliography/Literatura

- [1] Lacey P.I., Mason R.L., Fuel Lubricity: Statistical Analysis of Literature Data. SAE, 2000. 2000-01-1917. ISSN, DOI: 10.4271/2000-01-1917.
- [2] Anastopoulos G.L., Karonis E., Kalligeros D., Zannikos S.: Impact of oxygen and nitrogen compounds on the lubrication properties of low sulfur diesel fuels. Energy, 2004. 30(2-4): p. 415-426. ISSN: 0360-5442.
- [3] Gomes H.O., Rocha M.I., da Silva R.C.F.: Diesel Fuel Composition Effect on Lubricity. SAE, 2003. 2003-01-3568. ISSN, DOI: 10.4271/2003-01-3568.
- [4] Knothe G.: The Lubricity of Biodiesel. SAE, 2005. 2005-01-3672. ISSN, DOI: 10.4271/2005-01-3672.
- [5] Geller D.P., Goodrum J.W.: Effects of specific fatty acid methyl esters on diesel fuel lubricity. Fuel, 2004. 83(17-18): p. 2351-2356. ISSN: 0016-2361.
- [6] Sulek M.W., Kulczycki A., Malysa A.: Assessment of lubricity of compositions of fuel oil with biocomponents derived from rape-seed. Wear, 2010. 268(1-2): p. 104-108. ISSN: 0043-1648.
- [7] Piaszyk J., Wyszynski M.L., Tsolakis A.: Acidity of Tallow (Animal Fat) and Its Effect on Suitability of Tallow as Fuel in Electricity Generating Engines. Archivum Combustionis, 2010. 30(4): p. 471-480. ISSN.
- [8] ASTM, Evaluating Lubricity of Diesel Fuels by the High-Frequency Reciprocating Rig (HFRR). 2011: D6079 - 11.
- [9] PCS-Instruments. 2011 25/04/2011 ]; Available from: <http://www.pcs-instruments.com/hfrr/specimens/hfrr-specimens.shtml>.
- [10] Ruston-Paxman-Diesel, Ruston Instruction Manual – 6AR1 Vertical Diesel Engines. T546 ed, Lincoln: Ruston-Paxman-Diesel.
- [11] Knothe G., Steidley K.R.: Lubricity of components of biodiesel and petrodiesel. The origin of biodiesel lubricity. Energy & Fuels, 2005. 19(3): p. 1192-1200. ISSN: 0887-0624.
- [12] Gunstone F.: Oils and Fats in the Food Industry. 2008: Wiley-Blackwell.

Miroslaw L. Wyszynski MEng, PhD, MSAE, MSIMP, PTNSS – Professor in the School of Mechanical Engineering at University of Birmingham, UK.

Prof. dr inż. Miroslaw L. Wyszynski – profesor na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Birmingham, Wielka Brytania.

e-mail: [m.l.wyszynski@bham.ac.uk](mailto:m.l.wyszynski@bham.ac.uk)



Jakub Piaszyk Jakub, MEng. – PhD research student in the School of Mechanical Engineering at University of Birmingham, UK.

Mgr inż. Jakub Piaszyk – doktorant na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Birmingham, Wielka Brytania.

e-mail: [j.piaszyk@bham.ac.uk](mailto:j.piaszyk@bham.ac.uk)



## Modelling and analysis of some parameters of thermal cycle of IC engine with EGR

*The results of modelling of thermal cycle of spark ignition internal combustion engine with exhaust gas recirculation are presented. Results of the impact of EGR on the emission of NO in the exhaust and heat release rate are presented. The optimization of thermal cycle was carried out in terms of ignition advance angle in order to obtain the possible highest value of efficiency and the least NO emission. Optimizing the engine cycle, a compromise between the thermodynamic parameters of cycle and emissions can be reached.*

Key words: engine, emission, modelling, exhaust gas recirculation

### Modelowanie i analiza wybranych parametrów obiegu cieplnego silnika tłokowego z EGR

*W pracy przedstawiono wyniki modelowania obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego z recyrkulacją spalin. Przedstawiono wyniki wpływu EGR na emisję NO oraz szybkość wydzielania ciepła. Przeprowadzono optymalizację obiegu silnika pod względem kąta wyprzedzenia zapłonu w celu osiągnięcia możliwie największej wartości sprawności obiegu przy niskiej emisji NO. Optymalizując cykl silnika, uzyskano kompromis między parametrami termodynamicznymi obiegu a osiąganą emisją spalin.*

Słowa kluczowe: silnik, toksyczność spalin, modelowanie, recyrkulacja spalin

### 1. Introduction

Engines are designed to minimize exhaust emissions while maximize power and economy. Emissions can be reduced by equipping the engine with advanced exhaust after-treatment systems, or by controlling the combustion process occurring in the cylinder of internal combustion engine. One of possible methods which make possible to reduce of exhaust emission is exhaust gas recirculation. A fraction of the engine exhaust gases is recycled to the intake to dilute fresh mixture for control of  $\text{NO}_x$  emission [6]. This method is called exhaust gas recirculation (EGR). The recycled gases reduce the in-cylinder temperature and a decrease in knocking tendency. Exhaust gas recirculation is an effective way to reduce  $\text{NO}_x$  in exhaust. An analysis of the literature suggests that in practice, are used two types of exhaust gas recirculation. One is called the hot EGR, in which the hot exhaust gases are delivered to intake manifold. The second type is cooled EGR, when the gas cooler system is applied. The exhaust gases supplied to the inlet system are cooled. Modelling and testing of engines in order to minimize their adverse impact on the environment are carried out by many researchers, as evidenced by, inter alia, the work [1, 4–7, 9, 10]. The ignition processes strongly affect the overall performance in spark ignition engines. Thermal efficiency and the level of  $\text{NO}_x$  emission are strongly influenced by ignition timing. Advancing the ignition timing causes the combustion process to occur earlier in the engine thermal cycle which leads to increased peaks of pressure and temperature during the combustion process. This is because of most of the fuel is burned before top dead center (TDC). Advancing the ignition timing, makes the combustion process occur near to TDC which is the ideal crank angle for combustion [17]. Advanc-

### 1. Wstęp

Silniki są tak budowane, aby osiągać jak największe osiągi przy minimalnej emisji zanieczyszczeń. Emisja toksycznych składników spalin może być ograniczona dzięki wyposażeniu silnika w zaawansowane układy oczyszczania spalin lub przez kontrolowanie procesu spalania zachodzącego w cylindrze tłokowego silnika spalinowego. Jednym z możliwych rozwiązań ograniczających emisję toksycznych składników spalin jest recyrkulacja spalin. Część spalin jest zwracana do układu dolotowego silnika w celu kontroli emisji  $\text{NO}_x$  [6]. Metoda ta jest nazywana recyrkulacją spalin (EGR). Recyrkulowane gazy wylotowe ograniczają temperaturę w cylindrze oraz spalanie stukowe. Recyrkulacja spalin jest efektywną metodą do redukcji  $\text{NO}_x$  w spalinach. Na podstawie literatury można stwierdzić, że w praktyce są wykorzystywane dwie metody recyrkulacji spalin. Jedna jest nazywana gorącym EGR – gdy do układu dolotowego kierowane są gorące spaliny. Druga jest nazywana zimnym EGR – w systemie recyrkulacji jest zastosowana chłodnica spalin. Doprowadzane spaliny do układu dolotowego są schłodzone. Wielu badaczy prowadziło badania zarówno modelowe, jak i eksperymentalne niekorzystnego wpływu silników spalinowych na środowisko naturalne, między innymi w pracach [1, 4–7, 9, 10]. Proces zapłonu ma istotny wpływ na parametry pracy silnika tłokowego. Kąt wyprzedzenia zapłonu silnie wpływa na sprawność obiegu silnika oraz na poziom emisji  $\text{NO}_x$ . Przyspieszanie kąta wyprzedzenia zapłonu powoduje wcześniejsze inicjowanie procesu spalania w cyklu silnika, co powoduje zwiększenie maksymalnego ciśnienia i temperatury. Spowodowane jest to spalaniem większości paliwa przed GMP. Przyspieszanie kąta wyprzedzenia zapłonu powoduje zachodzenie procesu

ing the ignition timing for a lean air-fuel mixtures causes the combustion process to occur earlier in the thermal cycle, which results in higher peak pressures and temperatures, what is the reason of higher rates of  $\text{NO}_x$  formation. The high level of  $\text{NO}_x$  concentration is believed to be caused by the increase of peak temperature and a high oxygen concentration. Sasaki and coworkers [10] have investigated the impact of amount of EGR on the direct injection gasoline engine performance. They reported that according to the increase of EGR rate, the combustion at the late period was hastened in spite of reduction of the initial burning rate. In consequence, both HC and  $\text{NO}_x$  were reduced by EGR [10]. They found that an appropriate volume of EGR improves fuel economy and HC emission. This phenomenon is presumably due to the intake temperature increase by EGR, which improved the flame propagation in the relatively lean area of the air-fuel mixture. The limit to the share of EGR is presumably because of the worsened flame propagation associated with reduced oxygen concentration [10].

Abda-Alla [1] in their work has presented results of impact of EGR on the emission of SI engine. He stated that the effect of EGR on engine performance and efficiency, for mixtures with  $\lambda > 1$ , is similar to the addition of excess air ratio. Both EGR and excess air dilute the unburned mixture. EGR also reduces the combustion rate, which makes stable combustion more difficult to achieve. At constant burn duration and brake mean effective pressure, the brake specific fuel consumption (BSFC) decreases with increasing EGR [1]. Cha [5] and all have studied the EGR system to reduce nitrogen oxides emission, to improve fuel economy and suppress knock by using the characteristics of charge dilution. The optimum EGR rate should be carefully determined in order to obtain the better engine performance and emissions. They found that the engine power decreased with EGR rate, and increased as the spark timing is advanced. As EGR rate increases, the spark timing of maximum engine power would be advanced. This means that optimum spark timing for engine power and fuel economy depends on the EGR rate [5]. Ibrahim and Bari [7] have studied a natural gas spark-ignition engine employing cooled exhaust gas recirculation (EGR) strategy in a high pressure inlet condition. A two-zone combustion model was developed to simulate the in-cylinder conditions during combustion. It was found that the value of the compression ratio at which the minimum fuel consumption occurs varies with the engine speed. Cooled EGR has the potential on reducing the maximum burned gas temperature and consequently NO emission at high compression ratio conditions [7].

The paper presents the modelling results of thermal cycle of internal combustion engine with exhaust gas recirculation and an impact of EGR on NO emission and heat release rate.

## 2. Modelling results

Modelling of the thermal cycle of the test SI engine using the FIRE software was conducted. As the research object was taken internal combustion spark ignition test engine S320ER, operated at constant rotational speed equal to 1000 rpm. The

spalania blisko GMP, a to położenie jest idealne dla procesu spalania [17]. Zwiększanie kąta zapłonu w silniku spalającym mieszanki ubogie powoduje wcześniejsze inicjowanie procesu spalania w cyklu, którego efektem jest zwiększenie wartości szczytowych ciśnienia i temperatury, a to jest przyczyną powstawania większej ilości  $\text{NO}_x$  w spalinach. Uważa się, że poziom emisji  $\text{NO}_x$  zależy od wartości maksymalnej temperatury w cyklu silnika oraz od koncentracji tlenu w komorze spalania. Sasaki ze współpracownikami [10] badali wpływ wartości EGR na osiągi silnika z wtryskiem bezpośrednim. Stwierdzili oni, że zwiększając udział EGR, mimo zmniejszenia początkowej szybkości spalania, uzyskano zwiększoną szybkość spalania w końcowej fazie procesu. W konsekwencji zarówno HC, jak i  $\text{NO}_x$  zostały zredukowane przez EGR [10]. Stwierdzili oni także, że odpowiednia wartość EGR zmniejsza zużycie paliwa oraz emisję HC. Zjawisko to jest prawdopodobnie spowodowane wzrostem temperatury świeżego ładunku przez EGR, co poprawia warunki do rozprzestrzeniania się płomienia w relatywnie ubogim obszarze mieszanki paliwowo-powietrznej. Ograniczenie udziału EGR jest spowodowane pogorszeniem warunków propagacji płomienia wywołane ograniczoną koncentracją tlenu w komorze spalania [10].

Abda-Alla [1] w swojej pracy zaprezentował wyniki wpływu EGR na emisję silnika ZI. Stwierdził, że wpływ EGR na osiągi silnika oraz sprawność dla mieszanek o  $\lambda > 1$  jest podobny do powodowanego zubażaniem mieszanki. Zarówno EGR, jaki i zwiększanie współczynnika nadmiaru powietrza zubaża mieszankę. EGR także zmniejsza szybkość spalania, co utrudnia osiąganie stabilnego procesu spalania. Przy stałej długości spalania i średnim ciśnieniu efektywnym jednostkowe zużycie paliwa (BSFC) maleje ze wzrostem udziału EGR [1]. Cha i inni [5] wykorzystywali recyrkulację spalin do ograniczania emisji tlenków azotu, zmniejszenia zużycia paliwa oraz ograniczenia spalania stukowego. Optymalny udział EGR powinien być dokładnie określony w celu uzyskania najlepszych parametrów silnika i emisji. Stwierdzili oni, że moc silnika maleje ze wzrostem udziału EGR, a wzrasta ze zwiększaniem kąta zapłonu. Ze wzrostem udziału EGR w celu osiągnięcia maksymalnych parametrów silnika należy przyspieszać zapłon. Znaczy to, że optymalny kąt zapłonu dla osiągnięcia największej mocy oraz najmniejszego zużycia paliwa zależy od udziału EGR [5]. Ibrahim i Bari [7] badali silnik ZI zasilany gazem ziemnym, wyposażony w system zimnego EGR w warunkach wysokiego ciśnienia w układzie dolotowym. Dokonali modelowania procesu spalania w cylindrze silnika modelem dwustrefowym. Stwierdzili, że wartość stopnia sprężania, przy którym występuje minimalne zużycie paliwa zależy od prędkości obrotowej silnika. Zimne EGR ma zdolność zmniejszania temperatury spalania i konsekwentnie emisji NO przy dużych stopniach sprężania [7].

W pracy przedstawiono wyniki modelowania obiegu cieplnego silnika z recyrkulacją spalin oraz wpływ EGR na emisję NO w spalinach oraz szybkość wydzielania ciepła.

researches was conducted for a wide range of excess air ratio and EGR share, accepted by engine. During the model tests the cold EGR was used. During the experimental researches engine was characterized by a high tendency to knock. Optimizing the engine thermal cycle, the knock process was considered [13–15].

The percentage of exhaust gases recycled back to the engine intake (%EGR) was calculated as a percentage of the total inlet mass flow rate as follows:

$$\%EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_a + \dot{m}_f + \dot{m}_{EGR}} \quad (1)$$

where:  $\dot{m}_{EGR}$  is mass rate of EGR,  $\dot{m}_a$  is mass rate of air,  $\dot{m}_f$  is mass rate of fuel respectively in kg/s.

One of the parameters determining the performance of the combustion process in the engine is the mean indicated pressure.

$$p_i = \frac{\sum_{-180}^{180} \frac{p_n + p_{n+1}}{2} (V_{n+1} - V_n)}{V_s} \quad (2)$$

where:  $p_n, p_{n+1}$  are instantaneous values of the pressure in the cylinder [MPa],  $V_n, V_{n+1}$  are instantaneous values of the cylinder volume [m<sup>3</sup>],  $V_s$  is displacement volume [m<sup>3</sup>].

The average value of the indicated efficiency, expressed in % is equal to:

$$\eta_i = \frac{p_i V_s}{Q} 100\% \quad (3)$$

where  $Q$  is total heat supplied to the engine [MJ].

The heat supplied to the engine cylinder:

$$Q = \frac{V \rho W}{0.5 n t} \quad (4)$$

where:  $V$  is volume of gasoline delivered to the engine cylinder [m<sup>3</sup>],  $\rho$  is density of gasoline [kg/m<sup>3</sup>],  $W$  is calorific value of gasoline [MJ/kg],  $n$  is speed engine [rpm],  $t$  is time consumption of gasoline delivered to the engine cylinder [min].

Determined an engine efficiency is the gross efficiency, the modelling does not include charge exchange loop.

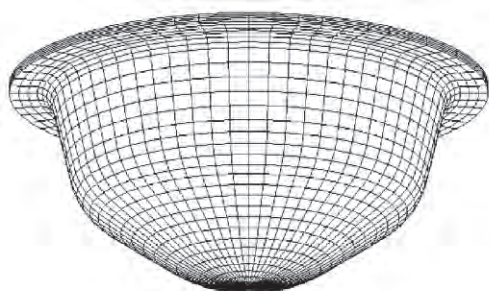


Fig. 1. The computational mesh for combustion chamber  
Rys. 1. Siatka obliczeniowa komory spalania

## 2. Wyniki modelowania

Modelowanie obiegu cieplnego silnika ZI przeprowadzono w programie FIRE. Jako obiekt badań wykorzystano badawczy tłokowy silnik spalinowy o zapłonie iskrowym S320ER. Silnik pracował ze stałą prędkością obrotową 1000 obr/min. Badania były prowadzone dla szerokiego zakresu współczynnika nadmiaru powietrza i udziału EGR, akceptowanego przez silnik. W czasie badań modelowych użyto zimny EGR. Podczas badań eksperymentalnych okazało się, że silnik charakteryzuje się dużą skłonnością do spalania stukowego. Podczas badań optymalizacyjnych brano pod uwagę ograniczający wpływ spalania stukowego [13–15].

Udział procentowy recyrkulowanych spalin do układu dolotowego silnika (% EGR) był określany jako procent całkowitej masy dostarczanej do cylindra – wzór (1), gdzie:  $\dot{m}_{EGR}$  – udział masowy EGR,  $\dot{m}_a$  – udział masowy powietrza,  $\dot{m}_f$  – udział masowy paliwa, odpowiednio w kg/s.

Jednym z określanych parametrów charakteryzujących obieg cieplny silnika jest średnie ciśnienie indykowane, obliczane na podstawie zależności (2), gdzie:  $p_n, p_{n+1}$  – chwilowe wartości ciśnienia w cylindrze [MPa],  $V_n, V_{n+1}$  – chwilowe wartości objętości cylindra [m<sup>3</sup>],  $V_s$  – objętość skokowa [m<sup>3</sup>].

Wartość sprawności indykowanej, wyrażonej w %, przedstawia wzór (3), gdzie:  $Q$  ciepło dostarczone w paliwie do silnika [MJ].

Ciepło dostarczone do cylindra silnika – wzór (4), gdzie:  $V$  – objętość paliwa dostarczona do cylindra silnika [m<sup>3</sup>],  $\rho$  – gęstość paliwa [kg/m<sup>3</sup>],  $W$  – wartość opałowa benzyny [MJ/kg],  $n$  – prędkość obrotowa silnika [obr/min],  $t$  – czas zużycia dostarczonego paliwa do cylindra silnika [min].

Wyznaczoną sprawność silnika należy traktować jako wartość brutto, ponieważ nie uwzględniono pętli wymiany ładunku.

Badania modelowe (rys. 1) były prowadzone w programie FIRE [3]. Pierwszym etapem modelowania była kalibracja modelu przez porównywanie przebiegów ciśnienia uzyskanych modelowaniem z przebiegami uzyskanymi eksperymentalnie. Weryfikacja modelu była przeprowadzona zarówno dla warunków bez spalania stukowego, jak i ze spalaniem stukowym. Uzyskana satysfakcjonująca zgodność wyników modelowania z eksperymentem pozwoliła na przeprowadzenie zasadniczych badań modelowych. Wyniki weryfikacji modelu zaprezentowano w już opublikowanych i przyjętych do druku pracach [13–15].

Jako paliwo przyjęto węglowodór  $C_8H_{17}$ . Modelowanie procesu spalania przeprowadzono z wykorzystaniem modelu ECFM [3]. Ten model spalania bazuje na zjawisku turbulentnego mieszania strefy powietrza, paliwa i gazów spalinowych. Model ECFM został zbudowany z myślą o modelowaniu spalania w silniku o zapłonie iskrowym. Model ten umożliwia modelowanie spalania mieszanek paliwowo-powietrznych z EGR oraz tworzeniem NO. Opiera się on na opisie niespalonej i spalonej strefy ładunku. Koncepcja modelu spalania jest oparta na idei spalania laminarnego, gdzie prędkość i grubość frontu płomienia są określone średnią wartością na całej jego długości. Grubość

Model tests (Fig. 1) were carried out in FIRE software [3]. The first stage of model calibration was comparing the courses of pressure taken from the real test engine with the course obtained by the FIRE software modelling. The verification was carried out for both conditions with and without knock combustion.

Satisfactory agreement of obtained results allowed to start fundamental modelling and some results are presented in this paper. Results of experimental verification of model are presented in the already published or accepted for printing articles [13–15].

As a fuel  $C_8H_{17}$  hydrocarbon was taken. For modelling the combustion process used Extended Coherent Flame Model (ECFM) [3]. This combustion model is based on the phenomenon of turbulent mixing zone of air, fuel and exhaust. The ECFM has been developed in order to describe combustion process in spark ignition engines. This model allows the modelling of the combustion process of air-fuel mixtures with EGR effect and NO formation. The model relies on description of unburned and burnt zones of the gas. The concept of combustion model is based on a laminar flamelet idea, whose velocity and thickness are mean values, integrated along the flame front. The thickness of the layer of flame front depends on the pressure, the temperature and content of unburned fuel in the fresh zone. In addition, it is assumed that reaction takes place within relatively thin layers that separate the fresh unburned gas from the fully burnt gas. This model uses a 2-step chemistry mechanism for the fuel conversion.



The second reaction (6) of formation of CO and  $H_2$  is taken into account for stoichiometric and fuel-rich mixtures, while for lean mixtures this reaction is omitted. The unburned gas phase consists of 5 main unburned species: fuel,  $O_2$ , N,  $CO_2$  and  $H_2O$ . The burnt gas phase it is assumed that no fuel remains. The burnt gas is composed of 11 species, such as  $O$ ,  $O_2$ , N,  $N_2$ , H,  $H_2$ , CO,  $CO_2$ ,  $H_2O$ , OH and NO. Modeling was carried out using the exhaust gas recirculation. For each share of EGR from 0 to 12.5% at 2.5% was also carried out optimization of ignition timing advance. An example of such optimization is shown in Fig. 2.

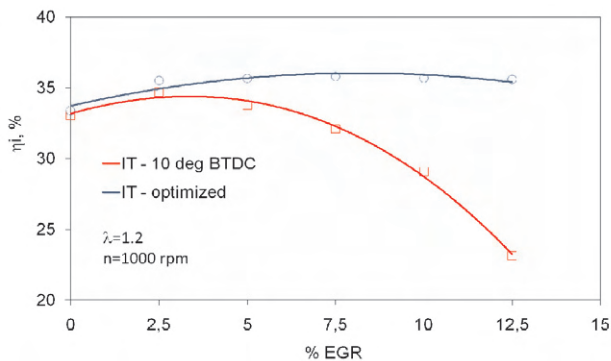


Fig. 2. Indicated thermal efficiency courses for  $\lambda = 1.2$

Rys. 2. Sprawność indykowana silnika dla  $\lambda = 1,2$

warstwy frontu płomienia zależy od ciśnienia, temperatury i zawartości niespalonego paliwa w strefie świeżego ładunku. Dodatkowo zakłada się, że reakcje zachodzą w relatywnie cienkiej warstwie, która oddziela gazy niespalone od już całkowicie spalonych. Model ten wykorzystuje dwustopniowy mechanizm spalania – reakcje (5) i (6).

Table 1. Modelling parameters

Tabela 1. Parametry modelowania

Engine parameters/parametry silnika		
Engine rotational speed/prędkość obrotowa	–	1000 rpm
Cylinder bore/średnica cylindra	–	120 mm
Stroke/skok tłoka	–	160 mm
Connecting-rod length/długość korbowodu	–	275 mm
Squish/niedojsięcie tłoka	–	2 mm
Compression ratio/stopień sprężania	–	8.5
Initial conditions/warunki początkowe		
Initial pressure for 180 deg BTDC/ciśnienie początkowe dla 180° przed GMP	–	0.9 MPa
Initial temperature for 180 deg BTDC/temperatura początkowa dla 180° przed GMP	–	310 K
Lambda/współczynnik nadmiaru powietrza	–	1.0–1.3
EGR	–	0–12.5%
Fuel/paliwo	–	$C_8H_{17}$
FIRE sub-models/podmodele FIRE		
Turbulence model/model turbulencji	–	k-zeta-f
Combustion model/model spalania	–	Coherent Flame Model ECFM
NO formation model/model NO	–	Extended Zeldovich Model
Knock model/model spalania stukowego	–	AnB

Reakcja (6) tworzenia CO i  $H_2$  jest brana pod uwagę dla mieszanek stechiometrycznych oraz bogatych, dla mieszanek ubogich reakcja ta jest pomijana. Strefa niespalona mieszanki składa się z 5 głównych składników: paliwo,  $O_2$ , N,  $CO_2$  i  $H_2O$ . Zakłada się, że w strefie spalin nie ma paliwa. Spaliny składają się z 11 składników:  $O$ ,  $O_2$ , N,  $N_2$ , H,  $H_2$ , CO,  $CO_2$ ,  $H_2O$ , OH i NO.

W modelowaniu uwzględniono recyrkulację spalin. Dla wszystkich udziałów EGR od 0 do 12,5% co 2,5% przeprowadzono optymalizację kąta zapłonu. Przykład takiej optymalizacji przedstawiono na rys. 2.

Dla niezmiennego kąta zapłonu 2,5-procentowy udział EGR spowodował wzrost sprawności indykowanej silnika badawczego. Dalsze zwiększanie wartości udziału EGR powodowało zmniejszanie wartości sprawności. Optymalizując kąt wyprzedzenia zapłonu, uzyskano wzrost sprawności indykowanej obiegu. Wraz ze wzrostem udziału EGR, optymalizacja kąta zapłonu powodowała wzrost różnicy w uzyskiwanych sprawnościach obiegu (rys. 2). Przy 12,5-procentowym udziale EGR nastąpił wzrost sprawności z około 23% do ponad 35%. Jak już wspomniano, silnik ten ma skłonności do spalania stukowego. Prezentowane wyniki optymalizacji uzyskano dla warunków ograniczonych tym niekorzyst-

For the unchanged conditions of ignition angle, 2.5% of EGR led to increase the efficiency of the test engine. Further increase in the share values of EGR resulted in a decrease engine efficiency. By optimizing the angle of ignition, increase engine efficiency was achieved. With the increasing participation of EGR, the ignition angle optimization resulted in an increasing difference in the efficiencies obtained. For a 12.5% share of the EGR, increase the efficiency from about 23% to over 35% was achieved. As mentioned, the engine is prone to knock combustion. Presented results of efficiency were obtained for the conditions prior to the knock limit. Obtaining a higher value was limited occurrence of knock. In the following are presented the results of an optimized thermal cycle of the test engine.

Effects of the use of exhaust gas recirculation is preferably on the content of NO in the exhaust but also adversely affects of the thermodynamic parameters of thermal cycle engine. Optimizing the engine cycle in terms of the angle of ignition is achieved satisfactory thermodynamic parameters of the engine at relatively low values of NO in the exhaust. For  $\lambda = 1.2$  at 12.5% of EGR was achieved 7.8 g/kW·h of NO in the exhaust, without exhaust gas recirculation it was 20.5 g/kW·h. At the same time increased the engine efficiency, but decreased mean indicated pressure from 0.82 to 0.73 MPa.

nym zjawiskiem. Uzyskanie wyższych wartości zostało ograniczone właśnie spalaniem stukowym. Poniżej przedstawiono wyniki optymalizacji obiegu cieplnego silnika badawczego.

Stosowanie recyrkulacji spalin korzystnie wpływa na zawartość NO w spalinach, ale jednocześnie niekorzystnie wpływa na parametry termodynamiczne obiegu cieplnego silnika. Optymalizując obieg silnika pod względem kąta zapłonu, uzyskuje się satysfakcjonujące parametry termodynamiczne silnika przy relatywnie niskiej emisji NO w spalinach. Dla  $\lambda = 1,2$  przy 12,5-procentowym udziale EGR uzyskano zawartość NO 7,8% g/kW·h, a bez recyrkulacji spalin było 20,5 g/kW·h. Jednocześnie wzrosła sprawność, ale zmniejszyła się wartość średniego ciśnienia indykowanego z 0,82 do 0,73 MPa.

Rysunek 3b ilustruje wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na zawartość NO w spalinach. Wzrost zawartości tlenu azotu w spalinach jest oczywiście związany ze wzrostem temperatury w komorze spalania silnika. Ograniczeniem udziału EGR jest pogorszenie się warunków propagacji płomienia powiązane z mniejszą koncentracją tlenu w komorze spalania silnika. Wzrost zawartości recyrkulowanych spalin rozcieńcza mieszanek paliwowo-powietrzną, zmniejszając koncentrację tlenu, a w konsekwencji zmniejsza znacznie szybkość spalania.

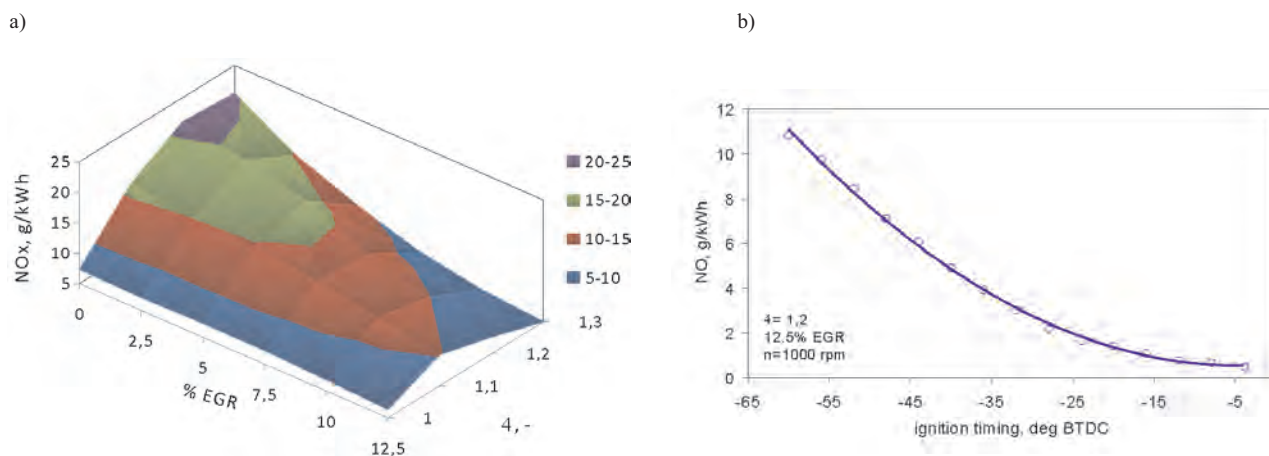


Fig. 3. The content of nitrogen oxides in the exhaust gas in optimized conditions (a) and impact of ignition angle on the NO content in the exhaust (b)

Rys. 3. Zawartość tlenków azotu w spalinach, w warunkach zoptymalizowanych (a) i wpływ kąta zapłonu na zawartość NO w spalinach (b)

Figure 3b shows the impact of spark advance angle on the exhaust emissions of NO. The increase in nitrogen oxide emissions is of course due to the increase of temperature in the combustion chamber.

The limit to the volume of EGR is the worsened flame propagation associated with reduced oxygen concentration in the combustion chamber. The increase of the percentage of EGR dilution in the air-fuel mixture decreases the oxygen concentration, and consequently, it decreases the combustion rate significantly.

Figure 4a shows the courses of the heat release rate obtained for excess air ratio equal to 1.2, and different

Na rysunku 4a przedstawiono przebiegi szybkości wydzielania ciepła uzyskane dla współczynnika nadmiaru powietrza równego 1,2 i różnych udziałów EGR. Wzrost udziału recyrkulowanych spalin spowalnia proces spalania. Ze wzrostem udziału EGR maleje także szybkość wydzielania ciepła. Na rysunku 4b przedstawiono przebiegi szybkości wydzielania ciepła w warunkach zoptymalizowanych. Dla warunków zoptymalizowanych obiegu cieplnego silnika, pod względem kąta wyprzedzenia zapłonu, krzywe szybkości wydzielania ciepła są skoncentrowane w podobnym przedziale kątowym obrotu wału korbowego. Przy udziale EGR do

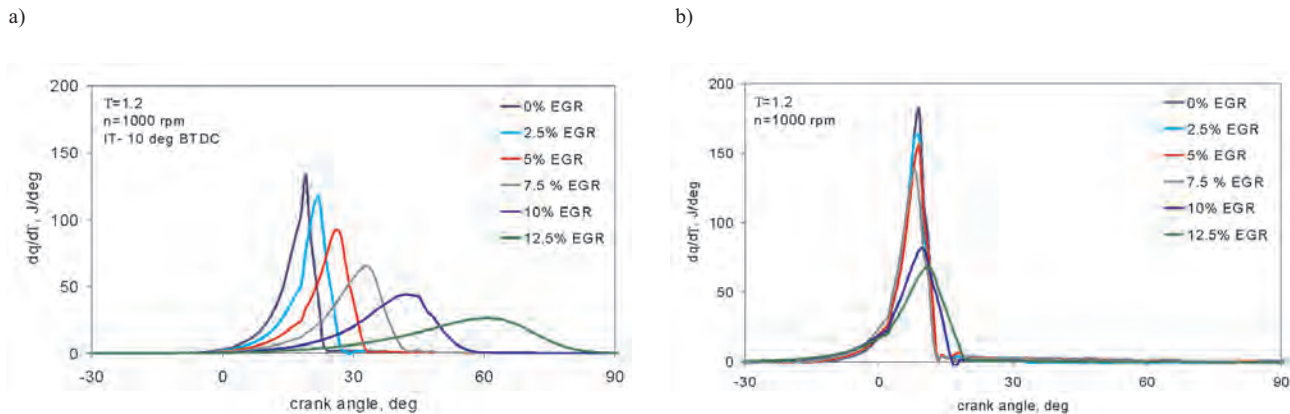


Fig. 4. The rate of heat release in the test engine obtained in conditions: constant ignition timing 10 deg BTDC (a) and optimized ignition timing (b)

Rys. 4. Szybkość wydzielania ciepła w silniku badawczym w warunkach: niezmiennego kąta wyprzedzenia zapłonu 10° OWK przed GMP (a) i przy zoptymalizowanym kącie zapłonu (b)

EGR shares. The increasing share of recirculated exhaust gases slows down the combustion process. With the increasing participation of EGR rate followed decrease the heat release rate. Figure 4b shows courses of heat release rate for optimized conditions. For optimized thermal cycle of the test engine relative to ignition timing advance the rate of heat release curves are concentrated in a similar range of angles of crankshaft rotation. To participate to 7.5% of EGR, differences are practically only the value of  $dq/d\phi$ . For the participation of 10% has already followed significant slowdown of the combustion process.

Figure 5 shows that optimizing the thermal cycle of engine with EGR resulted in a significant increase in the rate of heat release. With 12.5% share of the EGR was obtained 2.5 times of increase in rate of heat release  $dq/d\phi$ , from 26.3 to 66 J/deg.

### 3. Summary

The paper presents the impact of exhaust gas recirculation on selected parameters of the thermal cycle of internal combustion spark ignition engine. The optimization of thermal cycle was carried out in terms of ignition advance angle in order to obtain the possible highest efficiency.

The modelling also included knock combustion process, which has limited possible to obtain the thermodynamic parameters of the test engine [13–15]. The engine was prone to knock combustion. Such a reaction engine to exhaust gas recirculation may be due to the specific shape of the combustion chamber. Earlier studies of author have shown that the in the studied combustion chamber the turbulence occurs at a very low level [12, 16].

A small share of the EGR (2.5%), with a constant angle of ignition has increased the indicated efficiency of the test engine. The optimization of ignition angle resulted in an increasing of the efficiency, for example, for a 12.5% share of the EGR and  $\lambda = 1.2$ , increase the efficiency from about 23% to over 35% was achieved. For  $\lambda = 1.2$  at 12.5% of EGR was achieved over 2.5 times decrease of NO concentration in exhaust. At the

7.5% różnice występują praktycznie tylko w wartościach  $dq/d\phi$ . Dla udziału od 10% nastąpiło już pewne wydłużenie procesu spalania

Na rysunku 5 przedstawiono wartości maksymalne szybkości wydzielania ciepła; optymalizację obiegu spowo-

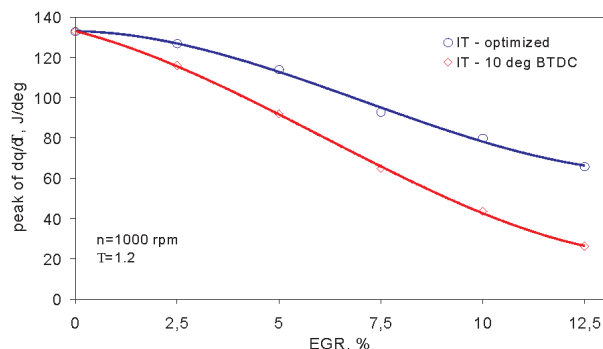


Fig. 5. Values of maximum heat release rates for excess air ratio equal to 1.2 and different shares of EGR

Rys. 5. Maksymalne wartości szybkości wydzielania ciepła dla współczynnika nadmiaru powietrza 1,2 i różnych udziałów EGR

dował znaczący wzrost szybkości wydzielania ciepła. Przy udziale EGR 12,5% uzyskano 2,5-krotny wzrost szybkości wydzielania ciepła  $dq/d\phi$ , z 26,3 do 66 J/deg.

### 3. Podsumowanie

W pracy przedstawiono wpływ recyrkulacji spalin na wybrane parametry obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego. Przeprowadzono optymalizację obiegu silnika po względem kąta wyprzedzenia zapłonu w celu uzyskania możliwie największej sprawności. W modelowaniu uwzględniono także proces spalania stukowego, które ograniczało uzyskanie większych wartości parametrów termodynamicznych silnika badawczego [13–15]. Silnik ten miał skłonności do spalania stukowego. Taka reakcja silnika na recyrkulację spalin mogła być spowodowana specyficznym kształtem komory spalania. Wcześniejsze badania autora wykazały, że ta komora spalania charakte-

same time increased the engine efficiency, but decreased mean indicated pressure over 25%. With 12.5% share of the EGR was obtained 2.5 times of increase in rate of heat release. The best compromise between the indicated thermal efficiency and exhaust emission is reached at optimal ignition timing.

Exhaust gas recirculation is beneficial not only to reduce the toxicity of exhaust gases but it also strongly influences of the thermodynamic parameters of the engine, such as efficiency, the average indicated pressure, the rate of heat release and effectively shifts the formation of the knock limit.

### Acknowledgements

The author would like to express their gratitude to AVL LIST GmbH for Providing a AVL Fire software under the University Partnership Program.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

### Bibliography/Literatura

- [1] Abd-Alla G.H.: Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review. *Energy Conversion and Management* 43, 2002.
- [2] Amr I., Saiful B.: Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using a two-zone combustion model. *Fuel* 87, 2008.
- [3] AVL FIRE, VERSION 2009ICE Physics & Chemistry. Combustion, Emission, Spray, Wallfilm. Users Guide, 2009.
- [4] Buomsik S., Youngsoo C., Daeha H., Soonho S., Kwang M. C.: Hydrogen effects on NO<sub>x</sub> emissions and brake thermal efficiency in a diesel engine under low-temperature and heavy-EGR conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, Issue 10, 2011.
- [5] Cha J., Kwon J., Cho Y., Park S.: The Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion Stability, Engine Performance and Exhaust Emissions in a Gasoline Engine. *KSME International Journal*, Vol. 15, No. 10, 2001.
- [6] Heywood J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [7] Ibrahim A., Bari S.: Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using a two-zone combustion model. *Fuel* 87, 2008.
- [8] Li J., Gong H., M., Su Y., Dou H.L., Liu X.J.: Effect of injection and ignition timings on performance and emissions from a spark-ignition engine fueled with methanol. *Fuel* 89, 2010.
- [9] Maiboom A., Tauzia X., Hétet J.: Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine. *Energy*, Vol. 33, Issue 1, 2008.
- [10] Sasaki S., Sawada D., Ueda T., Sami H.: Effects of EGR on direct injection gasoline engine, *JSAE Review* 19, 1998.
- [11] Szwaja S.: Combustion Knock - Heat Release Rate Correlation of a Hydrogen Fueled IC Engine Work Cycles, 9th International Conference on Heat Engines and Environmental Protection. *Proceedings. Balatonfüred*, s. 83-88, Hungary 2009.
- [12] Tutak W.: Interpretacja wyników pomiaru prędkości przepływu ładunku w komorze spalania tłokowego silnika spalinowego. *Pomiary Automatyka Kontrola*, vol. 54, nr 2, 2008.
- [13] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Three Dimensional Modelling of Combustion Process in SI Engine with Exhaust Gas Recirculation. *Proceedings of 10th International Conference on Heat Engines and Environmental Protection, Balatonfüred, Hungary* 2011.
- [14] Tutak W.: Numerical analysis of some parameters of SI internal combustion engine with exhaust gas recirculation. *TEKA PAN, Lublin* 2011.
- [15] Tutak W.: Numerical analysis of the impact of EGR on the knock limit in SI test engine. *TEKA PAN, Lublin* 2011.
- [16] Tutak W.: Thermal Cycle of Engine Modeling with Initial Swirl Process Into Consideration, *Combustion Engines* 1/2008 (132), 2008.
- [17] Yamin J.A.A., Gupta H.N., Bansal B.B., Srivastava O.N.: Effect of combustion duration on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel. *International Journal of Hydrogen Energy* 25, 2000.

Wojciech Tutak, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Częstochowa University of Technology.

*Dr inż. Wojciech Tutak – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.*

e-mail: [tutak@im.its.pcz.czest.pl](mailto:tutak@im.its.pcz.czest.pl)



## Numerical study of EGR effects on the combustion process parameters in HCCI engines

*One of the main problems in the HCCI engine is the control and operation of the combustion process. At present the primary method of control of the combustion process in an HCCI engine system is EGR (Exhaust Gas Recirculation). The paper presents the results of three-dimensional modeling of combustion in a single-cylinder HCCI engine powered with DME fuel with a cooled external EGR. 3D modeling was performed in AVL Fire code. This work investigates the effects of EGR rate on the basic combustion parameters including start of the ignition (SOI), burn duration (BD), indicated pressure ( $p_i$ ) and nitric oxide (NO) emissions. The modeling results show that increasing of the EGR rate in HCCI engine can delay the start of ignition (SOI) effectively and leads to a prolongation of the burn duration (BD). Delayed ignition in the HCCI engine through EGR, can provide similar performance ( $p_i$ ) compared to conventional CI engine and at the same time provide a significant reduction in  $NO_x$  emissions.*

Key words: homogenous charge compression ignition, exhaust gas recirculation, heat release rate

### Badania numeryczne wpływu EGR na parametry procesu spalania w silniku HCCI

*Jednym z głównych problemów w silniku HCCI jest sterowanie i kontrola procesu spalania. Obecnie podstawową metodą kontroli spalania w silniku z systemem HCCI jest EGR (recyrkulacja spalin). W artykule przedstawiono wyniki trójwymiarowego modelowania procesu spalania w jednocylindrowym silniku HCCI zasilanym paliwem DME z chłodzonym zewnętrznym EGR. Modelowanie 3D przeprowadzono w programie AVL Fire. Niniejszy artykuł przedstawia badania wpływu stopnia EGR na podstawowe parametry procesu spalania, tj. chwilę początku zapłonu (SOI), czas trwania spalania (BD), ciśnienie indykowane ( $p_i$ ) i emisję tlenku azotu (NO). Wyniki modelowania wskazują, że zwiększenie EGR w silniku HCCI może skutecznie opóźnić rozpoczęcie zapłonu (SOI) i prowadzić do wydłużenia czasu trwania spalania (BD). Opóźniony zapłon w silniku HCCI przy użyciu EGR umożliwia uzyskanie osiągnięć ( $p_i$ ) podobnych do osiągnięć konwencjonalnego silnika ZS i jednocześnie zapewnia znaczną redukcję emisji NO.*

Słowa kluczowe: zapłon samoczynny mieszanki jednorodnej, recyrkulacja spalin, szybkość wydzielania ciepła

### 1. Introduction

HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) combustion system is now one of the most promising solutions used in piston engines. It combines the best features of spark ignition engines and compression ignition engines, and is characterized by low  $NO_x$  and PM emissions and high efficiency. So far conducted research on HCCI engine not solved the problem of control of moment of autoignition of homogeneous mixture supplied to engine and duration of the combustion process. At present the suggested method of control and combustion process in HCCI engine system is the EGR (Exhaust Gas Recirculation). The result of the ERG is to provide, to the supply system and then to the engine's combustion chamber, a certain amount of exhaust gas, which participates in the next cycle in the combustion process.

The presented work concerns the numerical study of the use of cooled external EGR to control the combustion process of homogeneous mixtures in HCCI engine. The effects of EGR rate on the basic combustion parameters including start of the ignition timing (SOI), burn duration (BD), indicated pressure ( $p_i$ ) and nitric oxide (NO) emissions was analyzed. Modeling in the AVL Fire was carried out. The aim of modeling was to show the advantages resulting from the use of cooled external EGR on the HCCI engine. The use of EGR should allow you to control the HCCI combustion

### 1. Wstęp

System spalania HCCI (*Homogenous Charge Compression Ignition* – zapłon samoczynny mieszanki jednorodnej) jest obecnie jednym z najbardziej korzystnych rozwiązań stosowanych w silnikach tłokowych. Łączy najlepsze cechy silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym, a ponadto zapewnia małą emisję  $NO_x$  i PM oraz wysoką sprawność. Pomimo wielu dotychczasowych prac nad silnikami z systemem HCCI, nadal pozostaje nierozwiązany problem kontroli chwili samozapłonu mieszanki jednorodnej doprowadzonej do silnika oraz czasu trwania spalania. Obecnie sugerowaną metodą sterowania i kontroli procesu spalania w silniku z systemem HCCI jest EGR (*Exhaust Gas Recirculation* – recyrkulacja spalin), polegający na wprowadzaniu do układu zasilania a następnie komory spalania silnika pewnej ilości spalin, która w następnym cyklu pracy ma wziąć udział w procesie spalania.

Niniejszy artykuł dotyczy badań numerycznych nad wykorzystaniem chłodzonego zewnętrznego EGR do sterowania procesem spalania mieszanki jednorodnej w silniku z systemem HCCI. Badano wpływ stopnia EGR na podstawowe parametry procesu spalania, tj. chwilę początku zapłonu (SOI), czas trwania spalania (BD), ciśnienie indykowane ( $p_i$ ) i emisję tlenku azotu (NO). Modelowanie przeprowadzono w programie AVL Fire. Celem modelowania było wskazanie

process, and should contribute to reduce emissions of  $\text{NO}_x$  in comparison with the conventional compression-ignition engines.

## 2. The existing state of research

Development works on combustion, emissions of harmful exhaust gas components and controlled autoignition in HCCI system and application of the system in a real engine are conducted in many research centers and universities around the world. Work [1] investigates the basic combustion parameters including start of the ignition, burn duration, cycle-to-cycle variation, and carbon monoxide (CO), unburned hydrocarbon (UHC), and nitric oxide ( $\text{NO}_x$ ) emissions of homogeneous charge compression ignition engines fueled with primary reference fuels and their mixtures. Two primary reference fuels, n-heptane and iso-octane, and their blends were evaluated. The experimental results show that, in the first-stage of combustion, the start of ignition is retarded, the maximum heat release rate decreases, and the pressure and temperature rises during the first-stage of combustion decrease with the increase of RON (research octane number). Furthermore, the cumulative heat release in the first-stage of combustion is strongly dependent on the concentration of n-heptane in the mixture. The start of ignition of the second-stage of combustion is linear with the start of ignition of the first-stage. The combustion duration of the second-stage of combustion decreases with the increase of the equivalence ratio (inverse of the excess air coefficient) and the decrease of the octane number. The cycle-to-cycle variation improved with the decrease of the octane number. In [2], which is a continuation of [1], the influence of exhaust gas recirculation (EGR) rate, intake charge temperature, coolant-out temperature, and engine speed on the HCCI combustion characteristics and its emissions were evaluated. The experimental results indicate that the ignition timing of the first-stage of combustion and second-stage of combustion are retarded, and the combustion duration prolongs with the introduction of cooled EGR. At the same time, the HCCI combustion using high cetane number fuels can tolerate a higher EGR rate, but only 45% EGR rate at 1800 rpm. Furthermore, there is a moderate effect of EGR rate on CO and UHC emissions for HCCI combustion engines fueled with n-heptane, but a distinct effect on the emissions for higher octane number fuels. Moreover, the combustion phase advances, and the combustion duration gets shortened with the increase of intake charge temperature and the coolant temperature, and the decrease of the engine speed. At last, it can be found that the intake charge temperature gives the most sensitive influence on the HCCI combustion characteristics.

Work [3] investigates partial HCCI combustion as a control mechanism for HCCI combustion. The premixed fuel is supplied via a port fuel injection system located in the intake port of a DI diesel engine. Cooled EGR is introduced for the suppression of advanced autoignition of the premixed fuel. The premixed fuels used in this experiment are gasoline, diesel, and n-heptane. The results show that with diesel premixed fuel, a simultaneous decrease of  $\text{NO}_x$  and soot can be obtained by increasing the premixed ratio.

korzyści wynikających z zastosowania chłodzonego zewnętrznego EGR w silniku z systemem HCCI. Zastosowanie EGR ma pozwolić na sterowanie procesem spalania oraz przyczynić się do większego ograniczenia emisji  $\text{NO}_x$  niż w konwencjonalnym silniku o zapłonie samoczynnym.

## 2. Dotychczasowy stan badań

Prace badawczo-rozwojowe nad procesem spalania, emisją szkodliwych składników spalin i kontrolowanym samozapłonem w systemie HCCI oraz aplikacją tego systemu w rzeczywistym silniku są prowadzone w wielu ośrodkach badawczych i akademickich na całym świecie.

W ramach pracy [1] badano podstawowe parametry spalania w silniku HCCI, takie jak: chwilę zapłonu, czas trwania spalania, niepowtarzalność kolejnych cykli pracy silnika, emisję tlenku węgla, emisję niespalonych węglowodorów i tlenków azotu, w silniku zasilanym paliwami odniesionymi do paliwa wzorcowego i ich mieszaninami. Brano pod uwagę dwa rodzaje paliw wzorcowych: n-heptan i izooktan oraz ich mieszaniny. Wyniki badań eksperymentalnych wskazują, że w pierwszym etapie spalania ze wzrostem liczby oktanowej badanego paliwa początek zapłonu mieszanki jest opóźniony, maleje maksymalna szybkość wydzielania ciepła, rośnie ciśnienie i temperatura oraz maleje czas trwania pierwszego etapu spalania. Ponadto skumulowane wydzielanie ciepła w pierwszym etapie spalania jest silnie uzależnione od stężenia n-heptanu w mieszance. Spowodowanie zapłonu w drugim etapie spalania jest liniowo zależne od początku zapłonu w pierwszym etapie. Czas trwania spalania w drugim etapie maleje ze wzrostem współczynnika ekwiwalencji (odwrotność współczynnika nadmiaru powietrza) i spadkiem liczby oktanowej paliwa. Powtarzalność kolejnych cykli pracy silnika ulega poprawie wraz ze spadkiem liczby oktanowej paliwa.

W pracy [2], będącej kontynuacją [1], badano wpływ recyrkulacji spalin (EGR), temperatury ładunku dolotowego, temperatury płynu chłodzącego i prędkości obrotowej silnika na proces spalania oraz emisję spalin silnika HCCI. Wyniki eksperymentu wskazują, że wprowadzenie chłodzonego EGR wpływa na czas zapłonu w pierwszym etapie procesu spalania i opóźnianie drugiego etapu spalania oraz przedłużenie czasu trwania spalania. Jednocześnie okazało się, że wysoka liczba cetanowa paliwa umożliwia stosowanie dość dużej ilości EGR, nawet do 45% przy 1800 obr/min. Ponadto istnieje niewielki wpływ stopnia EGR na emisję CO i UHC dla systemu spalania HCCI w silniku zasilanym n-heptanem. Wyraźny wpływ na emisję można zauważyć dopiero dla paliw o większych liczbach oktanowych. Ponadto wyprzedzenie procesu spalania i czas trwania spalania skraca się ze wzrostem temperatury ładunku dolotowego i temperatury płynu chłodzącego oraz spadkiem prędkości obrotowej. W rezultacie okazało się, że temperatura ładunku dolotowego ma największy wpływ na charakter procesu spalania w silniku HCCI.

W pracy [3] przeprowadzono badania częściowego spalania HCCI jako mechanizmu kontroli spalania. Przygotowane paliwo dostarczane było systemem wtrysku znajdującego się w układzie dolotowym silnika Diesel DI. Chłodzony

However, when the intake charge is heated for the improved vaporization of diesel fuel, higher intake temperature limits the operational range of HCCI combustion due to severe knocking and high  $\text{NO}_x$  emission at high premixed ratios. Gasoline premixing shows the most significant effects in the reductions of  $\text{NO}_x$  and soot emissions, compared to other kinds of premixed fuels.

Paper [4] focuses on the effects of internal and cooled external exhaust gas recirculation on the combustion and emission performance of diesel fuel homogeneous charge compression ignition. The use of fuel injection before the top dead center of an exhaust stroke and the negative valve overlap to form the homogeneous mixture achieves low  $\text{NO}_x$  and smoke emissions. Internal and external EGR are combined to control the combustion. Internal exhaust gas recirculation (IEGR) benefits are that it forms a homogeneous mixture and further reduces smoke emission, but lowers the high load limits of HCCI engines. Cooled external EGR can delay the start of combustion (SOC) effectively, which is very useful for high cetane fuel (diesel) HCCI because these fuels can easily self-ignite, making the SOC earlier. External EGR can eliminate knocking of HCCI at high load, which means it can extend the high load limit. HCCI maintains low smoke emission at various EGR rates and various loads compared with a conventional diesel engine because there are no fuel-rich volumes in the cylinder.

In paper [5], by using advanced combustion simulation package SENKIN, both thermal and chemical effects of the hot internal EGR on HCCI combustion were calculated and analyzed. It was found that the thermal energy contained in the EGR is essential for the combustion initiation, but the chemical species it contained have different effects towards both combustion ignition timing and heat release rate. The thermal effect is related to the high temperature of the EGR. It increases the temperature of the entire intake charge, helps the charge to overcome its activation energy and therefore advances the ignition timing. The chemical effect comes from the chemically active species that the EGR contained. The active species decrease the activation energy level of the entire charge, and make the ignition easier.

The thermodynamic and chemical effects of real EGR, simulated EGR, and individual EGR constituents ( $\text{N}_2$ ,  $\text{CO}_2$ , and  $\text{H}_2\text{O}$ ) on the HCCI autoignition processes of ethanol have been investigated experimentally and computationally in paper [6]. The results for ethanol were compared in detail with the existing data for gasoline and iso-octane. The data show that addition of EGR retards time of autoignition while the intake temperature remains constant. However, the amount of retardation is dependent on the specific fuel type, with ethanol showing the lowest sensitivity to the addition of clean simulated EGR gases. The response to EGR can be explained by quantifying the various underlying mechanisms. The results show that the single-stage ignition fuel – ethanol is quite sensitive to the reduction of compression heating that occurs with EGR due to a higher heat capacity of the EGR gases compared to air. This high sensitivity to the cooling effect of EGR is similar to that of gasoline and

EGR jest wprowadzany w celu zapobiegania zbyt wczesnemu samozapłonowi mieszanki palnej. Do eksperymentu przygotowano paliwa: benzynę, olej napędowy i n-heptan. Wyniki wskazują, że zmniejszenie emisji  $\text{NO}_x$  i sadzy silnika może być osiągnięte przez zwiększenie stopnia wymieszania paliwa–oleju napędowego ze spalinami. Jednak wskutek zwiększenia stopnia wymieszania doprowadzony ładunek ulega podgrzaniu i następuje odparowanie oleju napędowego, a wysoka temperatura na dolocie ogranicza zakres pracy spalania HCCI i jest przyczyną wystąpienia stuków i zwiększonej emisji  $\text{NO}_x$ . Najlepsze efekty redukcji  $\text{NO}_x$  uzyskano dla mieszaniny benzyny.

Praca [4] dotyczy wpływu zastosowania wewnętrznego i chłodzonego zewnętrznego EGR na proces spalania i parametry emisji silnika HCCI zasilanego olejem napędowym. Zastosowanie wtrysku paliwa przed GMP w czasie suwu wydechu i zwiększone pokrycie zaworów prowadzi do powstania homogenicznej mieszanki oraz osiągnięcia niskiego poziomu emisji  $\text{NO}_x$  i dymu dla silnika HCCI. W celu kontroli spalania HCCI połączono wewnętrzny i zewnętrzny EGR. Wewnętrzna recyrkulacja spalin przyczynia się do zhomogenizowania mieszanki i zmniejsza emisję dymu, ale ogranicza możliwość dużego obciążenia silnika HCCI. Chłodzony zewnętrzny EGR może skutecznie opóźnić początek spalania, co jest bardzo przydatne dla paliw o wysokiej liczbie cetanowej, takich jak olej napędowy, ponieważ paliwa te mogą łatwo ulegać samozapłonowi, przyspieszając początek spalania. Zewnętrzny EGR może zapobiegać spalaniu stukowemu w silniku z HCCI przy dużych obciążeniach, a to oznacza możliwość osiągania przez silnik wysokich obciążeń. Stopień EGR w silniku HCCI utrzymuje małą emisję dymu w porównaniu z emisją w konwencjonalnym silniku wysokopiętnym, ponieważ w silniku HCCI z EGR nie ma w cylindrze przestrzeni bogatych w paliwo.

W pracy [5], przy użyciu zaawansowanych metod symulacji spalania w pakiecie SENKIN, obliczano i analizowano termiczne i chemiczne skutki działania gorącego wewnętrznego EGR na proces spalania HCCI. Stwierdzono, że energia cieplna pochodząca z EGR jest istotna przy rozpoczęciu zapłonu mieszanki, ale chemiczne składniki EGR wywołują różne skutki zarówno wobec czasu zapłonu procesu spalania, jak i szybkości wydzielania ciepła. Wpływ termiczny EGR jest związany z jego wysoką temperaturą. EGR zwiększa temperaturę całego ładunku dolotowego, pomaga osiągnąć temperaturę aktywacji i dlatego przyspiesza chwilę zapłonu. Wpływ chemiczny pochodzi od aktywnych chemicznie składników zawartych w EGR. Aktywne składniki obniżają poziom energii aktywacji i sprawiają, że zapłon staje się łatwiejszy.

W pracy [6] badano doświadczalnie i obliczeniowo termodynamiczne i chemiczne wpływy zastosowania rzeczywistego EGR, symulowanego EGR, poszczególnych składników EGR ( $\text{N}_2$ ,  $\text{CO}_2$  i  $\text{H}_2\text{O}$ ) na procesy samozapłonu etanolu w silniku HCCI. Wyniki dla etanolu były porównywalne ze szczegółowymi danymi uzyskanymi dla benzyny i izooktanu. Dane wskazują, że dodanie EGR opóźnia chwilę

iso-octane, which also are single-stage ignition fuels under these conditions. On the other hand, ethanol is very insensitive to the reduction of  $O_2$  concentration associated with the addition of EGR.

Work [7] investigates the effects of exhaust gas recirculation and operation parameters including engine speed, equivalence ratio, coolant-out temperature, and intake charge temperature on the basic characteristics of a single-cylinder homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine powered with reformulated iso-octane fuels. The operating range of iso-octane HCCI engine can be extended to lower temperatures and more load by adding di-tertiary butyl peroxide (DTBP) in the fuel. The combustion timing advances with the increase of DTBP concentrations, coolant temperature and equivalence ratio. The effects of EGR on the combustion and emissions are remarkable when the EGR rate is higher than 25%, and the combustion phase is sharply postponed and the UHC and CO emissions deteriorate. The intake charge temperature has a moderate effect on combustion and emissions when it is lower than 35 °C; but the combustion timing advances, the combustion duration shortens, and sometimes it leads to knock combustion when the intake charge temperature increases to above 35 °C.

The effects of the inert components of EGR gas on reducing of the pressure rise rate of homogeneous charge compression ignition engine combustion were investigated numerically in paper [8] by utilizing the CHEMKIN II package and its SENKIN code, as well as Curran's dimethyl ether reaction scheme. Calculations were conducted under constant volume combustion and engine combustion conditions (one compression and one expansion only, respectively). Results show that with constant fuel amount and initial temperature and pressure, as EGR ratio increases, the combustion times are retarded and the duration of the thermal ignition preparation extends non-linearly; peak values of pressure, pressure rising rate (PRR) and temperature decrease; peak values of heat release rate in both low temperature heat release (LTHR) and high temperature heat release (HTHR), decrease. Moreover, maximum PRR decreases as CA50 (timing when accumulated heat release reaches 50% of the input fuel heat value) is retarded. With constant fuel amount, mixtures with different EGR ratios can obtain the same CA50 by adjusting the initial temperature. Under the same CA50, as EGR ratio increases, the LTHR timing is advanced and the duration of the thermal ignition preparation is extended. The maximum PRR is almost constant with the fixed CA50 despite the change in the EGR ratio, indicating that the influence of EGR dilution on the chemical reaction rate is offset by other factors.

In this paper, by using the advanced combustion simulation package AVL Fire, effects of the cooled exhaust gas recirculation (EGR) on HCCI combustion were investigated and analyzed numerically. This work investigates the effects of EGR rate on the basic combustion parameters including start of the ignition (SOI), burn duration (BD), indicated pressure ( $p_i$ ) and nitric oxide ( $NO_x$ ) emissions of a single-cylinder HCCI engine powered with dimethylether fuel (DME).

samozapłonu, gdy temperatura dolotowa jest utrzymywana na stałym poziomie. Jednak długość opóźnienia jest uzależniona od rodzaju konkretnego paliwa; etanol wykazuje najmniejszą wrażliwość na dodatek symulowanych czystych gazów z EGR.

Reakcja na doprowadzony EGR może być wyjaśniona na podstawie kilku różnych, podstawowych mechanizmów. Wyniki analizy wskazują, że jednostopniowy zapłon etanolu jest bardzo wrażliwy na zmniejszone podgrzewanie podczas sprężania, które występuje przy EGR z powodu większej pojemności cieplnej gazów EGR w porównaniu do powietrza. Tak duża czułość etanolu na efekt chłodzenia EGR jest zbliżona do benzyny i izooktanu, które również w tych warunkach charakteryzują się jednostopniowym zapłonem. Jednak etanol jest bardzo odporny na zmniejszenie stężenia  $O_2$  związane z dodatkiem EGR.

Praca [7] dotyczy wpływu recyrkulacji spalin (EGR) i parametrów pracy, w tym prędkości obrotowej, współczynnika ekwiwalencji, temperatury wyjściowego płynu chłodzącego oraz temperatury ładunku dolotowego na podstawowe cechy jednocyndrowego silnika HCCI zasilanego izooktanem. Zakres pracy silnika HCCI zasilanego izooktanem może być rozszerzony do zakresu niższych temperatur i większych obciążeń przez dodanie do paliwa nadtlenu dwu-trzeciorzędowego butylu (DTBP). Chwila spalania zostaje przyspieszona ze wzrostem stężenia DTBP, temperatury płynu chłodzącego i współczynnika ekwiwalencji. Wpływ recyrkulacji spalin na spalanie i emisję są godne uwagi wtedy, gdy stopień EGR jest wyższy niż 25%; wtedy etap spalania jest znacznie przesunięty, a emisja UHC i CO ulega pogorszeniu. Gdy temperatura ładunku dolotowego jest niższa niż 35 °C, ma ona nieznaczny wpływ na spalanie i emisję; kiedy wzrasta powyżej 35 °C, przyspieszony zostaje czas spalania i skraca się czas spalania, a czasem prowadzi to do wystąpienia spalania stukowego.

Badania numeryczne wpływu obojętnych składników EGR na ograniczenie szybkości narastania ciśnienia w silniku HCCI, z wykorzystaniem pakietu CHEMKIN II, kodu SENKIN oraz schematu reakcji Currana dimetylu eteru, przeprowadzono w pracy [8]. Obliczenia prowadzono dla stałej objętości spalania i dla warunków silnika spalinyowego (odpowiednio dla jednego suwu sprężania i jednego suwu rozprężania). Wyniki pokazują, że przy stałej ilości paliwa, stałej temperaturze i stałym ciśnieniu dolotowym wzrost stopnia EGR powoduje opóźnienie czasu spalania, a czas przygotowania zapłonu nieliniowo się przedłuża; wartości szczytowe ciśnienia, szybkość narastania ciśnienia (PRR) i temperatura maleją; szczytowe wartości szybkości wydzielania ciepła w obu: niskiej (LTHR) i wysokiej (HTHR) temperaturze wydzielania ciepła zmniejszają się. Ponadto maksimum PRR zmniejsza się, gdy czas uwolnienia 50% całkowitego ciepła zawartego w doprowadzonym paliwie (CA50) opóźnia się. Dzięki regulacji temperatury początkowej przez mieszanie stałej ilości paliwa ze zmieniającą się ilością EGR, można regulować wartością CA50. Dla tego samego CA50, wzrost stopnia EGR powoduje przesunięcie czasu wystąpienia LTHR, a czas trwania termicznego przy-

Among various alternative fuels, dimethylether (DME) has become a primary candidate to replace diesel fuel because it is estimated that the exhaust emissions from vehicles using DME are significantly lower than the exhaust emissions from vehicles using diesel fuel [9]. From the viewpoint of combustion characteristics, DME fuel can be operated in a diesel cycle and obtains a similar thermal efficiency to diesel fuel owing to its good self-ignitability and high cetane number. DME can be produced from various materials, including natural gas, coal and biomass classified as renewable fuels.

In recent years the numerical modeling investigations using more and more advanced mathematical models have been intensely developing. The development of numerical modeling is reinforced with increasing computational power that allows modeling of not only flow processes but also combustion in 3D [10–15]. One of more advanced numerical models used for combustion process in piston engine modeling is AVL Fire [16]. In 2009 Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering of Czestochowa University of Technology began University Partnership Program with AVL List GmbH Company and to model thermal cycle of IC engines using AVL Fire software [17–23]. The AVL Fire software belongs to contemporary programs which are used for modeling of thermal cycles of internal combustion engines. AVL Fire allows modeling of a flow and thermal processes that occur in the intake manifold, the combustion chamber of IC engines and the exhaust pipe with a catalyst and a particulate filter. This program enables the calculation of transport phenomena, mixing, ignition and turbulent combustion in internal combustion engine. Homogeneous and inhomogeneous combustion mixtures in spark ignition and compression ignition engines can be modeled using this software as well. The kinetics of the chemical reactions phenomena is described by combustion models that take into account the oxidation processes in high temperatures. Several models apply to auto ignition processes including HCCI combustion. AVL Fire allows modeling of knock processes that occur in the combustion chamber of IC engines. This program allows building three-dimensional computational grids, characterizes the boundary conditions of surfaces and initial conditions of simulation. The postprocessor gives a possibility to visualize the results.

### 3. Test engine and model assumptions

Modeling of the thermal cycle of the HCCI engine in the AVL Fire program was carried out. The object of the investigations was a modernized diesel engine 1hc102 Andoria fueled with DME. As a result of the modernization the shape of the combustion chamber was modified. The compression ratio has not changed and was equal to 17.5. The engine was operated at a constant speed of 1800 rpm. The engine is a stationary, two-valve unit with a horizontal cylinder configuration. The cooling system of the engine is the evaporation of the water jacket. Table 1 presents the main engine parameters, initial conditions and Fire sub-models.

gotowania zapłonu zostaje wydłużony. Przy stałym CA50 maksymalna wartość PRR była niemal stała, pomimo zmian w ilości EGR, co oznacza, że wpływ rozcieńczenia EGR na szybkość reakcji chemicznych jest niwelowany przez inne, dodatkowe czynniki. W ramach niniejszej pracy, korzystając z zaawansowanego pakietu symulacji procesu spalania AVL Fire, wykonano obliczenia i dokonano analizy numerycznej wpływu recyrkulacji schłodzonych spalin (EGR) na spalanie HCCI. Przedstawiono w niej wpływ stopnia EGR na podstawowe parametry procesu spalania, tj. chwilę początku zapłonu (SOI), czas trwania spalania (BD), ciśnienie indukowane ( $p_i$ ) i emisję tlenku azotu (NO), jednocylindrowego silnika z samoczynnym zapłonem mieszanki jednorodnej (HCCI) zasilanym paliwem DME (eter dimetylowy). Wśród różnych paliw alternatywnych eter dimetylowy (DME) ma stać się podstawowym kandydatem do zastąpienia oleju napędowego, ponieważ szacuje się, że emisja toksycznych składników dla pojazdów zasilanych DME jest znacznie niższa od emisji pojazdów zasilanych olejem napędowym [9]. Z punktu widzenia charakterystyk spalania paliwo DME może pracować w cyklu Diesla i umożliwić uzyskanie podobnych wartości sprawności cieplnej do oleju napędowego, ze względu na jego dobre właściwości samozapłonu i wysoką liczbę cetanową. DME może być produkowany z różnych materiałów, w tym gazu ziemnego, węgla i biomasy, i może być zaliczony do paliw odnawialnych. W ostatnich latach w modelowaniu numerycznym wykorzystuje się stale udoskonalane i rozwijane modele matematyczne. Rozwój modelowania numerycznego możliwy jest przez zwiększenie mocy obliczeniowej komputerów, która pozwala na modelowanie nie tylko procesów przepływowych, ale także procesu spalania w układzie 3D [10–15]. Jednym z bardziej zaawansowanych modeli numerycznych stosowanych do modelowania procesu spalania w silnikach jest program AVL Fire [16]. Instytut Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej od 2009 roku do modelowania obiegu cieplnego silnika tłokowego wykorzystuje program firmy AVL List GmbH – AVL Fire [17–23], w ramach uczestnictwa w University Partnership.

AVL Fire należy do najnowocześniejszych narzędzi wykorzystywanych w modelowaniu obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego. Program daje możliwość modelowania procesów cieplno-przepływowych, począwszy od układu dolotowego poprzez komorę spalania silnika aż do układu wydechowego z katalizatorem i filtrem cząstek stałych. Program AVL Fire umożliwia obliczanie zjawisk transportu, mieszania, zapłonu i turbulentnego spalania w silniku tłokowym o spalaniu wewnętrznym. Modelować można spalanie zarówno mieszanek homogenicznych przygotowanych w komorze spalania, jak i mieszanek heterogenicznych utworzonych przez wtrysk paliwa do komory, ponadto obliczenia mogą dotyczyć silnika o zapłonie iskrowym albo silnika wysokoprężnego. W programie tym kinetyka zjawisk chemicznych jest opisana przez modele spalania uwzględniające procesy utleniania w wysokiej temperaturze. Kilka dostępnych modeli dotyczy analizy samozapłonu paliw węglowodorowych, w tym również

Table 1. Modeling parameters  
Tabela 1. Parametry modelowania

Engine parameters/parametry silnika	
Type/typ	Water-cooled, 4 stroke/chłodzony cieczą, czterostopowy
Number of cylinders/liczba cylindrów	1
Displacement volume/pojemność skokowa	918 cm <sup>3</sup>
Engine speed/prędkość obrotowa	1800 rpm
Bore x stroke/średnica x skok	100 x 120 mm
Connecting-rod length/długość korbowodu	216 mm
Squish/niedojsie tloka	2.5 mm
Compression ratio/stopień sprężania	17.5:1
Injection timing (conventional engine)/kąt wyprzedzenia wtrysku (silnik konwencjonalny)	10, 8, 6 deg BTDC/10, 8, 6 °OWK przed GMP
Initial conditions/warunki początkowe	
Initial pressure for 180 deg BTDC/ciśnienie początkowe 180 °OWK przed GMP	0.9 MPa
Initial temperature for 180 deg BTDC/temperatura początkowa 180 °OWK przed GMP	340 K
Equivalence ratio/współczynnik ekwiwalencji	0.5; 0.625
EGR	0–60%
Fuel/paliwo	DME – dimethyl ether CH <sub>3</sub> OCH <sub>3</sub>
AVL Fire sub-models/podmodele	
Turbulence model/model turbulencji	k-zeta-f
Combustion models/model spalania	Eddy Breakup Model (conventional engine CI/ konwencjonalny silnik ZS) Coherent Flame Model ECFM (HCCI engine)
Ignition models/model zaplonu	Diesel (conventional engine CI/konwencjonalny silnik ZS) HCCI Shell Model (HCCI engine)
NO formation model/model tworzenia NO	Extended Zeldovich Model

On the basis of the real dimensions of the experimental engine a three-dimensional mesh of the engine combustion chamber was built (Fig. 1). The mesh of the modeled

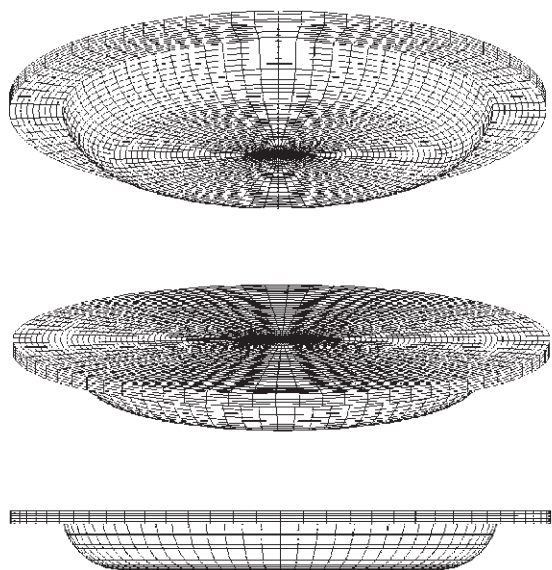


Fig. 1. The computational mesh for combustion chamber of the test engine

Rys. 1. Siatka obliczeniowa komory spalania silnika badawczego

spalania typu HCCI. AVL Fire umożliwia modelowanie zjawiska spalania stukowego w komorach silnika tłokowego. Program pozwala na stworzenie trójwymiarowej siatki przestrzeni obliczeniowej, określenie warunków brzegowych poszczególnych powierzchni i warunków początkowych symulacji oraz wizualizację otrzymanych wyników w bogato wyposażonym postprocesorze.

### 3. Silnik badawczy i założenia modelu

Modelowanie cyklu cieplnego silnika HCCI przeprowadzono w programie AVL Fire. Obiektem badań był zmodernizowany silnik Diesla Andoria 1hc102 zasilany eterem dimetylowym DME. Silnik jest jednostką stacjonarną, dwuzawodową, o poziomym układzie cylindra. W silniku zastosowano system chłodzenia przez odparowanie płaszcza wodnego. W wyniku modernizacji zmieniono kształt komory spalania. Stopień sprężania nie uległ zmianie i wynosił 17,5. Silnik pracował przy stałej prędkości 1800 obr/min. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry silnika, warunki początkowe i podmodele obliczeniowe programu AVL.

Na podstawie rzeczywistych wymiarów silnika eksperymentalnego została zbudowana trójwymiarowa siatka komory spalania silnika (rys. 1). Siatka modelowanej komory spalania zmodernizowanego silnika badawczego 1hc102 składa się prawie z 32 000 komórek obliczeniowych. W budowie siatki i w obliczeniach uwzględniono graniczną dwuwarstwową warstwę przyścienną.

combustion chamber of the 1hc102 modernized test engine consisted of nearly 32 000 computation cells. Two-layered wall boundary layer was considered.

Computations were conducted for the angle range from 180 deg before top dead center (BTDC) to 180 deg after top dead center (ATDC). Calculations included the study of a HCCI engine and conventional compression ignition engine CI. The conventional engine was fueled with a mixture of DME-air equivalence ratio of 0.5. The HCCI engine fed with a mixture of  $er = 0.5$  and  $0.625$ . The modeling of a conventional combustion process was conducted for three of the injection timings: 10, 8 and 6 deg before top dead center for which there was no knock combustion [24–28]. On the basis of the pressure data obtained from modeling indicated pressure  $p_i$  was calculated. The indicated pressure is one of the parameters determining the performance of a combustion engine. The calculated indicated pressures do not include certain losses both in the combustion process as well as the flow losses and blow-bys. In this paper, to control the ignition timing in HCCI engine a cooled external EGR was used. EGR rate changed from 0% to 60%. The percentage of the exhaust gases recycled back to the engine intake (% EGR) was calculated as a percentage of the total intake mass flow rate as follows:

$$\%EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_a + \dot{m}_f + \dot{m}_{EGR}} \quad (1)$$

where:  $\dot{m}_{EGR}$  is mass rate of EGR,  $\dot{m}_a$  is mass rate of air,  $\dot{m}_f$  is mass rate of fuel respectively in kg/s.

## 4. Results of calculation

### 4.1. Modeling combustion without EGR

Figure 2 shows a comparison history of the DME fuel combustion without EGR between the HCCI engine and conventional CI (compression ignition) engine. Some basic combustion parameters of the combustion process in HCCI and conventional compression ignition engine are also shown in this figure.  $HRR_{max}$  is defined as the maximum value of heat release rate in combustion process. The timing of SOI (start of ignition) is defined as that point on the HRR graph at which the rate of heat release rate exceeds  $0.5 \text{ J/deg}$ , as shown in Fig. 2 [29]. The BD (burn duration) is defined as the combustion duration, which is the distance between the crank angle of SOI and crank angle corresponding to 20% of the magnitude of peak of heat release rate on the falling side of the curve [1]. Characteristics show a large difference between the HCCI engine and a conventional engine in the ignition timing, maximum heat release rate, maximum pressure and temperature. In the case of the conventional engine, the ignition occurs near TDC because the ignition timing can be controlled by the fuel injection timing, while, in the case of the HCCI engine, which does not have a mechanism to control combustion, the ignition occurs earlier than in the case of the conventional compression ignition engine.

Obliczenia przeprowadzono w zakresie kąta obrotu wału korbowego od  $180^\circ$  OWK przed górnym martwym punktem (przed GMP) do  $180^\circ$  OWK po górnym martwym punkcie (po GMP). Obliczenia obejmowały badania zarówno silnika HCCI, jak i konwencjonalnego silnika wysokoprężnego. Konwencjonalny silnik pracował na mieszance DME z powietrzem o współczynniku ekwiwalencji  $er = 0,5$ . Silnik HCCI zasilany był mieszanką o  $er = 0,5$  i  $0,625$ .

Modelowanie konwencjonalnego procesu spalania przeprowadzono dla trzech kątów wyprzedzenia wtrysku IT: 10, 8 i 6 stopni przed GMP, dla których nie wystąpiło spalanie stukowe [24–28]. Na podstawie przebiegu ciśnień w komorze spalania uzyskanych z modelowania obliczono wartość ciśnienia indykowanego  $p_i$ , które jest jednym z wskaźników charakteryzujących pracę silnika spalinowego pod względem jego osiągnięć. Obliczone ciśnienie indykowane z modelowania nie uwzględnia wielu strat zarówno w procesie spalania (niezupełne i niecałkowite), jak i strat przepływowych oraz przedmuchów. W niniejszej pracy do kontroli czasu zapłonu w silniku HCCI wykorzystano chłodzony zewnętrzny EGR. Udział EGR zmieniał się od 0% do 60%. Zawartość procentowa spalin zawróconych z powrotem do układu dolotowego silnika (% EGR) została obliczona jako procent całkowitego strumienia masy ładunku doprowadzanego (1), gdzie:  $\dot{m}_{EGR}$  – strumień masy EGR [kg/s],  $\dot{m}_a$  – strumień masy powietrza [kg/s],  $\dot{m}_f$  – strumień masy paliwa [kg/s].

## 4. Wyniki obliczeń

### 4.1. Modelowanie spalania bez EGR

Na rysunku 2 przedstawiono porównanie przebiegu spalania paliwa DME bez EGR pomiędzy silnikiem HCCI, a konwencjonalnym silnikiem o zapłonie samoczynnym ZS. Pokazano na nim również kilka podstawowych, analizowanych parametrów procesu spalania w silniku HCCI oraz konwencjonalnym silniku ZS.  $HRR_{max}$  jest definiowana jako maksymalna wartość szybkości wydzielania ciepła w procesie spalania. Parametr SOI jest to czas początku zapłonu, zdefiniowany jako punkt na wykresie HRR (rys. 2), w którym szybkość wydzielania ciepła przekracza wartość  $0,5 \text{ J/OWK}$  [28]. BD jest definiowany jako czas trwania spalania, który jest odległością pomiędzy kątem obrotu wału korbowego odpowiadającym SOI i kątem odpowiadającym 20% wartości maksymalnej szybkości wydzielania ciepła  $HRR_{max}$ , odmierzonej po stronie opadania charakterystyki HRR [1].

Przedstawione na rysunku 2 charakterystyki pokazują dużą różnicę pomiędzy silnikiem HCCI, a konwencjonalnym silnikiem ZS, w czasie wystąpienia samozapłonu, maksymalnej szybkości wydzielania ciepła oraz maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury w cylindrze. Dla silnika konwencjonalnego ZS, zapłon następuje w pobliżu GMP, ponieważ kąt wyprzedzenia zapłonu może być kontrolowany przez kąt wtrysku paliwa. Dla silnika HCCI zapłon następuje znacznie wcześniej niż w silniku konwencjonalnym o zapłonie samoczynnym, ponieważ nie ma on mechanizmu kontroli procesu spalania. Zgodnie z

As shown in the heat release curves, DME in HCCI clearly shows two-stage combustion phenomena, that is, the low-temperature reaction and the high-temperature reaction. The two-stage combustion mechanism is typical of diesel fuel and also occurs with lighter fuels, such as kerosene. In the case of this type of combustion, at 760–880 K, about 5–15 deg C.A. before principal and fast heat release, cold blue flames appear and a preliminary heat release occurs [31]. The results of modeling show that for a conven-

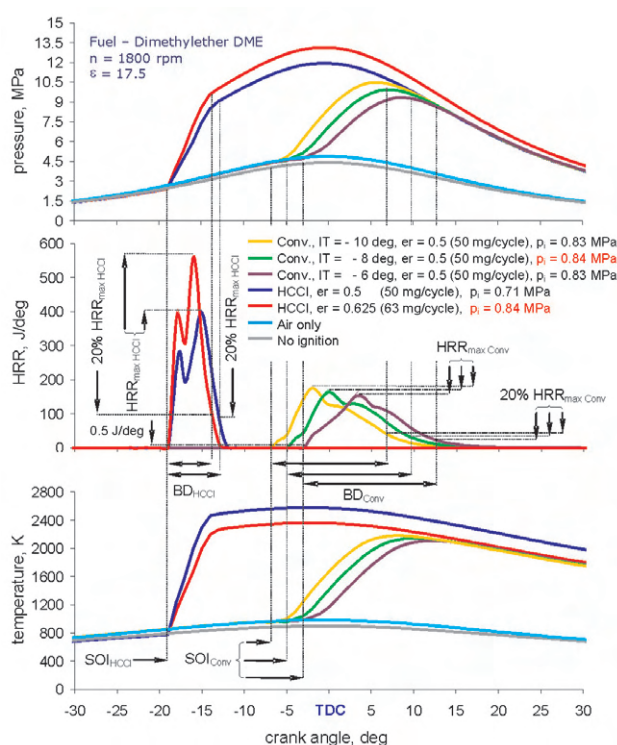


Fig. 2. Comparison of the history of the DME fuel combustion without EGR between HCCI and conventional compression ignition engine CI  
Rys. 2. Porównanie przebiegu procesu spalania paliwa DME bez EGR pomiędzy silnikiem HCCI a konwencjonalnym silnikiem z zapłonem samoczynnym

tional engine powered by mixture of  $er = 0.5$ , the most optimum injection timing angle (IT) is an angle equal to 8 deg before TDC. For this injection angle the maximum indicated pressure achieved equals 0.84 MPa. In the HCCI engine, with  $er = 0.5$ , the maximum indicated pressure achieved equals 0.71 MPa. Obtaining the value of  $pi = 0.84$  MPa in the HCCI engine was associated with the enrichment of the fuel mixture to a value of  $er = 0.625$ . As a consequence an increase in the mixture equivalence ratio results in a worsening of the engine fuel consumption. Figure 2 and Table 2 show that the combustion process in the HCCI engine compared to a conventional engine is characterized by an earlier ignition (SOI) and shorter burn duration (BD).

Table 2. Selected results of the modeled combustion process without EGR

Tabela 2. Wybrane wyniki modelowania procesu spalania bez EGR

	IT [deg]	er [-]	$p_i$ [MPa]	SOI [deg]	BD [deg]	NO [ppm]
Conv.	-10	0.5	0.83	-7	14	662
Conv.	-8	0.5	0.84	-5	15	621
Conv.	-6	0.5	0.83	-3	16	548
HCCI	-	0.5	0.71	-19.5	6.5	1034
HCCI	-	0.625	0.84	-19.5	5.5	975

krzywymi szybkości wywiązywania ciepła, spalanie paliwa DME wyraźnie wykazuje cechy spalania dwustopniowego, w którym wyróżnić można wpływ niskotemperaturowych i wysokotemperaturowych reakcji na przebieg procesu spalania. Dwustopniowy mechanizm spalania jest typowy dla oleju napędowego, a także dla lżejszych paliw, takich jak np. nafta. W odniesieniu do tego rodzaju spalania w temperaturze 760–880 K, około 5–15° OWK przed rozpoczęciem zasadniczego, szybkiego procesu wywiązywania się ciepła, powstają tzw. zimne płomienie i pojawia się wstępne wydzielanie ciepła [31].

Uzyskane wyniki modelowania wskazują, że dla silnika konwencjonalnego zasilanego mieszanką o  $er = 0.5$  najbardziej odpowiednim kątem wyprzedzenia wtrysku jest kąt równy 8° przed GMP. Dla tego kąta wtrysku osiągnięto maksymalną wysokość ciśnienia indykowanego równą 0,84 MPa. W silniku HCCI z  $er = 0.5$  maksymalne ciśnienie indykowane było równe 0,71 MPa. Uzyskanie w silniku HCCI wartości  $pi = 0.84$  MPa wiązało się ze wzbogaceniem mieszanki palnej do wartości  $er = 0.625$ . Wzrost współczynnika ekwiwalencji ( $er$ ) mieszanki powoduje jednak w konsekwencji pogorszenie zużycia paliwa silnika.

Z analizy rysunku 2 i tabeli 2 wynika, że proces spalania w silniku HCCI w porównaniu z konwencjonalnym silnikiem charakteryzuje się wcześniejszym zapłonem (SOI) i krótszym czasem spalania (BD).

Silnik HCCI bez EGR charakteryzuje się większą emisją NO w porównaniu do konwencjonalnego silnika ZS (tab. 2 i rys. 3). Niekontrolowane spalanie HCCI charakteryzuje się większą emisją tlenków azotu niż kontrolowane spalanie w silniku ze sterowanym wtryskiem paliwa.

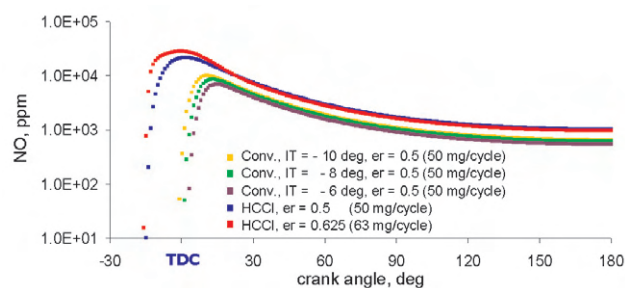


Fig. 3. Nitric oxides emission from conventional CI engine in comparison with the emission from the HCCI engine

Rys. 3. Porównanie emisji tlenku azotu konwencjonalnego silnika ZS z emisją silnika HCCI

The HCCI engine without EGR, characterized by a higher  $\text{NO}_x$  emissions compared to conventional engine CI (Tab. 2 and Fig. 3). Uncontrolled HCCI combustion is characterized by higher emission of the nitric oxides than it is in the case of a controlled combustion in a fuel injected engine.

#### 4.2. Modeling HCCI combustion with EGR

EGR is widely used as the main method to depress the  $\text{NO}_x$  emission from conventional compression ignition engines. Currently, EGR is also used as the basic method to control the ignition timing and burn rate in the HCCI combustion. The application of EGR on HCCI combustion engine has a number of effects on the combustion process and emissions [1–8]. Firstly, the dilution effect – the introduction of EGR leads to a substantial reduction of the oxygen concentration in the engine cylinder. Secondly, the heat capacity effect – the total heat capacity of the mixture of EGR gas, air, and fuel will be higher owing to the higher heat capacity of carbon dioxide and water vapor in the EGR gas. Thirdly, the chemical effect – the combustion products in the EGR will take part in the chemical reactions and this leads to moderate effects on the reaction rates. All this may lead to delaying of the time of ignition and increasing the duration of combustion.

In this part, through the modeling, the effects of cooled, external EGR on the HCCI combustion using DME fuel were evaluated. The fuel delivery rate was fixed at 50 mg/cycle for all operating conditions. The intake charge

#### 4.2. Modelowanie spalania HCCI z EGR

EGR jest powszechnie stosowaną metodą skutecznie ograniczającą stężenie  $\text{NO}$  w spalinach silników konwencjonalnych o zapłonie samoczynnym. Obecnie EGR jest również wykorzystywany jako podstawowa metoda kontroli chwili zapłonu i czasu trwania spalania w silniku z systemem HCCI. Zastosowanie EGR w silniku z HCCI ma znaczący wpływ na parametry procesu spalania i emisję szkodliwych składników spalin [1–8]. Po pierwsze zastosowanie EGR wywołuje efekt rozcieńczenia, które prowadzi do znacznego zmniejszenia stężenia tlenu w cylindrze silnika. Po drugie wpływa na całkowitą pojemność ładunku. Pojemność cieplna mieszaniny EGR, powietrza i paliwa będzie większa z powodu większej pojemności cieplnej dwutlenku węgla i pary wodnej z EGR. Trzeci rezultat to efekt chemiczny uwzględniający produkty spalania ze spalin EGR w reakcjach chemicznych procesu spalania i ograniczający szybkość przebiegu tych reakcji. To wszystko może doprowadzić do opóźnienia zapłonu i wydłużenia czasu trwania spalania.

W tej części pracy, za pomocą modelowania, oceniano wpływ chłodnego, zewnętrznego EGR na spalanie paliwa DME w systemie HCCI. Dla wszystkich analiz ustalono stałą dawkę paliwa doprowadzanego do cylindra równą 50 mg/cykl. Temperatura ładunku dolotowego (temperatura mieszaniny EGR, świeżego powietrza i paliwa) została ustalona na poziomie 340 K.

Na rysunku 4 przedstawiono wpływ chłodzonego EGR na ciśnienie gazu, przebieg wydzielania ciepła i temperaturę gazu podczas spalania paliwa DME w systemie HCCI. Wraz ze wzrostem udziału EGR opóźnia się początek spalania, spada maksymalne ciśnienie i temperatura i zmniejsza się również wartość szczytowa szybkości wydzielania ciepła. Gdy udział EGR wzrasta do 60%, proces spalania HCCI jest nieprawidłowy i bliski granicy spalania niecałkowitego. Wartość ciśnienia indykowanego  $p_1 = 0,84$  MPa uzyskano przy EGR = 40%.

Na rysunku 5 przedstawiono wpływ chłodzonego EGR na podstawowe parametry spalania HCCI, w tym chwilę zapłonu i czas trwania spalania. Jak widać, wraz z wprowadzeniem chłodzonego EGR opóźnia się chwila zapłonu i początek pojawienia się tzw. zimnych płomieni. Gdy temperatura doprowadzanego ładunku była utrzymywana na stałym poziomie, wpływ EGR na spalanie HCCI wynikał głównie z trzech powodów. Pierwszy to wzrost pojemności cieplnej całkowitego ładunku w wyniku doprowadzenia coraz większych ilości EGR, o wysokiej pojemności cieplnej. W rezultacie w porównaniu do sytuacji bez EGR, podczas suwu sprężania maleje szybkość przyrostu ciśnienia. Drugi – skutek rozcieńczenia ładunku i zmniejszenie udziału czystego paliwa. Ponadto produkty spalania obecne w EGR, tj.  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ , powodują, że stężenie końcowych produktów zwiększa się, zostają wstrzymane reakcje utleniania paliwa i zaczynają dominować reakcje odwrotne. Połączenie wszystkich tych efektów powoduje, że początek wystąpienia zimnych płomieni, a tym samym chwila zapłonu, zostają przesunięte. W związku z tym całkowity czas spalania HCCI ulega wydłużeniu.

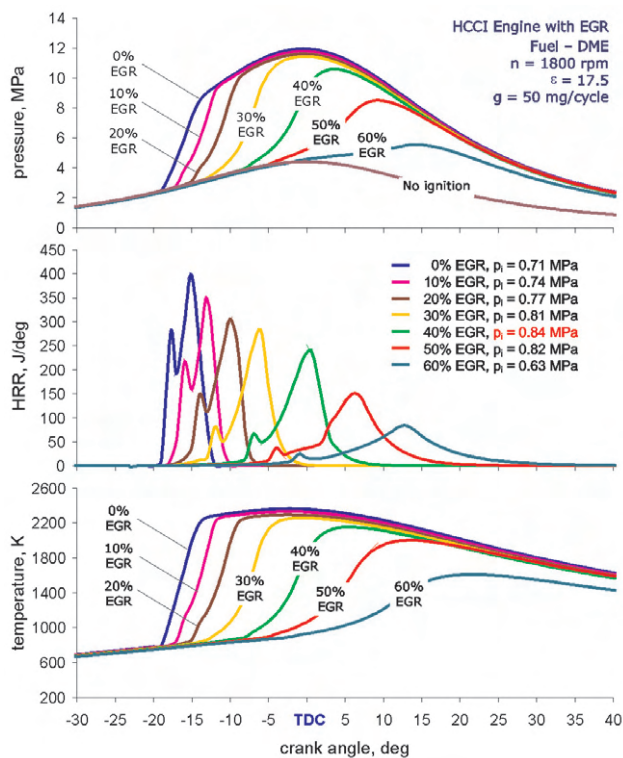


Fig. 4. The effect of cooled EGR rate on the gas pressure, gas temperature and heat release rate

Rys. 4. Wpływ chłodzonego EGR na ciśnienie i temperaturę gazu oraz szybkość wydzielania ciepła

temperature (temperature of mixture of EGR gas, fresh air, and fuel) was fixed at 340 K.

Figure 4 shows the effect of cooled EGR rate on the gas pressure, heat release traces and gas temperature of HCCI combustion using DME fuel. With the increasing EGR rate, the start of combustion delay, the maximum gas pressure and temperature decrease, and the peak value of heat release rate also decreases. When the EGR rate increases to 60%, the HCCI combustion is close to the incomplete combustion limit. The indicated pressure  $p_i = 0.84$  MPa was achieved at EGR = 40%. Figure 5 shows the effect of cooled EGR rates on the basic combustion parameters including the ignition timing and the burn duration of HCCI combustion. As can be seen, the onset of cool flame slightly delayed with the introduction of cooled EGR. When the intake charge temperature was kept constant, the effects of EGR on HCCI combustion were mainly due to three reasons. Firstly, the heat capacity of mixtures increased with the increase of EGR rate. As a result, the pressure rising rate during the compression stroke decreased compared to without EGR or with a lower EGR. Secondly, the pure fuel concentration reduced for the dilution effect. Moreover, the products including CO, CO<sub>2</sub>, NO, H<sub>2</sub>O presence in the EGR made the concentrations of the final products increase. This prevented the oxidation reaction and promoted the reverse reactions. Integrating all these effects, the start of cool flame postponed. Accordingly, the combustion timing of overall HCCI combustion also delayed.

According to chemical kinetics, the most important chain-branching mechanism occurs at high temperature due to the following reaction:



That means oxygen concentrations at high temperature play an important role in the reaction rate and the reaction duration. The increasing of EGR rate leads to a notable reduction of oxygen concentration in the cylinder. As a result, the burn duration of DME fuel increases with the increase of the EGR rate.

Figure 6 shows the NO<sub>x</sub> emissions for DME fuel versus EGR rate at a fixed DME fuel consumption rate. Increase of EGR rate leads to reduced emissions of NO<sub>x</sub>. The slight decrease in the concentration of nitric oxides was obtained for up to 30% EGR. A significant decrease in the concentration of NO<sub>x</sub> was above 30% EGR. The reduction of O<sub>2</sub> concentration in the chamber and the decrease in the combustion temperature associated with addition of EGR is the main cause of lower levels of NO<sub>x</sub>.

For the same fuel consumption (50 mg/cycle) and performance ( $p_i = 0.84$  MPa), the HCCI engine with a 40% EGR compared to a

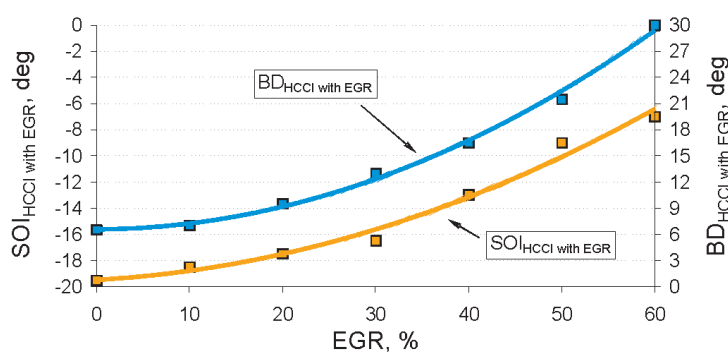


Fig. 5. Effect of cooled EGR rate on HCCI combustion parameters: start of ignition and burn duration

Rys. 5. Wpływ chłodnego EGR na parametry spalania HCCI: chwilę zapłonu i czas trwania spalania

Zgodnie z kinetyką reakcji chemicznych, najważniejszy mechanizm rozgałęzień łańcucha reakcji utleniania w wysokiej temperaturze przebiega zgodnie ze wzorem (2).

Oznacza to, że stężenie tlenu w wysokiej temperaturze ma istotny wpływ na szybkość i czas trwania reakcji. Wzrost EGR prowadzi do zmniejszenia stężenia tlenu w cylindrze silnika i w rezultacie powoduje zwiększenie czasu trwania spalania paliwa DME. Na rysunku 6 przedstawiono emisję silnika HCCI w funkcji udziału EGR przy stałym zużyciu dawki paliwa DME na cykl. Wzrost udziału EGR prowadzi do zmniejszenia emisji NO. Do 30% EGR uzyskano niewielki spadek stężenia tlenu azotu. Znaczące zmniejszenie stężenia NO wystąpiło powyżej 30% EGR. Główną przyczyną niższych poziomów NO jest zmniejszenie stężenia O<sub>2</sub> w komorze spalania i spadek temperatury spalania związane z dodatkiem EGR.

Przy takim samym zużyciu paliwa (50 mg/cykl) i takich samych osiągnięciach ( $p_i = 0,84$  MPa) silnik HCCI z 40% EGR w porównaniu do konwencjonalnego silnika ZS uzyskał znacznie niższy poziom emisji NO. Stężenie NO zmniejszyło się z 622 ppm dla silnika konwencjonalnego do 96 ppm dla silnika HCCI (rys. 7 i 8).

## 5. Podsumowanie

W artykule omówiono wpływ udziału EGR na parametry procesu spalania i emisję NO silnika z systemem HCCI. Na

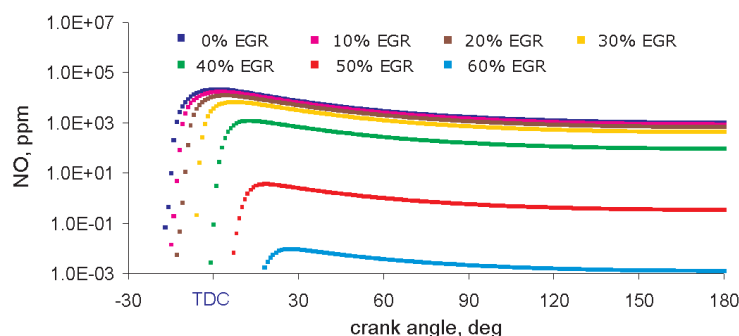


Fig. 6. Effect of cooled EGR rate on the nitric oxides emission of the model HCCI engine

Rys. 6. Wpływ chłodnego EGR na emisję tlenu azotu modelu silnika HCCI

conventional CI engine has achieved a much lower  $\text{NO}_x$  emissions.  $\text{NO}_x$  concentration was reduced from 622 ppm for the conventional engine to 96 ppm for the HCCI engine (Fig. 7 and 8).

## 5. Conclusions

This paper discussed the effect of EGR rate on HCCI combustion parameters and  $\text{NO}_x$  emissions. Based on these discussions, some conclusions may be drawn:

- The control of the process of HCCI combustion in the engine is possible with the use of cooled external EGR.
- Too early an ignition in uncontrolled HCCI combustion causes a reduction in engine performance parameters ( $p_i$ ) compared to the controlled ignition in a conventional compression engine.
- Cooled external EGR can delay the start of ignition (SOI) effectively, which is very useful for high cetane fuel (DME) HCCI because these fuels can easily self-ignite, making the SOI earlier.
- Increasing of the EGR rate in HCCI engine leads to a prolongation of the burn duration (BD).
- Delayed ignition in the HCCI engine through EGR, can provide similar performance compared to conventional CI engine ( $p_i$ ) and at the same time provide a significant reduction in the  $\text{NO}_x$  emissions.
- For the same fuel consumption and performance, HCCI engine with a 40% EGR compared to a conventional CI engine has achieved a much lower  $\text{NO}$  emissions.

## Acknowledgements

The author would like to express their gratitude to AVL LIST GmbH for providing a AVL Fire software under the University Partnership Program.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Nomenclature/Skróty i oznaczenia

AVL	AVL List GmbH
HCCI	homogenous charge compression ignition/zapłon samoczynny mieszanki jednorodnej
EGR	exhaust gas recirculation/recyrkulacja spalin
DME	dimethylether $\text{CH}_3\text{OCH}_3$ /eter dimetylowy
CI	compression ignition engine/zapłon samoczynny
SOI	start of the ignition/chwila początku zapłonu
BD	burn duration/czas trwania spalania
IT	injection timing/kąt wyprzedzenia wtrysku
HRR	heat release rate/szybkość wydzielania ciepła
$\text{NO}$	nitric oxide/tlenek azotu
TDC	top dead center/górny martwy punkt
$p_i$	indicated pressure/ciśnienie indykowane
er	equivalence ratio/współczynnik ekwiwalencji
n	engine speed/prędkość obrotowa
$\epsilon$	compression ratio/stopień sprężania
g	fuel delivery rate per cycle/dawka paliwa na cykl

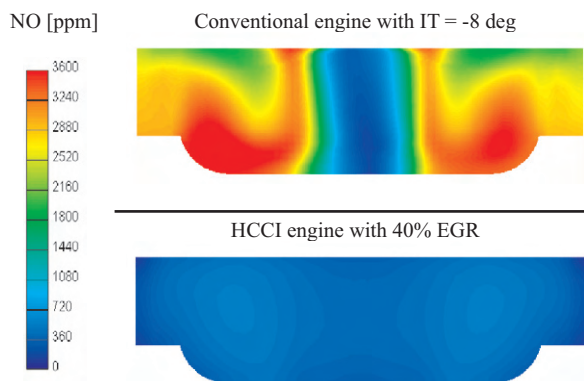


Fig. 7.  $\text{NO}_x$  concentration in the combustion chamber of a conventional engine and the HCCI engine with EGR at 40 deg after TDC

Rys. 7. Stężenie  $\text{NO}_x$  w komorze spalania konwencjonalnego silnika i silnika HCCI z EGR przy 40 °OWK po GMP

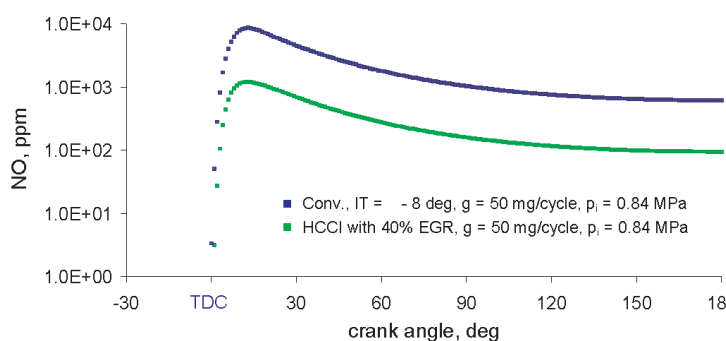


Fig. 8.  $\text{NO}_x$  emission of a conventional CI engine in comparison with the emission of the HCCI engine with EGR

Rys. 8. Porównanie emisji  $\text{NO}_x$  konwencjonalnego silnika ZS z emisją silnika HCCI z EGR

podstawie przeprowadzonej analizy można wysunąć następujące wnioski:

- Kontrola procesu spalania w silniku HCCI jest możliwa z wykorzystaniem chłodzonego zewnętrznego EGR.
- Zbyt wczesny zapłon w niekontrolowanym spalaniu typu HCCI jest przyczyną obniżenia parametrów użytkowych silnika ( $p_i$ ) w porównaniu do kontrolowanego zapłonu w konwencjonalnym silniku wysokoprężnym.
- Chłodzony zewnętrzny EGR może skutecznie opóźnić rozpoczęcie zapłonu (SOI) w silniku HCCI, co jest bardzo przydatne dla paliw o wysokiej liczbie cetanowej, takich jak DME, ponieważ paliwa te mogą łatwo ulegać samozapłonowi, przyspieszając początek spalania.
- Zwiększenie udziału EGR w silniku HCCI prowadzi do wydłużenia czasu trwania spalania (BD).
- Opóźniony zapłon w silniku HCCI przy użyciu EGR może umożliwić uzyskanie zbliżonych osiągnięć ( $p_i$ ) w porównaniu do konwencjonalnego silnika ZS i jednocześnie zapewnia znaczące zmniejszenie emisji  $\text{NO}$ .
- Przy takim samym zużyciu paliwa i takich samych osiągnięciach, silnik HCCI z 40% EGR w porównaniu do konwencjonalnego silnika ZS uzyskał znacznie niższy poziom emisji  $\text{NO}$ .

**Bibliography/Literatura**

- [1] Lu X.C., Chen W., Huang Z.: A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. The basic characteristics of HCCI combustion, p.1074-1083, Fuel 84, 2005.
- [2] Lu X.C., Chen W., Huang Z.: A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion, p. 1084-1092, Fuel 84, 2005.
- [3] Kim D.S., Lee Ch.S.: Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR. p. 695-04, Fuel 85, 2006.
- [4] Shi L., Cui Y., Deng K., Peng H., Chen Y.: Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR), p. 2665-2676, Energy 31, 2006.
- [5] Chen R., Milovanovic N.: A computational study into the effect of exhaust gas recycling on homogeneous charge compression ignition combustion in internal combustion engines fuelled with methane. International Journal of Thermal Sciences 41, p. 805-813, 2002.
- [6] Sjöberg M., Dec J.E.: Effects of EGR and its constituents on HCCI autoignition of ethanol. Proceedings of the Combustion Institute 33, p. 3031-3038, 2011.
- [7] Qian Z., Lu X.: Characteristics of HCCI engine operation for additives, EGR, and intake charge temperature while using iso-octane as a fuel. Journal of Zhejiang University Science A, 2006.
- [8] Chen G., Iida N., Huang Z.: Numerical study of EGR effects on reducing the pressure rise rate of HCCI engine combustion. Front. Energy Power Eng., p. 376-385, China 2010, 4(3).
- [9] Kim H.J., Suh H.K., Lee C.S.: A study on an application of a hybrid break-up model for dimethyl ether atomization in a common-rail injection system. Proc. IMechE Vol. 223 Part D: J. Automobile Engineering, p. 1351-1359, 2009
- [10] Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M., Tutak W.: Simulation of combustion in SI engine with prechamber. CADMD'2006, CAD in Machinery Design Implementation and Educational Problems, Polyana, Ukraine, p. 66-69, May 2006.
- [11] Jamrozik A., Tutak W., Kociszewski A., Sosnowski M.: Numerical Analysis of Influence of Prechamber Geometry in IC Engine with Two Stage Combustion System on Engine Work Cycle Parameters. Journal of KONES. Vol 13, No 2, pp. 133-142, Warsaw 2006.
- [12] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M.: Numerical analysis of initial swirl profile influence on modeled piston engine work cycle parameters. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, 2007-SC2, p. 401-407, 2007.
- [13] Kociszewski A., Jamrozik A., Sosnowski M., Tutak W.: Simulation of combustion in multi spark plug engine in KIVA-3V. Combustion Engines/Silniki Spalinowe. 2007-SC2, p. 212-219, 2007.
- [14] Kociszewski A.: Numerical analysis of spark plugs number influence on selected parameters of combustion in piston engine. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, p. 50-55, No. 1/2008 (132).
- [15] Kociszewski A.: Three-dimensional modelling and experiment on combustion in multipoint spark ignition engine. MEMSTECH 2009, p.20-23 Lviv-Polyana, Ukraine 22 - 24 April 2009.
- [16] AVL Fire version 2009, ICE Physics & Chemistry, Combustion, Emission, Spray, Wallfilm. AVL LIST GmbH, 2009.
- [17] Jamrozik A., Tutak W.: Modelling of combustion process in the gas test engine. MEMSTECH 2010. p. 14-17, Lviv – Polyana 2010.
- [18] Tutak W., Jamrozik A.: Numerical analysis of some parameters of gas engine. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, Volume X, p. 491-502, Polish Academy of Science Branch in Lublin. Lublin 2010.
- [19] Tutak W., Jamrozik A.: Modelling of the thermal cycle of gas engine using AVL Fire Software. COMBUSTION ENGINES/Silniki Spalinowe, p. 105-113, No. 2/2010 (141).
- [20] Sosnowski M., Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Modelowanie obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym z uwzględnieniem recyrkulacji spalin. Edukacja Techniczna i Informatyczna V, s. 29-38, Częstochowa 2010.
- [21] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Improved emission characteristics of SI test engine by EGR. MEMSTECH 2011. p. 101-103, Lviv – Polyana 2011.
- [22] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Three dimensional modelling of combustion process In SI engine with Exhaust Gas Recirculation. 10th Jubilee International Conference on Heat Engines and Environmental Protection. p. 203-208, ref. 27. Hungary May 2011.
- [23] Cupiał K., Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: The accuracy of modelling of the thermal cycle of a self-ignition engine. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, p. 37-48, No. 1/2011 (144).
- [24] Naber J.D., Szwaja S.: Statistical approach to characterize combustion knock in the hydrogen fuelled SI engine, Journal of Kones 2007, European KONES2007 Congress, Warsaw, Poland, 2007.
- [25] Szwaja S.: Hydrogen rich gases combustion in the IC engine, Journal of Kones – Powertrain and Transport, Warsaw 2009, Vol.16, No.4, 447-455, 2009.
- [26] Szwaja S.: Time-frequency representation of combustion knock in an internal combustion engine, Combustion Engines, p. 306-315, PTNSS-2009-SC-132.
- [27] Szwaja S.: Combustion Knock – Heat Release Rate Correlation of a Hydrogen Fueled IC Engine Work Cycles, 9th International Conference on Heat Engines and Environmental Protection. Proceedings. Balatonfured, Hungary, 2009.
- [28] Cupiał K., Szwaja S.: Producer gas combustion in the internal combustion engine, Combustion Engines, p. 27-32, No. 2/2010.
- [29] Inagaki K., Fuyuto T., Nishikawa K., Nakakita.: Combustion system with premixture – controlled compression ignition. R&D Review of Toyota, CRDL Vol. 41, p. 35-46, No. 3, 2006.
- [30] Ishida M., Jung S., Ukei H., Sakaguchi D.: Combustion of premixed DME and natural gas in a HCCI engine. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, p. 20-29, No. 2/2005 (121).
- [31] Hunicz J., Niewczas A., Kordos P.: A research into a gasoline HCCI engine. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, p. 3-13, No. 1/2010 (140).

Arkadiusz Jamrozik, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Częstochowa University of Technology.

Dr inż. Arkadiusz Jamrozik – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.

e-mail: [jamrozik@imtits.pcz.czest.pl](mailto:jamrozik@imtits.pcz.czest.pl)



## Research into diesel particulate filter passive regeneration under operating conditions

*The paper presents the design procedure and results of computational and theoretical research of passive regeneration of the diesel soot filter with a catalytic coating at different operation diesel modes. As the parameters of regeneration the accumulation rate of the filter, burning rate of soot and the maximum filter temperature have been selected. The equations for parameters represent a function of engine speed and its power, flow and temperature of the exhaust gases, and the mass of soot accumulated in the filter. The aim of the research was to obtain the equations for regeneration parameters received with the help of numerical simulation.*

Key words: *particulate matter, soot, diesel particulate filter, flow of exhaust gases, regeneration, maximum filter temperature, filter accumulation rate, soot burning rate*

### Badania pasywnej regeneracji filtra cząstek stałych w warunkach eksploatacji

*W artykule przedstawiono procedurę projektowania i wyniki obliczeń oraz badań teoretycznych pasywnej regeneracji filtra cząstek stałych z powłoką katalityczną w różnych warunkach pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Jako parametry regeneracji wybrano szybkość akumulacji, szybkość wypalania sadzy, maksymalną temperaturę filtra. Równania parametrów przedstawiono jako funkcję prędkości obrotowej silnika i jego mocy, natężenia przepływu i temperatury spalin oraz masy sadzy gromadzonej na filtrze. Podstawą badań było uzyskanie równań uwzględniających parametry regeneracji otrzymane za pomocą symulacji numerycznej.*

Słowa kluczowe: *cząstki stałe, sadza, filtr cząstek stałych, przepływ spalin, regeneracja, maksymalna temperatura filtra, szybkość nagromadzenia cząstek na filtrze, szybkość spalania sadzy*

#### 1. Problem formulation

Diesel engines are widely used in vehicles because of a variety of advantages such as high performance, reliability, efficiency etc. However, the exhaust emission reduction in vehicles is still a burning issue, particularly for vehicles fitted with diesel engines. One of the basic components of diesel exhaust emissions is particulate matter (PM) which triggers a wide spectrum of negative environmental effects and has impact on human health (the origin of oncological diseases [1]). The implementation of current and future PM emission standards for vehicles with diesel engines only by modifying the engine operation is practically impossible. For this purpose, PM trapping is a necessary set of diesel soot filter or diesel particulate filter (DPF) in the engine exhaust system. Mechanical filters are the simplest and, at the same time, sufficiently effective and reliable for this purpose. These particulate filters trapping particles are in a porous layer of filter material. However, during operation of the soot filter there is a problem related to clogging of the filter material by the trapped PM. It sharply reduces the service life of the filter and deteriorates the effective parameters of the diesel engine. Therefore, filter regeneration is an actual problem. Solving the problem will enable the filters to be widely introduced in operation.

#### 2. Analysis of recent research and publications

There are different methods for DPF regeneration [2, 3]. The prospective method is the use of a catalytic coverage

#### 1. Sformułowanie problemu badawczego

Silniki o zapłonie samoczynnym (ZS) są powszechnie stosowane w pojazdach dzięki wielu zaletom, jakie posiadają, wśród których można wymienić: dużą niezawodność, dużą sprawność ogólną oraz wiele innych. Istotny i nadal aktualny jest jednak problem zmniejszenia emisji składników szkodliwych spalin, zwłaszcza w pojazdach samochodowych z silnikami ZS. Jednym z podstawowych składników emisji silników ZS są cząstki stałe (PM), które negatywnie oddziałują na środowisko naturalne i zdrowie człowieka, w tym choroby nowotworowe [1]. Spełnienie obecnych i przyszłych norm emisji PM dla pojazdów z silnikami ZS jedynie przez wpływanie na pracę silnika jest praktycznie niemożliwe. W celu zmniejszenia emisji cząstek stałych jest niezbędne zastosowanie filtra sadzy lub filtra cząstek stałych (DPF) w układzie wylotowym silnika. Najprostsze konstrukcyjnie i jednocześnie wystarczająco skuteczne oraz niezawodne w działaniu są filtry mechaniczne. Filtry te zatrzymują cząstki stałe w porowatej warstwie materiału filtrującego. Jednak działanie filtra jest związane z występowaniem problemu wypełniania materiału filtrującego przez zatrzymywane cząstki. Gwałtownie zmniejsza się trwałość filtra oraz pogarszają się parametry eksploatacyjne silnika. W związku z tym rzeczywistym problemem jest zapewnienie właściwego przebiegu procesu regeneracji filtra, którego rozwiązanie pozwoli zapewnić jego szerokie wprowadzenie do eksploatacji.

of a filter material. Thus, the burning temperature of soot essentially decreases. Since the diesel exhaust gases contain oxygen, the regeneration process can occur directly with the diesel operation in modes of sufficient exhaust temperatures. Such auto-regeneration process or passive regeneration will occur depending on several factors. Such parameters as the temperature in the filter and catalytic properties have the main impact on the soot burning process. However, less obvious parameters, such as oxygen concentration in the exhaust gases, amount of soot in the filter at a given moment, operating time on a given mode and the like also play an important role. Thus, depending on values of these parameters that under operating conditions change in time, the soot filter can be filled by PM and then be regenerated burning soot. The filter will operate for a long time, if the amount of PM and the regeneration temperature do not exceed certain permissible values. The literature describes the mathematical models and results of burning soot particles in DPFs at conditions of stationary modes [3]. The design procedures of accumulation processes and soot burning under operating conditions of vehicles fitted with diesel engines are not described.

### 3. The purpose of the paper

The purpose of this paper was to perform a research of the soot filter condition in a diesel engine vehicle at operation on different modes and their combinations. For this purpose, a design procedure was developed and a research was carried out with the help of the procedure.

The research was carried out for a diesel engine vehicle (KamAZ-740M). The DPF filter with a granular filter layer was the object of the research. The granular layer was composed of granules (SHN-2,  $\gamma$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) coated by the catalyst (CuO:Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> – 5:5%). Thickness of the filter layer was 155  $\mu$ m and the area of cross-section – 0.6241 m<sup>2</sup>.

### 4. Materials and research results

The engine universal characteristics as a function of the engine speed and power, values of such parameters as the flow and temperature of exhaust gases, the air excess coefficient and the concentration of soot are the initial data for the calculation process.

On the basis of the initial data the following parameters, available at different diesel operation modes, were taken into account:

1. The accumulation rate of the diesel filter

$$W_H = \eta V_{or} C_c, \quad (1)$$

where:  $W_H$  – accumulation rate of the filter, g/s,  $\eta$  – trapping efficiency of the filter,  $\eta = 0.9$  accepted in calculations,  $V_{or}$  – flow of exhaust gases, m<sup>3</sup>/s,  $C_c$  – soot concentration in exhaust gases, g/m<sup>3</sup>.

2. Burning rate of soot was calculated for different operation under different engine modes at different DPF filling with the help of the developed and pre-tested software for calculation of the filter regeneration in stationary conditions [4].

## 2. Analiza współczesnych badań i publikacji z zakresu regeneracji filtrów PM

Istnieją różne metody regeneracji filtra DPF [2, 3]. Perspektywną metodą jest pokrycie warstwą katalityczną materiału filtracyjnego, w wyniku czego temperatura spalania sadzy zmniejsza się znacząco. Z uwagi na to, że spaliny silników ZS zawsze zawierają tlen, proces regeneracji filtra może nastąpić podczas pracy silnika, w warunkach osiągnięcia odpowiedniej temperatury spalin. Powyższy proces automatycznej lub pasywnej regeneracji będzie przebiegać w różny sposób, w zależności od kilku czynników. Główny wpływ na proces wypalania sadzy mają temperatura filtra i właściwości katalizatora. Jednak istotną rolę odgrywają także inne, mniej oczywiste parametry, takie jak stężenie tlenu w spalinach, ilość sadzy w filtrze, czas pracy w określonym trybie i inne. W zależności od wartości powyższych parametrów, które zmieniają się w czasie, kiedy filtr sadzy jest wypełniony przez cząstki PM następuje proces wypalania sadzy. Filtr będzie pracował przez długi czas, jeśli ilość cząstek PM w nim zawartych i temperatura regeneracji nie przekroczą określonych dopuszczalnych wartości. W literaturze opisano modele matematyczne i wyniki badań dotyczących wypalania cząstek stałych w filtrze DPF w warunkach stacjonarnych [3]. Obecnie brak jest procedur projektowania procesów gromadzenia i wypalania sadzy w rzeczywistych warunkach pracy silników ZS stosowanych w pojazdach samochodowych.

### 3. Cel pracy

Celem pracy jest przedstawienie wyników badań stanu filtra PM silnika ZS pojazdu podczas różnych jego warunków pracy i ich kombinacji. W tym celu opracowano procedurę projektowania, na podstawie której przeprowadzono stosowne badania.

Badania wykonano dla pojazdów samochodowych wyposażonych w silniki ZS (KamAZ-740M). Obiektem badań był filtr DPF z granulowanym złożem filtrującym. Granulowane złożo składało się z granulek (SHN-2,  $\gamma$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) i pokryte było katalizatorem (CuO:Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> – 5:5%). Grubość złoża filtra wynosiła 155  $\mu$ m, przekrój – 0,6241 m<sup>2</sup>.

### 4. Materiały i wyniki badań

Danymi wyjściowymi do obliczeń podstawowych charakterystyk silnika w funkcji prędkości obrotowej i wartości mocy były takie wielkości, jak: natężenie przepływu i temperatura spalin, współczynnik nadmiaru powietrza oraz stężenie sadzy.

Na podstawie danych wyjściowych dostępnych dla różnych punktów pracy silnika ZS określono:

1. Szybkość akumulacji cząstek na filtrze – wzór (1), gdzie:  $W_H$  – szybkość gromadzenia się cząstek na filtrze, g/s,  $\eta$  – sprawność filtra; w obliczeniach przyjęto:  $\eta = 0,9$ ,  $V_{or}$  – objętościowe natężenie przepływu spalin, m<sup>3</sup>/s,  $C_c$  – stężenie sadzy w spalinach, g/m<sup>3</sup>.
2. Szybkość wypalania sadzy; obliczono ją dla różnych warunków pracy silnika ZS z różnym napełnieniem filtra DPF za pomocą przygotowanych i zweryfikowanych

3. The maximum filter temperature while burning soot is a parameter that most essentially influences the durability of a DPF. The temperature was determined, juxtaposed with the burning rate of soot by mathematical modeling of a regeneration process for different modes and filter filling.

After processing the results of these calculations using the least squares method correlations were drawn up. The equations for parameters represent a function of the engine speed and its power, flow and temperature of exhaust gases and mass of soot collected in the filter. Good approximation is given with the following equations:

$$W_H = 1.1195 \cdot \exp(-8.6196 - 0.000206 n + 0.00000422 n^2 + 0.01323 P + 0.000183 P^2) \quad (2)$$

$$W_B = 30.8 \cdot \exp\left(-7.79 + \frac{139101}{G^2} - \frac{109784}{T^2} - 0.01549 \alpha^2 + 0.00305 m - 0.8484 \frac{\alpha}{m} + 0.000157 \frac{T^2}{G} + 0.00000826 \alpha T^2 + 0.000489 \frac{G}{m} - 0.00754 \frac{T}{m}\right) \quad (3)$$

$$T_{max} = 271.1 + \frac{13908939}{G^2} - \frac{7754221}{T^2} + 0.6554 \alpha^2 + 0.7884 m - 0.07072 \alpha m + 0.00000084 GT^2 + 0.000074 \alpha T^2 - 0.000226 Gm - 0.00034 Tm \quad (4)$$

where:  $W_B$  – burning rate of soot, g/s;  $n$  – engine speed,  $\text{min}^{-1}$ ;  $P$  – relative engine power, %;  $G$  – flow of exhaust gases, kg/h;  $\alpha$  – excess air coefficient;  $m$  – initial soot mass in the filter, g;  $T$  – temperature of exhaust gases in operation modes, °C;  $T_{max}$  – maximum filter temperature, °C.

The correlation factors for the equations (2), (3) and (4) are: 0.991; 0.987; 0.981, accordingly.

Calculation of the filter accumulation rate was carried out according to the test cycle and with the equation (1).

According to equation (2) a characteristic of accumulation rate  $W_H$  for different diesel operation modes was developed, which represents an exponential dependence on the engine speed and relative engine power. Fig. 1 shows that  $W_H$  essentially increases with the increasing engine power at high engine speed.

The computer experiments were carried out to determine the burning rate of soot in the filter and the maximum filter temperature. The experiment was executed with the use of the program «BurnSootFilter» of a catalytic thermal regeneration of the filter developed by Y. Shekhovtsov.

According to equations (3) and (4), the characteristics of the burning rate of soot

wcześniej programów do obliczeń regeneracji filtra w warunkach stacjonarnych [4].

3. Maksymalną temperaturę wypalania sadzy – ma ona istotny wpływ na trwałość filtrów DPF. Wyznaczono ją w procesie matematycznego modelowania regeneracji, opierając się na różnej szybkości wypalania sadzy, dla różnych trybów pracy i napełniania filtra.

Po opracowaniu wyników obliczeń za pomocą metody najmniejszych kwadratów uzyskano kolejne zależności. Równania parametrów przedstawiają funkcję masy sadzy gromadzonej w filtrze zależną od prędkości obrotowej silnika i jego mocy oraz przepływu i temperatury spalin. Dobrą aproksymację dają równania (2)–(4), gdzie:  $W_B$  – szybkość akumulacji sadzy, g/s,  $n$  – prędkość obrotowa silnika, obr/min,  $P$  – względna moc silnika, %,  $G$  – masowe natężenie przepływu spalin, kg/h,  $\alpha$  – współczynnik nadmiaru powietrza,  $m$  – początkowa masa sadzy na filtrze, g,  $T$  – temperatura spalin, °C,  $T_{max}$  – maksymalna temperatura filtra, °C.

Współczynnik korelacji dla równań (2)–(4) wynosi odpowiednio: 0,991, 0,987, 0,981. Obliczenia szybkości akumulacji cząstek w filtrze przeprowadzono zgodnie z cyklem badań dla równania (1).

Zgodnie z równaniem (2) zbudowano charakterystykę szybkości akumulacji  $W_H$  dla różnych warunków pracy silnika ZS, będącą wykładniczą funkcją zależną od prędkości obrotowej silnika i jego względnej mocy. Na rysunku 1 przedstawiono, że  $W_H$  znacznie zwiększa swoją wartość wraz ze wzrostem mocy silnika w zakresie dużych wartości jego prędkości obrotowej.

W celu określenia szybkości wypalania sadzy w filtrze i maksymalnej temperatury filtra przeprowadzono odpowiednie badania numeryczne. Obliczenia dla katalizycznej termicznej regeneracji filtra wykonano za pomocą programu BurnSootFilter opracowanego przez Y. Shekhovtsova.

Zgodnie z równaniem (3) i (4) zbudowano charakterystyki szybkości wypalania sadzy i maksymalnej temperatury filtra dla różnych warunków pracy silnika. Na rysunku 2 przedstawiono wykładniczą zależność szyb-

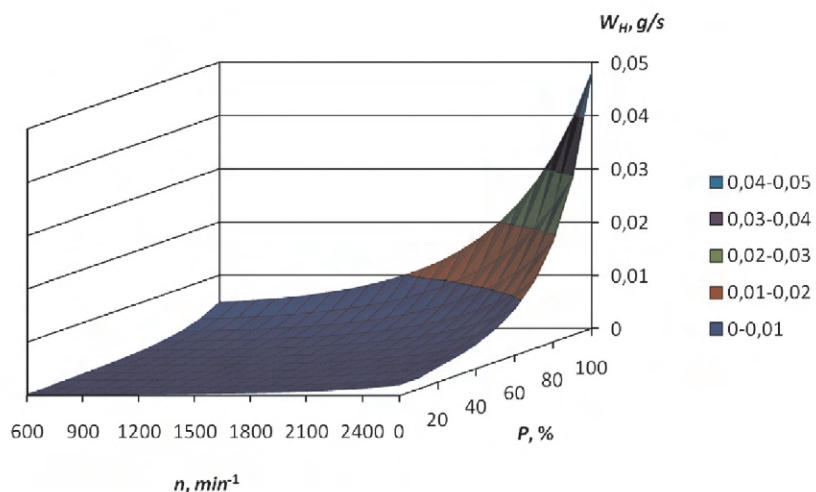


Fig. 1. The characteristic of a soot accumulation rate for diesel engine  
Rys. 1. Charakterystyka szybkości gromadzenia sadzy na filtrze silnika ZS

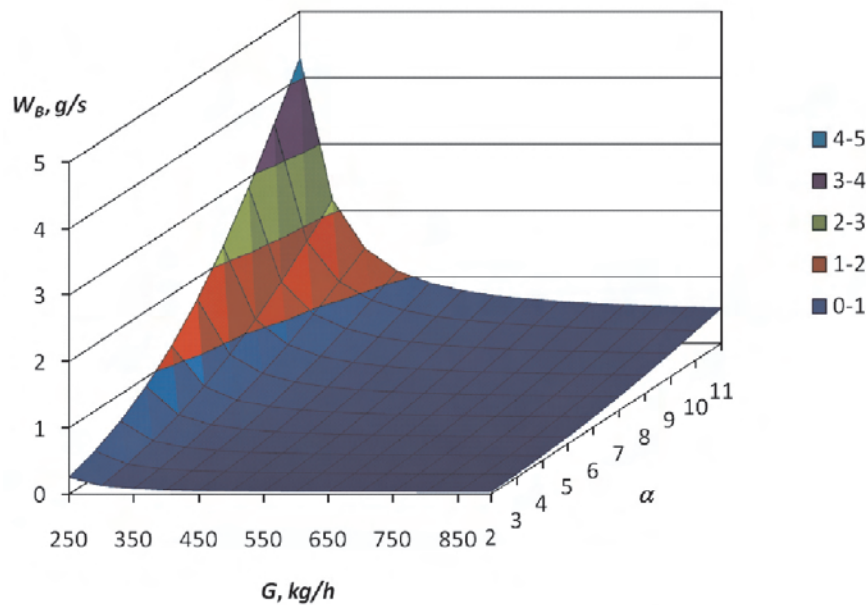


Fig. 2. The characteristic of the soot burning rate at the exhaust gas temperature ( $T = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) for a 500 g initial soot mass in the filter

Rys. 2. Charakterystyka szybkości wypalania sadzy przy temperaturze spalin  $T = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$  i dla początkowej masy sadzy w filtrze równej 500 g

and maximum filter temperature for different diesel operation modes were developed. Figure 2 shows the exponential dependence of the burning rate of soot from the flow of exhaust gases and air excess coefficient. The burning rate of soot essentially increases with the increasing excess air coefficient and with the decreasing flow of the exhaust gases. Figure 3 shows a dependence of the maximum filter temperature on the flow of exhaust gases and excess air coefficient.

According to the analysis of the equations, the following conclusions can be drawn:

1. Low accumulation rates of the filter for the whole range of engine loads were observed at the engine idling and low speed modes. Amount of residual oxygen in the exhaust gases is sufficient for combustion, but the burning of soot does not occur because of the low temperature of the exhaust gases.
2. The accumulation of soot does not occur at the minimum filling of the filter and engine operation at part load modes. The burning rate of soot exceeds the accumulation rate of the filter. Soot burns at the maximum filter filling, because the increase of the engine load increases the exhaust temperatures and the burning rate of soot.
3. The accumulation of soot does not occur at the minimum filling of a filter and engine operation at full power and low engine speed. The burning rate of soot exceeds the accumulation rate of the filter. Fast soot burning occurs at the maximum filter filling. It is related to the high temperature

kości wypalania sadzy od natężenia przepływu spalin i współczynnika nadmiaru powietrza. Szybkość wypalania sadzy zasadniczo zwiększa się wraz ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza i zmniejszeniem natężenia przepływu spalin. Zależność maksymalnej temperatury filtra od natężenia przepływu spalin i współczynnika nadmiaru powietrza przedstawiono na rys. 3.

Na podstawie przeprowadzonych badań równań można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Na biegu jałowym i w zakresie małych wartości prędkości obrotowych silnika obserwuje się małą szybkość akumulacji cząstek w filtrze dla wszystkich zakresów obciążenia silnika. Ilość pozostałego tlenu w spalinach jest wystarczająca do procesu wypalania sadzy, ale proces powyższy nie występuje ze względu na małą wartość temperatury spalin.
2. Podczas pracy silnika w zakresie częściowych obciążeń nagromadzenie sadzy nie występuje i charakteryzuje się minimalnym wypełnieniem filtra. Szybkość wypalania sadzy przekracza szybkość jej akumulacji w filtrze. Przy maksymalnym wypełnieniu filtra sadza wypala się, ponieważ wraz ze wzrostem obciążenia silnika zwiększa się temperatura spalin i szybkość jej wypalania.
3. Nagromadzenie sadzy nie występuje podczas pracy silnika w warunkach pełnej mocy i przy niewielkiej prędkości obrotowej silnika, i charakteryzuje się minimalnym wy-

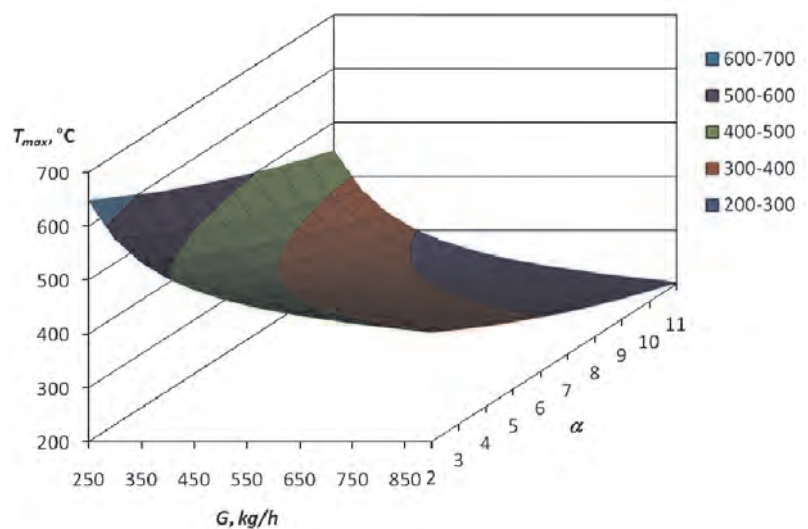


Fig. 3. The characteristic of the maximum filter temperature at the exhaust gas temperature ( $T = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) for 500 g initial soot mass in the filter

Rys. 3. Charakterystyka maksymalnej temperatury filtra dla temperatury spalin  $T = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$  oraz początkowej masy sadzy w filtrze równej 500 g

of the exhaust gases and a sufficient content of residual oxygen.

During operation of a vehicle fitted with a diesel engine the amount of accumulated PM in the filter was determined with the help of a numerical integration of a differential equation:

$$m = m_{ir} + \int_0^t (W_H - W_B) dt \quad (5)$$

where:  $m_{ir}$  – initial soot mass in the filter, g;  $t$  – engine operation time, s.

The computer software was developed by using the proposed design procedure (the Excel workbook). The program allows analyzing of the filter condition during its operation for different modes and their combinations.

The calculation results showed that even in the presence of the catalytic coating at idling modes and low loads (until 15–25% powers) the burning of soot in the filter layer does not take place. PM only accumulates at these modes according to equation (1). Modes with power of more than 25% have higher exhaust temperatures and a higher flow of PM in the filter, and under these modes the PM is burnt in the layer of a filter material. Thus, if accumulation rate of the diesel filter on the set mode is constant, the burning rate of

pełnieniem filtra. Szybkość wypalania sadzy przekracza szybkość jej akumulacji w filtrze. Przy maksymalnym wypełnieniu filtra cząstkami występuje szybkie wypalanie sadzy. Źródłem tego jest wysoka temperatura spalin i wystarczająca ilość tlenu.

Ilość zgromadzonych cząstek PM w filtrze podczas pracy silnika ZS w pojeździe wyznaczono za pomocą numerycznego całkowania równania różniczkowego (5), gdzie:  $m_{ir}$  – początkowa masa sadzy w filtrze, g,  $t$  – czas pracy silnika, s.

Program numeryczny opracowano, opierając się na proponowanej procedurze projektowania z zastosowaniem programu Excel. Program pozwala na badanie stanu filtra podczas jego pracy w różnych trybach i ich kombinacjach.

Wyniki obliczeń wskazały, że wypalanie sadzy w filtrze z obecną katalityczną warstwą nie występuje podczas pracy silnika na biegu jałowym i w zakresie niewielkich obciążeń (do 15–25% mocy). Zgodnie z równaniem (1) cząstki PM gromadzą się podczas pracy silnika w powyższych warunkach. Tryby pracy silnika o względnej mocy ponad 25% mają większą temperaturę spalin i generują przepływ cząstek PM w filtrze, co powoduje ich wypalanie w złożu materiału filtrującego. Tak więc, jeśli szybkość gromadzenia się cząstek PM w filtrze w wyznaczonym trybie jest stała, szybkość wypalania sadzy na skutek zmian ilości PM znajdujących w filtrze zmienia się. Jeżeli

wartość emisji PM będzie mniejsza niż określona wartość  $m_p$ , szybkość wypalania  $W_B$  będzie mniejsza od szybkości akumulacji  $W_H$  i ilość nagromadzonych cząstek PM w filtrze wzrośnie. Jednakże przyrost masy  $m$  zwiększa  $W_B$ . Później szybkość akumulacji PM wyrównuje się z szybkością wypalania, co powoduje, że masa cząstek PM w filtrze jest niezmienna i równa się  $m_p$ . Gdy  $m_{ir} > m_p$ , wtedy  $m_p$  zachowuje się podobnie. Tylko w tym przypadku  $W_B$  będzie się zmniejszać, dopóki nie wyrówna się z  $W_H$ . Na rysunku 4 pokazano zmiany równowagi cząstek PM w filtrze,  $m_p$  w zależności od charakterystyki obciążenia silnika ZS dla dwóch prędkości obrotowych silnika ( $n$ , obr/min).

Zależności dla innych prędkości obrotowych są podobne.

Zwiększenie mocy silnika ZS powoduje zmniejszenie ilości PM w filtrze ze względu na zwiększenie temperatury spalin. Prowadzi to do zwiększenia szybkości wypalania sadzy. Przy małych prędkościach obrotowych silnika występuje zmniejszenie szybkości akumulacji cząstek w filtrze  $W_H$ , co powoduje zmniejszenie  $m_p$ .

Spalanie sadzy może spowodować znaczny wzrost temperatury warstwy filtrującej, a to może być przyczyną uszkodzenia filtra (np. badania reaktora katalitycznego z ziarnistym złożem filtrującym przy maksymalnym zapeł-

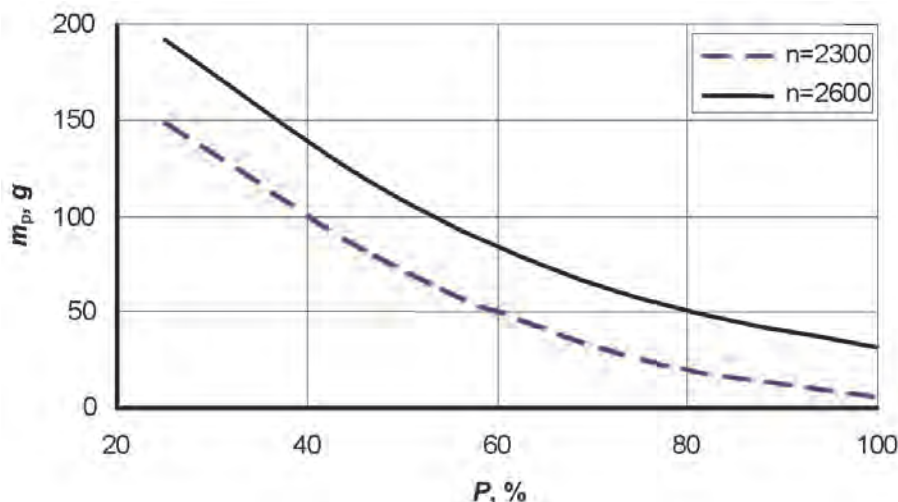


Fig. 4. The equilibrium soot mass in the filter

Rys. 4. Przebieg zmian równowagowej masy sadzy w filtrze

soot changes due to the changes in the amount of PM located in the filter. If the initial amount of PM is less than value  $m_p$ , the burning rate  $W_B$  will be lower than the accumulation rate  $W_H$  and the amount of the accumulated PM in the filter will increase. However, the increase in mass  $m$  increases  $W_B$ . Later time is equaled with the accumulation rate of PM and the burning rate. Subsequently, the mass of PM in the diesel filter is invariable and is equal to  $m_p$ . In the case where there is  $m_{ir} > m_p$ , then  $m_p$  is established similarly. Only in this case,  $W_B$  will decrease until it equals  $W_H$ . Fig. 4 shows the influence of the change in the equilibrium amount of PM

in the filter  $m_p$  on the load characteristics of the diesel engine for the two engine speeds ( $n$ ,  $\text{min}^{-1}$ ). A similar situation is for other speeds.

An increase in power in a diesel engine leads to a decrease in the amount of PM in the filter due to the increase of the exhaust gases temperature. This leads to an increase of the burning rate of soot. The  $m_p$  reduction at lower speeds is caused by a decrease in the accumulation rate of the diesel filter  $W_H$ .

Burning of soot can lead to a significant increase of the temperature in the filter layer. This may cause the filter failure. Tests carried out on the catalytic converter with the granular filter layer and a maximum loading soot are the case here [5] where an exhaust gas heater was installed before the converter. The temperature of the exhaust gases was increased slowly in the heater to activate the early burning of soot. At the temperature of about  $225\text{ }^\circ\text{C}$  a sharp increase in the temperature filter layer was recorded. The temperature in the layer was at  $1250\text{ }^\circ\text{C}$ . Two of the three thermocouples located in the layer failed.

High content of PM in the diesel filter leads to an uncontrolled process of soot burning and damage of the filter element. Diesel soot filter is out of operation. In such a situation the filter should be given the maximum possible flow of exhaust gas in order to distribute the heat between the exhaust gases and the filter element. Such modes of regeneration are disadvantageous and are to be avoided.

The maximum temperature in the filter layer depends not only on the exhaust gases temperature. The accumulated soot mass in the diesel filter at the beginning of the regeneration can have a great influence on its value. This situation can occur when the engine is transferred to the nominal rating mode or the one similar to it or when the engine is operated for a long time at the idle mode or the one similar to it without regeneration. In this case fast burning of the previously accumulated soot can lead to a heat stroke and a damage of the filter layer. Figure 5 shows the maximum temperature in the filter layer from the soot initial mass in the filter during its regeneration in the nominal mode of the engine operation.

Figure 5 shows that when the filter is loaded more than 1200 grams high temperatures will occur in the filter layer. In operating modes, the accumulation of such PM mass in the filter may not occur as the engine would have to operate at low load continuously for more 100 hours. The passive regeneration of the filter for diesel engines at lower modes can occur so slowly that the accumulation rate of PM in the filter element will be higher. This leads to the disadvantageous filling of the filter. Therefore, it is advisable to forecast such situations and avoid excessive filter filling.

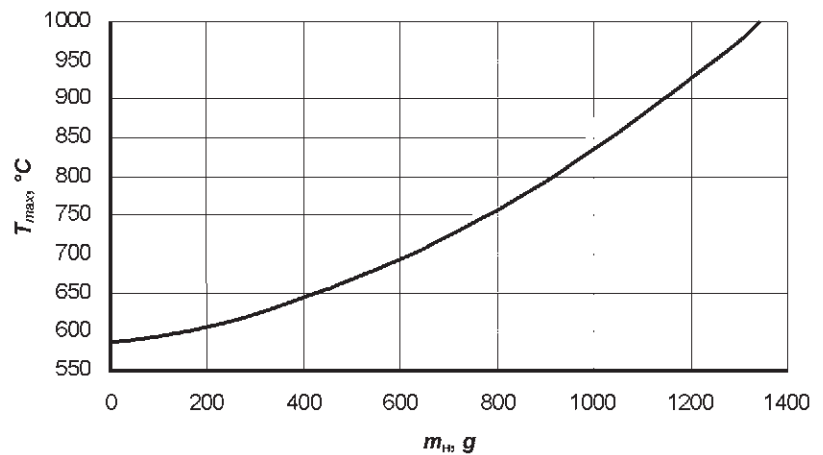


Fig. 5. The relation of the maximum temperature in the filter layer and the initial soot mass in the filter

Rys. 5. Zależność maksymalnej temperatury warstwy filtrującej od początkowej masy sadzy na filtrze

nieniu sadzą) [5]. Przed reaktorem zainstalowano grzejnik spalin. Grzejnik powoli zwiększa temperaturę spalin, aby uruchomić wcześniejsze wypalanie sadzy. Przy temperaturze około  $225\text{ }^\circ\text{C}$  odnotowano gwałtowny wzrost temperatury złoża filtra. Temperatura złoża wynosiła  $1250\text{ }^\circ\text{C}$ . Dwie z trzech termopar znajdujących się w złożu uległy uszkodzeniu.

Wysoka zawartość cząstek PM w filtrze prowadzi do niekontrolowanego procesu wypalania sadzy i niszczenia filtra. Uniemożliwia to eksploatację filtra sadzy silnika ZS. W takiej sytuacji powinien być uzyskany jak największy przepływ spalin, w celu rozprowadzania ciepła między spalinami i elementami filtra. Takie sposoby regeneracji są nieprawidłowe i należy ich unikać.

Maksymalna temperatura złoża filtrującego zależy nie tylko od temperatury spalin. Na powyższą wartość może mieć duży wpływ masa nagromadzonej sadzy w filtrze silnika ZS przed rozpoczęciem procesu regeneracji. Powyższa sytuacja może wystąpić wtedy, gdy silnik długi czas pracował bez regeneracji na biegu jałowym lub w warunkach bliskich powyższemu punktowi pracy i gdy warunki pracy silnika zmieniły się na nominalne lub im podobne. Wtedy szybkie wypalanie wcześniej zgromadzonej sadzy może prowadzić do gwałtownego zwiększenia temperatury i zniszczenia złoża filtrującego. Na rysunku 5 przedstawiono maksymalną temperaturę złoża filtrującego w zależności od początkowej masy sadzy w filtrze podczas regeneracji dla warunków znamionowych pracy silnika.

Wypełnienie filtra cząstkami o masie ponad 1200 g (rys. 5) powoduje wystąpienie dużych wartości temperatur warstwy filtrującej. Nagromadzenie takiej masy cząstek PM w filtrze podczas pracy silnika nie występuje, ponieważ silnik musi pracować przy małym obciążeniu przez okres dłuższy niż 100 godzin. Pasywna regeneracja filtra silnika ZS podczas pracy w zakresie małych wartości obciążenia może występować tak wolno, że szybkość gromadzenia cząstek PM w filtrze będzie większa. Prowadzi to do nadmiernego

## 5. Conclusions

1. Preliminary calculations show that under vehicle operating conditions the operating diesel engine modes do not lead to hazardous concentrations of soot in the filter.
2. Our research shows, that the use of the catalytic coating in the soot filter ensures its passive regeneration in the operating conditions.
3. The main factors determining the regeneration of the filter are the flow of the exhaust gases through the filter element, the temperature of the exhaust gases and exhaust gas oxygen content.
4. There are modes of engine operation, for which the equations describe the regeneration incorrectly. This problem can be solved by replacement of the universal engine characteristics with the extended plan of the design experiment subject to unreported modes.
5. The theoretical importance of the research is to obtain the dependences of the accumulation rate, burning rate and the maximum filter temperature on the operational parameters of the diesel engine.
6. The practical importance of the research is the possibility of analysis of the conditions of the filter in different modes as well as to simulate different operating conditions without the use of specific characteristics of the diesel engine.

wypełnienia filtra cząstkami. Dlatego wskazane jest przewidywanie takich sytuacji w celu uniknięcia nadmiernego wypełnienia filtra.

## 5. Wnioski

1. Obliczenia wstępne wskazują, że praca silnika ZS zainstalowanego w pojeździe nie prowadzi do niebezpiecznych koncentracji sadzy w filtrze PM.
2. Badania autorów pokazują, że zastosowanie filtra sadzy z powłoką katalityczną zapewnia pasywną regenerację w warunkach eksploatacji.
3. Głównymi czynnikami określającymi regenerację filtra są: natężenie przepływu spalin przez element filtrujący, temperatura spalin i ilość zawartego w nich tlenu.
4. Istnieją warunki pracy silnika, dla których równania opisujące proces regeneracji są nieprawidłowe. Powyższy problem może być rozwiązany przez rozszerzony plan badań i uzupełnienie charakterystyk silnika podczas pracy w tych warunkach.
5. Teoretyczny aspekt powyższych badań to uzyskanie zależności szybkości akumulacji, szybkości spalania i maksymalnej temperatury filtra od parametrów silnika ZS.
6. Praktycznym aspektem badań jest możliwość oceny stanu filtrów w różnych warunkach, również do symulowania tychże warunków bez zastosowania szczególnych charakterystyk silnika ZS.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Zvonov V.A., Kornilov G.S., Simonova E.A.: Ocenka i kontrol' vybrosov dispersnyh častic otrabotavših gazov dizelej. Izd. Prima-Press-M, 2005, 312 s.
- [2] Šehovcov Ů.I., Zaigraev L.S., Popov A.S.: Analiz metodov regeneracii fil'truših čelementov dizel'nyh saževy fil'trov, Ękologiã: Sbornik naučnyh trudov Vostočnoukrajnskogo Nacional'nogo Universiteta im. V. Dalã i Poznan'skogo Tehničeskogo Universiteta – Lugansk: Izd. VNU im. V. Dalã. 2002 – No 2 – s. 84-96.
- [3] Merksiz J., Mazurek S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych OBD. 2006, 608 s.
- [4] Šehovcov Ů.I., Zaigraev L.S.: Matematičeskaã model' vygoraniã tvėrdy častic v strukture dizel'nogo saževogo fil'tra, Aviacionno-kosmičeskaã tehnika i tehnologiã – Har'kov, 2003, vyp. 7 (42), s. 16-19.
- [5] Zvonov V.A., Zaigraev L.S., Vasil'ev I.P., Bodrov Ů.K.: Ęlektromehaničeskij fil'tr dlã ulavlivaniã tvėrdy častic iz otrabotavših gazov dizelã//Ękotehnologii i resursosberezėnie, 1996, No 4, s. 59-64.

Leonid Zaigraev, DEng. – East-Ukrainian National University of the Volodymyr Dahl, Department of Ecology, Ukraine.

*Dr inż. Leonid Zaigraev – docent na Wschodnio-Ukraińskim Narodowym Uniwersytecie im. Władimira Dalii, Wydział Ekologii, Ukraina.*

e-mail: [zaigraevl@yandex.ua](mailto:zaigraevl@yandex.ua)

Yury Shekhovtsov, MSc. – East-Ukrainian National University of the Volodymyr Dahl, Department of Ecology, Ukraine.

*Mgr inż. Yury Shekhovtsov – asystent na Wschodnio-Ukraińskim Narodowym Uniwersytecie im. Władimira Dalii, Wydział Ekologii, Ukraina.*

e-mail: [murenay@ukr.net](mailto:murenay@ukr.net)

Oleg Ignatov, DEng. – East-Ukrainian National University of the Volodymyr Dahl, Department of Ecology, Ukraine.

*Dr inż. Oleg Ignatov – docent na Wschodnio-Ukraińskim Narodowym Uniwersytecie im. Władimira Dalii, Wydział Ekologii, Ukraina.*

e-mail: [murenay@ukr.net](mailto:murenay@ukr.net)

## A study on the improvement of uniformity of dust extraction from multicyclone dust collectors

*The paper presents a possible improvement of uniformity of dust extraction from individual cyclones of a multi-cyclone air filter with modifications of the dust collector design. The suggested dust collector model is divided into segments, with insulated extraction ducts, assigned to a specific number of individual cyclones. The concept of the division into extraction ducts and segments is presented based on the air filter multicyclone of a special tracked vehicle. A physical and mathematical model of the dust collector segment is presented, and the heights of individual extraction ducts are calculated.*

Key words: *internal combustion engine, air filtration, multicyclone, dust collector, extraction rate, extraction uniformity, extraction efficiency*

### Analiza możliwości poprawy równomierności odsysania pyłu z odpylacza multicyklonowego

*W artykule przedstawiono możliwość poprawy równomierności odsysania pyłu z pojedynczych cyklonów multicyklonowego filtra powietrza, polegającą na zmianie formy konstrukcyjnej osadnika pyłu. Zaproponowano model osadnika pyłu podzielonego na segmenty mające odizolowane od siebie kanały odsysania, którym przyporządkowano określoną liczbę cyklonów. Ideę podziału na segmenty i kanały odsysania przedstawiono na przykładzie multicyklonu filtra powietrza gąsienicowego pojazdu specjalnego. Przedstawiono model fizyczny i matematyczny konstrukcji segmentu osadnika pyłu. Wykonano obliczenia wysokości kanałów odsysania.*

Słowa kluczowe: *silniki spalinowe, filtracja powietrza, multicyklon, osadnik pyłu, stopień odsysania, równomierność odsysania, skuteczność odpylania*

### 1. Introduction

Engine intake systems of many off-road vehicles and machines operated in high air dustiness ( $> 1 \text{ g/m}^3$ ) are fitted with two-stage filters, where the first air filtration stage includes a multi-cyclone. Multi-cyclones include several to a few dozen filter elements (cyclones) in parallel and are mainly used in intake air filters of tank engines (domestic: PT-91, T-72, and T-55AM and foreign: Leopard 2 and Abrams), trucks (Volvo, Scania), off-road trucks (Star 266) and machines (Bizon harvester). The dust separated by individual cyclones is collected in a common receptacle (dust collector) and removed, most often in a constant extraction process.

Dust extraction from a cyclone dust collector significantly improves the dust extraction efficiency. As results from available studies, multi-cyclone performance as a unit at the same flow parameters and suction rates are considerably inferior to the total performance of individual cyclones. Many years of experience have shown that the simplest solution to remove the dust from a multi-cyclone dust collector to a single, common receptacle, where the stream is extracted via a single port, results in a significant reduction of dust collector efficiency, even by 10% compared to a single cyclone [1, 2, 4, 5].

The reduction is due to backflow-caused non-uniform gas distribution between individual cyclones. The studies of ejector dust extracting systems from multicyclones in various air filters showed high variation in  $Q_{sc}$  stream values extracted from individual cyclones with a common dust collector [6, 9, and 10]. The conclusion is simple – an extraction system

### 1. Wstęp

Układy dolotowe silników napędowych wielu terenowych pojazdów mechanicznych, a także maszyn roboczych, eksploatowanych w warunkach dużego (powyżej  $1 \text{ g/m}^3$ ) zapylenia powietrza wyposaża się w filtry dwustopniowe, w których pierwszym stopniu oczyszczania powietrza są multicyklony. Są to zazwyczaj zespoły składające się z kilku do kilkudziesięciu elementów filtracyjnych (cyklonów) połączonych równolegle. Multicyklony stosuje się głównie w filtrach powietrza wlotowego silników czołgowych (na przykład krajowych: PT-91, T-72, T-55AM i za granicą: Leopard 2 i Abrams), a także w samochodach ciężarowych (Volvo oraz Scania) i ciężarowo-terenowych (Star 266) oraz w maszynach roboczych (kombajn Bizon). Odseparowany w każdym z pojedynczych cyklonów pył jest gromadzony we wspólnym kolektorze (pojemniku), zwanym osadnikiem pyłu, skąd następnie jest usuwany najczęściej przez ciągłe odsysanie.

Zastosowanie odsysania pyłu z osadnika cyklonu powoduje zauważalny wzrost jego skuteczności odpylania. Z prac poświęconych temu problemowi wynika, że przy zachowaniu jednakowych kryteriów przepływu i tym samym stopniu odsysania, osiągi multicyklonu jako całości bywają jednak znacznie gorsze od osiągnięć pojedynczych cyklonów, z których jest on zbudowany. Liczne doświadczenia wykazały, że najprostsze rozwiązanie odprowadzania zanieczyszczeń z odpylacza multicyklonowego do jednego, wspólnego dla wszystkich cyklonów osadnika, z którego strumień odsysany jest jednym króćcem, powoduje wyraźny spadek

with common dust collector does not provide uniform extraction rate for each cyclone in a multi-cyclone, and more efficient solution is required.

## 2. The effect of multi-cyclone design on uniform dust extraction from individual cyclones

The dust is extracted by an air stream  $Q_s$ , a part of an intake air stream (contaminated)  $Q_0$  to the multi-cyclone (Fig. 1).

$$Q_0 = Q_G + Q_s, \quad (1)$$

where:  $Q_G$  – engine intake filter outlet air stream.

As results from the analysis of available multicyclone and dust extraction systems designs, if a dust collector is common for several dozen cyclones, and the dust is extracted via one or two ports the following occurs [2, 4, 6, 10 and 13]:

- extracted stream values differ between individual cyclones,
- whirling streams from cyclones entering a common dust collector interact with each other,
- backflow in cyclones at the multi-cyclone perimeter is possible.

The analysis of the effect of the multicyclone and dust collector design on  $Q_{sc}$  stream values extracted from a single cyclone of a special vehicle air filter was conducted on three multi-cyclones under working names: T1, T2 and T3 [7].

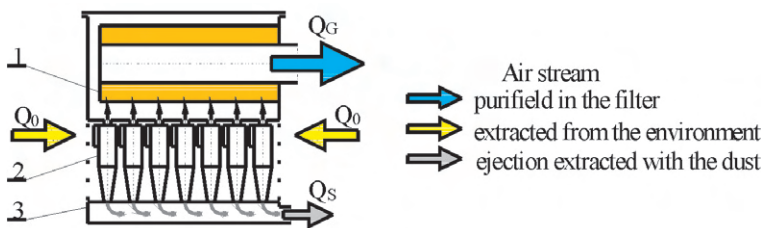


Fig. 1. Air stream flow in a two-stage filter with ejection dust extraction in a multicyclone – porous screen system

Rys. 1. Przepływ strumieni powietrza w filtrze dwustopniowym z efektywnym odsysaniem pyłu i działającym w systemie: multicyklon–przełota porowata

The general design of the engine air filter multi-cyclones selected for research (T1, T2 and T3) is similar. The cyclones, arranged in rows and columns are mounted on a rectangular plate (Fig. 2), which is the top wall of a dust collector. The T1 and T2 multicyclones are made of respectively 96 and 54 identical, vertically arranged D-40 cyclones (return with tangential inlet) with internal diameter  $D = 40$  mm at the cylindrical section. The T3 multicyclone is made of 39, horizontally arranged return cyclones with tangential inlet with internal diameter  $D = 35$  mm.

The tested multi-cyclones' dust collector is an empty chamber shaped like a flat cuboid. Dust is extracted via one (T3) or two (T1, T2) extraction ports at the front

skuteczności odpylacza, niekiedy o około 10% w stosunku do pojedynczego cyklonu [1, 2, 4, 5].

Przyczyną spadku efektywności odpylania multicyklonów jest, spowodowany zwrotnymi przepływami, nierównomierny rozdział gazu na poszczególne cyklony. Przeprowadzone badania eksperymentalne efektywnych układów odsysania pyłu z multicyklonu w różnych filtrach powietrza wykazały duże zróżnicowanie wartości strumieni odsysanych  $Q_{sc}$  z pojedynczych cyklonów, a mających wspólny osadnik pyłu [6, 9, 10]. Nasuwa się stąd prosty wniosek, że system odprowadzania zanieczyszczeń do jednego wspólnego osadnika nie zapewnia jednakowego stopnia odsysania z każdego cyklonu wchodzącego w skład multicyklonu. Wynika stąd konieczność poszukiwania doskonalszych rozwiązań sposobu odprowadzenia strumienia odsysania.

## 2. Wpływ konstrukcji multicyklonu na równomierność odsysania pyłu z pojedynczych cyklonów

Odsysanie pyłu odbywa się dzięki wytworzeniu strumienia powietrza  $Q_s$ , stanowiącego część strumienia powietrza wlotowego (zanieczyszczonego)  $Q_0$  do multicyklonu (rys. 1) i wzór (1), gdzie:  $Q_G$  – strumień powietrza wylotowego z filtra wlotowego do silnika.

Z analizy dostępnych rozwiązań konstrukcyjnych multicyklonów i ich układów odsysania pyłu z osadnika wynika, że jeżeli osadnik pyłu obejmuje swym zasięgiem kilkadziesiąt cyklonów, a odsysanie pyłu z osadnika następuje dwoma lub jednym króćcem, to występuje wtedy [2, 4, 6, 10, 13]:

- zróżnicowanie wartości strumieni odsysania z poszczególnych cyklonów,
- wzajemne oddziaływanie zawirowanych strumieni wypływających z cyklonów i wpływających do wspólnej komory osadnika pyłu,
- możliwość przepływów zwrotnych w cyklonach umiejscowionych na obrzeżu multicyklonu.

Analizę wpływu konstrukcji multicyklonu i jego osadnika pyłu na wartości strumieni odsysanych  $Q_{sc}$  z pojedynczych cyklonów filtrów powietrza silników pojazdów specjalnych wykonano na trzech multicyklonach o roboczych nazwach T1, T2, T3 [7].

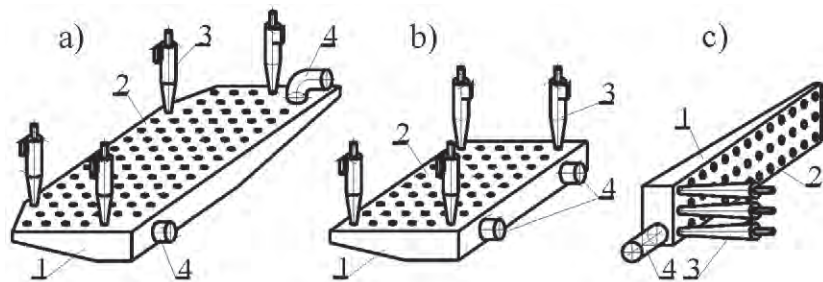


Fig. 2. Air filter multi-cyclone designs: a) T1 multicyclone, b) T2 multicyclone, c) T3 multicyclone, 1 – dust collector, 2 – cyclone mounting plate, 3 – cyclone, 4 – extraction port

Rys. 2. Konstrukcje multicyklonów filtrów powietrza: a) multicyklon T1, b) multicyklon T2, c) multicyklon T3, 1 – osadnik pyłu, 2 – płyta mocująca cyklony, 3 – cyklon, 4 – króćce odsysania

wall of the multi-cyclone dust collector (T2, T3) – Fig. 2. The cyclones are arranged in varying distances from the outlet extraction port. The last cyclone is 5 to 8 times farther from the outlet extraction port than the first cyclone, which affects the extraction stream value for the individual cyclones. This design of the dust collector and the dust extraction system results from limited space for air filter installation in a vehicle.

The  $Q_{SC}$  streams extracted from a single cyclone of the T1 multi-cyclone have different values (Fig. 3). Irrespective of the extracted  $Q_{SF}$  stream value, for cyclones with the extraction stream outlet situated near the extraction ports of the multicyclone dust collector the  $Q_{SC}$  values are the highest:  $Q_{SC} = 2.5\text{--}5.95\text{ m}^3/\text{h}$  (0.89–2.13 g/s) (Fig. 3). The  $Q_{SC}$  streams extracted from the middle cyclones of the tested row that are situated in a specific distance from the extraction

Ogólna konstrukcja wybranych do badań multicyklonów (T1, T2, T3) filtrów powietrza silników jest taka sama. Na prostokątnej płycie (rys. 2), będącej górną ścianą osadnika pyłu umocowane są cyklony, rozmieszczone w rzędach i kolumnach. Multicyklony T1, T2 zbudowane są z tych samych, pionowo ustawionych cyklonów D-40 (zwrotny z wlotem stycznym) o średnicy wewnętrznej części cylindrycznej  $D = 40\text{ mm}$ , których liczba wynosi odpowiednio: 96 i 54. Multicyklon T3 zbudowany jest z 39. poziomo zamocowanych cyklonów zwrotnych z wlotem stycznym o średnicy wewnętrznej  $D = 35\text{ mm}$ .

Osadnik pyłu badanych multicyklonów jest pustą wewnątrz komorą o kształcie zbliżonym do płaskiego prostopadłościanu. Odsysanie pyłu realizowane jest punktowo jednym (T3) lub dwoma (T1, T2) króćcami umieszczonymi na ścianie czołowej osadnika pyłu multicyklonu (T2, T3)

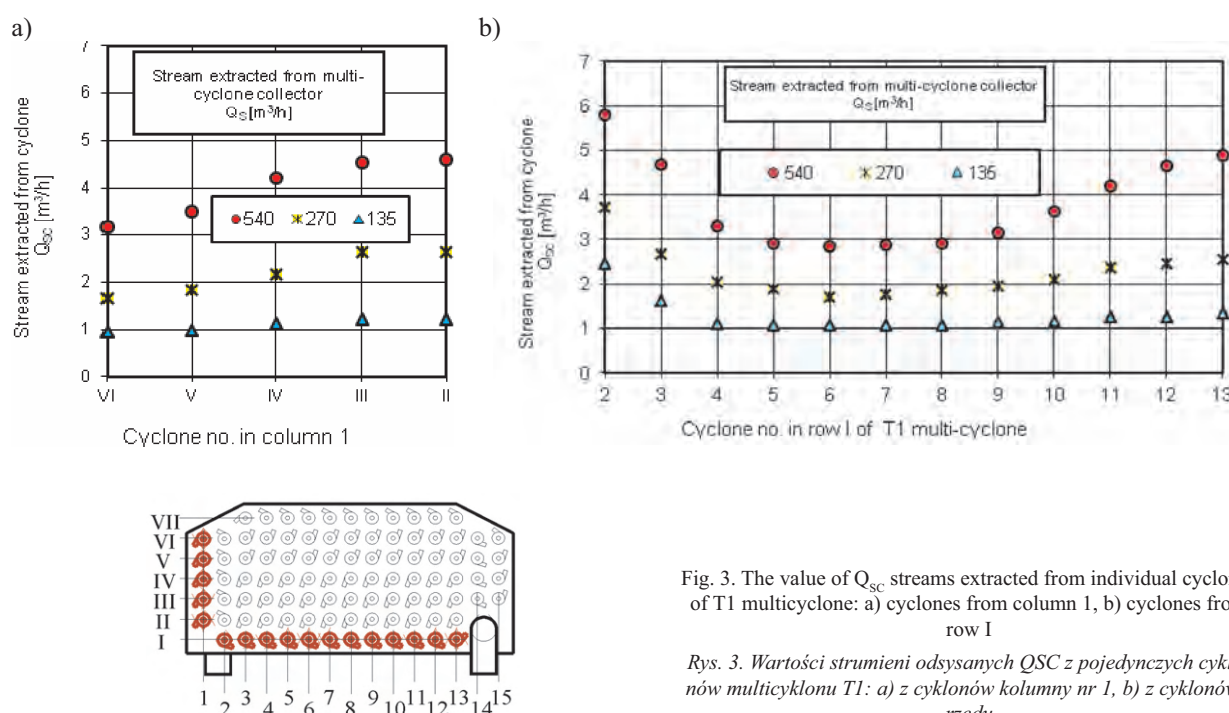


Fig. 3. The value of  $Q_{SC}$  streams extracted from individual cyclones of T1 multicyclone: a) cyclones of column I, b) cyclones from row I

Rys. 3. Wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  z pojedynczych cyklonów multicyklonu T1: a) z cyklonów kolumny nr 1, b) z cyklonów I rzędu

ports are  $Q_{SC} = 1.05\text{--}2.95\text{ m}^3/\text{h}$  (0.38–1.06 g/s), these values are more than 50% lower.

With the increase of the distance from the front of the dust collector (extraction ports) to the rear wall of the multicyclone, a systematic decrease of the extracted  $Q_{SC}$  stream values is observed (Fig. 3a). In the last (VII) row of cyclones, the streams extracted from individual cyclones have half the value compared to the cyclones in the first (I) row of the multi-cyclone.

The results of identical tests carried out for the T2 and T3 multicyclones confirm that the highest  $Q_{SC}$  values occur, regardless of the main extraction  $Q_{SF}$  stream value, for the cyclones which are the nearest to the extraction port outlet of the multicyclone dust collector, and the value decreases systematically with the distance, affecting the dust extraction efficiency.

The main reason for extraction stream non-uniformity is

– rys. 2. Cyklony względem otworu wylotowego króćca odsysania są rozmieszczone w różnej odległości. Ostatni w rzędzie cyklon znajduje się w odległości 5 do 8 razy większej niż cyklon położony najbliżej otworu wylotowego króćca odsysania. Ma to niewątpliwie wpływ na wartość strumienia odsysania z poszczególnych cyklonów. Takie rozwiązania konstrukcyjne osadników oraz układów odprowadzenia pyłu wynikają z ograniczonej przestrzeni przeznaczanej na zabudowę filtra powietrza w pojeździe.

Strumienie odsysane z pojedynczych cyklonów multicyklonu T1 przyjmują bardzo zróżnicowane wartości (rys. 3). Niezależnie od wartości strumienia odsysania  $Q_{SF}$  dla cyklonów, których wylot strumienia odsysania znajduje się blisko króćców odsysania z osadnika multicyklonu, wartości  $Q_{SC}$  są największe i zawierają się w zakresie  $Q_{SC} = 2,5\text{--}5,95\text{ m}^3/\text{h}$  (0,89–2,13 g/s). Strumienie  $Q_{SC}$  odsysane

the diversification of the flow resistance of the streams in the dust collector, at the cyclone – extraction port section for each cyclone. It is due to varying section lengths, determined by the position of the cyclone in relation to the extraction port and the effect of the collector walls on the streams extracted from the cyclones adjacent to the walls, and also the whirls in the total stream extracted from the collector.

### 3. Possible designs for the dust extraction process for a multicyclone dust collector

Three basic methods to obtain a uniform stream extracted from individual cyclones are available [4, 8, 11, 13]:

- maintaining position symmetry – the design of the collector shall maintain the symmetry of all cyclones in relation to the extraction port,
- creating uniform flow resistance of extracted streams by throttling the flow for the cyclones in which the flow resistance is higher in comparison to the other cyclones,
- combined method – a combination of both methods.

The only method of maintaining the symmetry of the position of the cyclones is if they are arranged on the circumference of a circle. This results in unused area being left in the centre the size of which depends on the number of cyclones used. Fig. 4 Since no extra space is usually available in the engine compartment, this design of the dust collector is impractical.

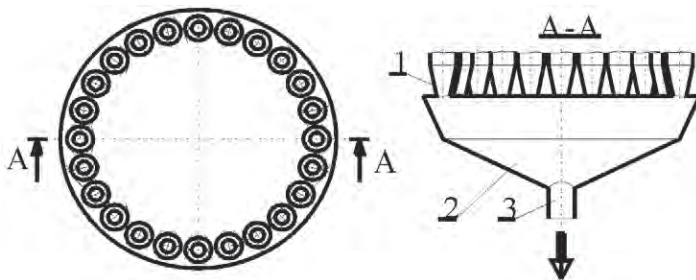


Fig. 4. Diagram of a dust collector with symmetrical position of all cyclones in relation to the extraction port: 1 – cyclone, 2 – collector, 3 – extraction line port  
 Rys. 4. Schemat osadnika z zachowaniem symetrii położenia wszystkich cyklonów w odniesieniu do króćca odsysania: 1 – cyklon, 2 – osadnik, 3 – króćciec przewodu odsysania

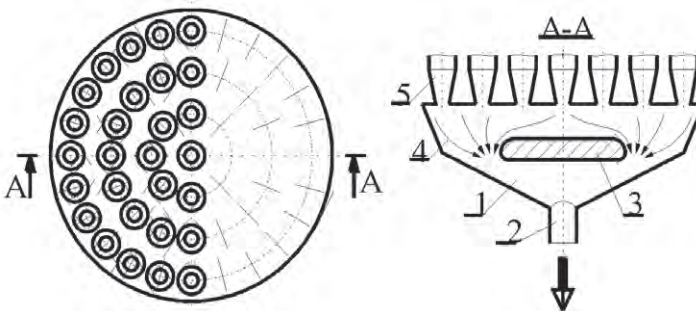


Fig. 5. Dust collector with an intermediate inlet: 1 – collector, 2 – extraction line port, 3 – deflector, 4 – stream lines, 5 – cyclone  
 Rys. 5. Schemat osadnika z wlotem pośrednim do przewodu odsysania: 1 – osadnik, 2 – króćciec przewodu odsysania, 3 – przegroda (deflektor), 4 – linie prądu strumienia, 5 – cyklon

z cyklonów środkowych badanego rzędu, a znajdujących się w pewnym oddaleniu od króćców odsysania, przyjmują wartości w granicach  $Q_{SC} = 1,05-2,95 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $0,38-1,06 \text{ g/s}$ ), a więc są o ponad 50% mniejsze.

Wraz z oddalaniem się położenia cyklonów od czoła osadnika pyłu (od króćców odsysania) ku tylnej ścianie multicyklonu, następuje systematyczny spadek wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  (rys. 3a). W ostatnim rzędzie (VII) cyklonów strumienie odsysane z pojedynczych cyklonów przyjmują wartości o połowę mniejsze niż w rzędzie pierwszym (I) multicyklonu.

Wyniki takich samych badań przeprowadzonych dla multicyklonu T2 i T3 potwierdzają zaobserwowane wcześniej zjawisko, że największe wartości  $Q_{SC}$  występują, niezależnie od wartości głównego strumienia odsysania  $Q_{SP}$ , dla cyklonów znajdujących się najbliżej otworu wylotowego króćca odsysania osadnika pyłu multicyklonu, a wraz z oddalaniem się położenia cyklonów od tego miejsca następuje ich systematyczny spadek, co wpływa niewątpliwie na skuteczność odpylania cyklonów.

Zasadniczą przyczyną nierównomierności strumieni odsysających z cyklonów jest zróżnicowanie oporów przepływu tych strumieni w osadniku odpylacza, na odcinku cyklon – króćciec odsysania, dla poszczególnych cyklonów. Wynika ono przede wszystkim z niejednakowych długości wspomnianych odcinków, zdeterminowanych położeniem cyklonu względem króćca odsysania oraz oddziaływaniem ścian osadnika na strumienie odsysane z cyklonów położonych w ich pobliżu, a także ewentualnym występowaniem obszarów zawirowań w sumarycznym strumieniu odsysanym w osadniku.

### 3. Możliwości organizacji procesu odsysania pyłu z odpylaczy multicyklonowych

Można wyróżnić trzy podstawowe sposoby prowadzące do uzyskania względnej równomierności strumieni odsysanych z pojedynczych cyklonów [4, 8, 11, 13]:

- zachowanie symetrii położenia – sposób ten polega na wykonaniu konstrukcji osadnika, tak aby zachowana była symetria położenia wszystkich cyklonów w odniesieniu do króćca odsysania,
- wytworzenie jednakowych oporów przepływu strumieni odsysanych przez celowe, odpowiednio dobrane ich dławienie z tych cyklonów, dla których opory przepływu są mniejsze niż dla pozostałych,
- sposób kombinowany – będący odpowiednim konstrukcyjnym połączeniem obu wymienionych zabiegów.

Jedyną możliwością uzyskania symetrii położenia jest umieszczenie wszystkich cyklonów wzdłuż obwodu koła. To sprawia, że w środkowej części płyty pozostaje niewykorzystana powierzchnia, tym większa, im więcej cyklonów wchodzi w skład odpylacza – rys. 4. W komorach silnikowych pojazdów nie ma zwykle nadmiaru wolnej przestrzeni i stąd wynika mała praktyczna przydatność tego rodzaju budowy odpylacza.

Maintaining a uniform extraction stream flow resistance by throttling and directing the streams can be achieved with the following methods:

- an intermediate inlet to the extraction port in a multi-cyclone collector,
- collector divided into independent ducts,
- components throttling the extraction stream flow at the outlet of selected cyclones.

Intermediate inlet for the extraction stream from the cyclones in a dust collector may be created with a special deflector inside the collector over the extraction port inlet. It should provide the required distribution of the extraction streams from the individual cyclones (Fig. 5). This solution is very difficult to implement since it requires a complex calculation model and complex and time-consuming experiments.

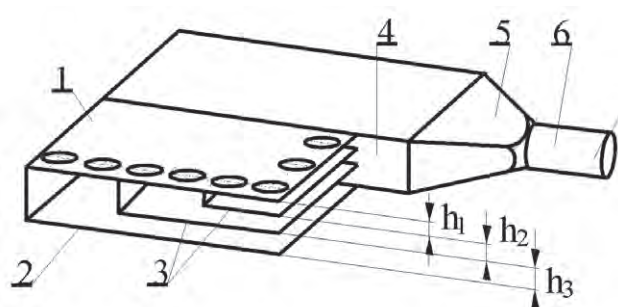


Fig. 6. Schematic diagram of a collector divided into individual ducts:  
1 – cyclone mounting plate, 2 – collector bottom, 3 – deflectors,  
4 – horizontal wall, 5 – intermediate duct, 6 – extraction port

Rys. 6. Schemat ideowy podziału osadnika na niezależne kanały:  
1 – płyta mocowania cyklonów, 2 – dno osadnika, 3 – przegrody,  
4 – ściana pionowa, 5 – kanał przejściowy, 6 – króciec odsysania

The other method of maintaining a uniform stream value for the individual cyclones is to divide the collector with several deflectors and to create independent, isolated extraction ducts inside the collector assigned to specific groups of individual cyclones (Fig. 6). The heights  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$  of ducts created by the deflectors inside the collector must be calculated to maintain a uniform resistance of flow through the ducts. These heights are determined by experimental studies.

Each individual extraction duct inside the collector should include a small group of cyclones. The width may include 3 to 4 cyclones, and the length 1 to 4 cyclones depending on the duct height at the extraction point. If the width includes more cyclones, the chamber must be divided (Fig. 6) with a vertical wall 4 to fit the required number of cyclones. Each segment should have an individual extraction port. This method can be used to modify dust collectors in existing filters, which does not provide required efficiency.

In cyclone dust collectors consisting of dozens of cyclones, various ejection extraction methods are available. The specific method and the means of providing uniform extraction stream values for all individual cyclones depend not only on their efficiency, but also on the multi-cyclone

Wyrównywanie oporów przepływu strumieni odsysających cyklonów przez dławienie i ukierunkowanie strumieni wybranych można realizować następującymi sposobami:

- przez umieszczenie w osadniku multicyklonu pośredniego wlotu do króćca odsysania,
- przez podział komory osadczej na niezależne kanały,
- za pomocą elementów dławiących przepływ strumienia odsysania umieszczonych na wylotach wybranych cyklonów.

Wlot pośredni strumieni odsysania z cyklonów w osadniku pyłu można utworzyć przez wprowadzenie do osadnika ukształtowanej przegrody – deflektora nad wlotem króćca odsysania. Powinien on zapewnić pożądany rozkład linii prądu strumieni odsysania wypływających z pojedynczych cyklonów – rys. 5. Rozwiązanie to jest trudne do opracowania, gdyż wymaga zastosowania złożonego modelu obliczeniowego, a następnie skomplikowanych i czasochłonnych badań eksperymentalnych.

Kolejny sposób prowadzący do urownomierzenia wartości strumienia odsysania z pojedynczych cyklonów polega na podziale osadnika kilkoma przegrodami i utworzeniu w ten sposób niezależnych, odizolowanych od siebie kanałów odsysania wewnątrz osadnika, przyporządkowanych określonym grupom pojedynczych cyklonów – rys. 6. Wysokości kanałów  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ , utworzonych przez przegrody w osadniku, należy dobrać pod względem uzyskania jednakowych oporów przepływu przez kanały na drodze obliczeniowej. Ostatecznego doboru wysokości kanałów należy dokonać podczas badań eksperymentalnych.

Każdy z indywidualnych kanałów odsysania w osadniku powinien obejmować niezbyt liczną grupę cyklonów. Na szerokości kanału mogą być 3...4 cyklony, a na długości 1...4, w zależności od wysokości kanału w miejscu, w którym następuje odsysanie z cyklonów. Jeżeli na szerokości odpylacza jest więcej cyklonów, to należy komorę osadnika podzielić (rys. 6) szczelną ścianą pionową 4, tak by w segmentach powstałych z podziału szerokości mieściła się wymagana liczba cyklonów. Każdemu segmentowi powinien być przyporządkowany oddzielny króciec odsysania. Ten sposób kształtowania osadnika nadaje się w szczególności do modyfikowania osadników w istniejących, już eksploatowanych filtrach, które nie zapewniają spodziewanej skuteczności odpylania.

W odpylaczach cyklonowych zbudowanych z kilkudziesięciu cyklonów możliwe jest stosowanie różnych sposobów organizowania eiekcyjnego odsysania. Wybór określonej metody i zastosowanego sposobu, zmierzającego do zapewnienia jednakowych wartości strumieni odsysania ze wszystkich pojedynczych cyklonów, zależy nie tylko od ich efektywności, ale także od formy multicyklonu, liczby cyklonów i konfiguracji odpylacza, ograniczeń przestrzennych w miejscu jego zainstalowania.

#### 4. Koncepcja układu odsysania pyłu z multicyklonu

Dla zapewnienia równomiernego odsysania strumieni z pojedynczych cyklonów multicyklonu T1 najbardziej

design, the number of cyclones, the dust extractor design, and spatial limitations.

#### 4. The concept of multi-cyclone dust extraction system

To provide uniform extraction of streams from the individual cyclones of the T1 multicyclone, the design of a dust collector must be modified: it is divided into segments with deflectors, and the segments are divided into individual, separated extraction ducts assigned to a specific number of individual cyclones. (Fig. 7)

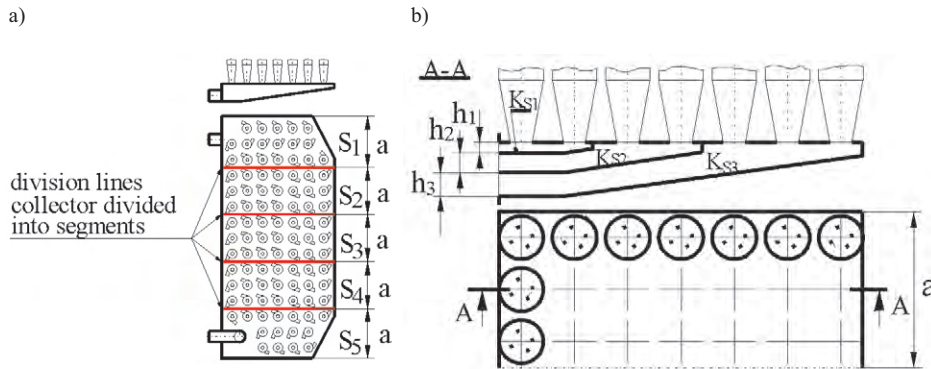


Fig. 7. The concept of dust extraction from T1 multi-cyclone: a) schematic diagram of multicyclone dust collector divided into segments, b) method of dividing segments into extraction ducts

Rys. 7. Koncepcja odsysania pyłu z multicyklonu T1: a) schemat ideowy podziału osadnika pyłu multicyklonu na segmenty; b) zasada podziału komory osadnika pyłu segmentu na kanały odsysania

The T1 multi-cyclone dust collector was divided at its width with deflectors into five identical and individual segments S with the width of a. Each segment includes 3 cyclone columns (seven cyclones in a column) and constitutes a single module. The segments (Fig. 7b) were divided with horizontal parallel deflectors into three separate extraction ducts ( $K_{S1}$ ,  $K_{S2}$ ,  $K_{S3}$ ) with different heights  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ . Each segment may include a different number of extraction ducts and cyclones. In a similar way, the T3 multi-cyclone dust collector was divided into three segments, each with a column of 13 cyclones.

The main issue when dividing a segment into extraction ducts is determining the proper height of each horizontal partition  $h_1$ ,  $h_2$ , ...  $h_i$ . The height of an extraction duct must be calculated and verified with the tests of an actual dust collector segment.

A schematic diagram of a multicyclone dust collector of a mechanical vehicle air filter (Fig. 8) can be applied for calculations of various dust collectors, with the same design, i.e. divided into segments and extraction ducts.

The following assumptions were made:

- duct walls are parallel,
- duct 1 extracts air from the six cyclones from the first two rows, duct 2 extracts air from the six cyclones from the next two rows, duct 3 extract air from the last three rows,

odpowiedni wydaje się sposób polegający na zmianie struktury osadnika pyłu multicyklonu przez podział przestrzeni osadnika pyłu przegrodami na segmenty, a segmentu na niezależne, odizolowane od siebie kanały odsysania, którym należy przyporządkować określone grupy pojedynczych cyklonów – rys. 7.

Komorę osadnika pyłu multicyklonu T1 podzielono na szerokości ścianami wewnętrznymi (przegrodami) na pięć jednakowych i niezależnych części (segmentów S) o szerokości a. Każda z nich obejmuje 3 kolumny cyklonów (siedem cyklonów w kolumnie) i stanowi segment – moduł. Komory osadników segmentów (rys. 7b) podzielono poziomymi (równoległymi do siebie) przegrodami na trzy odrębne kanały odsysania ( $K_{S1}$ ,  $K_{S2}$ ,  $K_{S3}$ ) o różnych wysokościach  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ . Segment może zawierać różne liczby kanałów odsysania, a do każdego może być przypisana inna liczba cyklonów. W podobny sposób z osadnika pyłu multicyklonu T3 wyodrębniono 3 segmenty. Każdemu przyporządkowano kolumnę 13 cyklonów.

Podstawowym problemem przy podziale komory osadnika segmentu na kanały odsysania jest ustawienie poziomych przegród na odpowiednich wysokościach  $h_1$ ,  $h_2$ , ...  $h_i$ . Wysokości kanałów segmentu osadnika pyłu należy określić na drodze obliczeniowej, a następnie zweryfikować je eksperymentalnie podczas badań rzeczywistego segmentu osadnika pyłu.

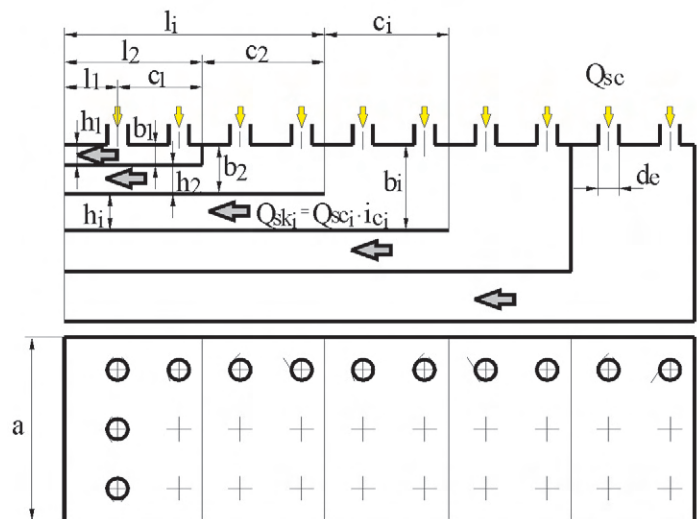


Fig. 8. Schematic diagram of a dust collector segment: a – segment width, b – chamber height, c – chamber length, l – outlet duct length,  $d_c$  – relief port diameter, h – total collector height,  $h_i$  – height of i duct, i – consecutive duct number

Rys. 8. Schemat ideowy segmentu osadnika pyłu: a – szerokość segmentu, b – wysokość komory, c – długość komory, l – długość kanału wylotowego,  $d_c$  – średnica otworu upustowego, h – wysokość całkowita osadnika,  $h_i$  – wysokość i-tego kanału, i – numer kolejny kanału

- extraction duct includes a chamber with length  $c_i$  and outlet duct with length  $l_i$ , where  $i$  is the consecutive duct number,
- the chamber and the inlet duct are divided with the plane where the chamber area ends with an offset in the flow direction from the chamber height  $b_i$  to the duct height  $h_i$ ,
- in the first duct, due to the lack of an offset (duct and chamber height are identical  $h_1 = b_1$ ), the division plane is a cross-section of the extraction chamber in the plane of the axis of the first row of cyclones,
- an inclination of a lower segment walls is not allowed for, due to the low angle ( $\alpha = 6^\circ$ ), so that the chamber is a cuboid.
- due to low flow rate in the extraction ducts (below 4 m/s) and very small relative pressure loss in relation to the environment, the air density is uniform and equal to the surrounding air density.

The air stream (with separated dust) flows directly to the chamber of each extraction duct from the cyclones via the extraction ports with a diameter of  $d_e$ :

$$Q_{ski} = Q_{SCi} \cdot i_{Ci} \quad (2)$$

where:  $Q_{SCi}$  – the air stream extracted from an individual cyclone of the  $i$  duct,  $i_{Ci}$  – number of cyclones in a specific extraction duct.

The main issue is to determine the pressure loss at the extraction ducts of the collector segment. Two main reasons for pressure loss in the actual design (extraction duct) were considered: the air stream whirls due to the change in the duct cross-section and the friction between the air stream and the duct wall.

Three types of pressure loss were considered for the air stream flow via the extraction duct of a dust collector segment (Fig. 9):

$\Delta p_e$  – local pressure loss due to the reduction of the stream flow rate and the mixing of the streams and due to the flow of  $Q_{SC}$  streams from the cyclones to the segment chamber.

$\Delta p_w$  – local flow pressure loss of  $Q_{sk}$  stream flowing to the duct via an inlet on the side wall of the chamber. In this case we can assume that the flow is via a duct with a reduced cross-section.

$\Delta p_k$  – pressure loss due to friction during the stream flow via a duct with a uniform cross-section.

Total pressure loss due to air stream flow via  $i$  duct is expressed as:

$$\Delta p_{KSi} = \Delta p_{si} + \Delta p_{wi} + \Delta p_{ki} \quad (3)$$

The local pressure loss  $\Delta p_{ei}$  due to the  $Q_{SCi}$  air stream flow to the chamber of  $i$  duct is expressed as:

$$\Delta p_{ei} = \zeta_e \frac{\rho}{2} v_e^2 \quad (4)$$

where:  $\rho$  – air density,  $\zeta_e$  – coefficient of flow resistance,  $v_e$  – air flow rate from the extraction duct chamber – air flow rate at the outlet (discharge) of a cyclone with diameter  $d_e$  is calculated as follows:

Schemat ideowy segmentu osadnika multicyklonu filtra powietrza pojazdu mechanicznego (rys. 8) może mieć zastosowanie do obliczeń różnych osadników, ale o tej samej zasadzie konstrukcji, to znaczy z podziałem na segmenty i kanały odsysania.

- Podczas obliczeń stosowano następujące zasady:
- odpowiednie ściany kanałów są w stosunku do siebie równoległe,
- kanał nr 1 odsysa powietrze z sześciu cyklonów ustawionych w dwóch pierwszych rzędach, kanał nr 2 odsysa powietrze z sześciu cyklonów z następnymi dwoma rzędami, a kanałowi nr 3 przyporządkowano trzy ostatnie rzędy cyklonów,
- w kanale odsysania wyodrębniono komorę o długości  $c_i$  i kanał wylotowy o długości  $l_i$ , gdzie  $i$  oznacza numer kolejny kanału,
- granicą podziału komory i kanału wlotowego jest płaszczyzna, gdzie przestrzeń komory kończy się uskokiem przekroju w kierunku przepływu od wysokości komory  $b_i$  do wysokości kanału  $h_i$ ,
- w kanale pierwszym, ze względu na brak uskoku (wysokości kanału i komory są jednakowe  $h_1 = b_1$ ), jako granicę podziału komory i kanału wylotowego przyjęto przekrój kanału odsysania w płaszczyźnie osi cyklonów pierwszego rzędu,
- nie uwzględniono pochylenia fragmentów dolnych ścian segmentów mających mały kąt pochylenia dolnych ścian ( $\alpha = 6^\circ$ ), w związku z czym komora ma formę prostopadłościenną,
- z uwagi na niewielkie prędkości przepływu występujące w kanałach odsysania (poniżej 4 m/s) oraz bardzo małe względne spadki ciśnienia w stosunku do otoczenia, wartość gęstości powietrza można przyjąć jednakową, równą gęstości powietrza w otoczeniu.

Do komory każdego kanału odsysania dopływa bezpośrednio z cyklonów otworami odsysania o średnicy  $d_e$  strumień powietrza (z odseparowanymi cząstkami pyłu) o wielkości (2), gdzie:  $Q_{SCi}$  – strumień powietrza odsysany z pojedynczego cyklonu  $i$ -tego kanału odsysającego,  $i_{Ci}$  – liczba cyklonów objęta kanałem odsysania.

Podstawowym zagadnieniem w obliczeniach przepływowych osadnika jest ustalenie strat ciśnienia w kanałach odsysania segmentu osadnika. Podczas obliczeń uwzględniono dwie zasadnicze przyczyny strat ciśnienia występu-

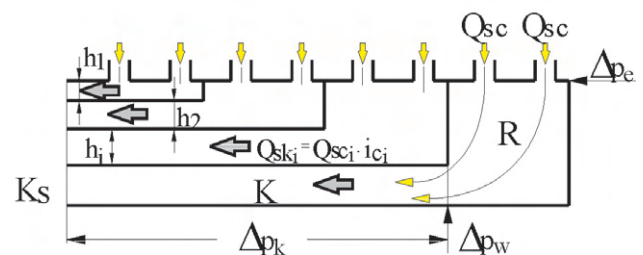


Fig. 9. Schematic diagram of a collector segment of the air filter multicyclone:  $K_s$  – extraction duct  $R$  – chamber,  $K$  – outlet duct

Rys. 9. Schemat ideowy segmentu osadnika multicyklonu filtra powietrza:  $K_s$  – kanał odsysania,  $R$  – komora,  $K$  – kanał wylotowy



The flow calculations are based on the relation between the total pressure loss at each extraction duct, assuming initially the number of ducts  $k$  and their uniform height  $h_i$ :

$$h_1 = h_2 = h_3 = \frac{h}{k} \quad (15)$$

The task is to calculate such heights  $h_1, h_2, h_3, \dots, h_i$  of the extraction ducts (with constant segment width  $a$  and constant collector chamber height  $h$ ) so that the total pressure losses in the extraction ducts at the section between the cyclone outlets and the extraction duct outlet are similar:

$$\Delta p_{KS1} = \Delta p_{KS2} = \Delta p_{KS3} = \dots = \Delta p_{KSi} \quad (16)$$

A method of successive approximation was used with a custom calculation program [6] for the following data – Table 1.

The heights  $h_i$  of the ducts at the dust collector segment outlet of the T1 multi-cyclone are as follows:  $h_1 = 12$  mm,  $h_2 = 19$  mm,  $h_3 = 26$  mm.

Stratę ciśnienia w kanale wylotowym ujmuje zależność (11), gdzie:  $\lambda_{ki}$  – współczynnik strat ciśnienia w kanale,  $l_i$  – długość kanału,  $d_{ri}$  – średnica równoważna kanału.

Do obliczenia współczynnika  $\lambda_{ki}$  zastosowano wzór Misesa, który uzależnia jego wartość od wymiarów poprzecznych kanału, rodzaju przepływu i szorstkości materiałów, z których wykonane są ściany kanału [3] – wzór (12), gdzie:  $K_s$  – współczynnik charakteryzujący szorstkość ścian kanału,  $Re_{ki}$  – liczba Reynoldsa określona zależnością (13), gdzie:  $\nu$  – lepkość kinematyczna powietrza.

Ze względu na prostokątny kształt przekroju kanału wylotowego należy obliczyć jego średnicę równoważną  $d_r$  według zależności (14).

Obliczenia przepływowe polegają na obliczeniu z wykorzystaniem przedstawionych zależności sumarycznych strat ciśnienia osobno w każdym kanale odsysania, przy wstępnym założeniu liczby  $k$  kanałów i jednakowych ich wysokości  $h_i$  – wzór (15).

Zadanie sprowadza się do obliczenia takich wysokości  $h_1, h_2, h_3, \dots, h_i$  kanałów odsysania segmentu (przy stałej szerokości

Table 1. Calculation data for the dust collector segment of a T1 multicyclone  
Tabela 1. Dane do obliczeń numerycznych dla segmentu osadnika pyłu multicyklonu T1

Air flow at the multicyclone outlet/ <i>strumień powietrza wypływający z multicyklonu</i>		$Q_{GF} = 3400$ m <sup>3</sup> /h,
Air density/ <i>gęstość powietrza</i>		$\rho = 1.29$ kg/m <sup>3</sup>
Number of cyclones in the multicyclone/ <i>liczba cyklonów w multicyklonie</i>		$i_{cm} = 96$
Extraction rate/ <i>stopień odsysania</i>		$m_0 = 8\%$
Segment width/ <i>szerokość segmentu</i>		$a = 0.095$ m
Assumed number of ducts/ <i>założona liczba kanałów</i>		$k = 3$
Number of cyclones assigned to each duct/ <i>liczba cyklonów przyporządkowana kanałom</i>	no. 1	$i_{c1} = 6$
	no. 2	$i_{c2} = 6$
	no. 3	$i_{c3} = 9$

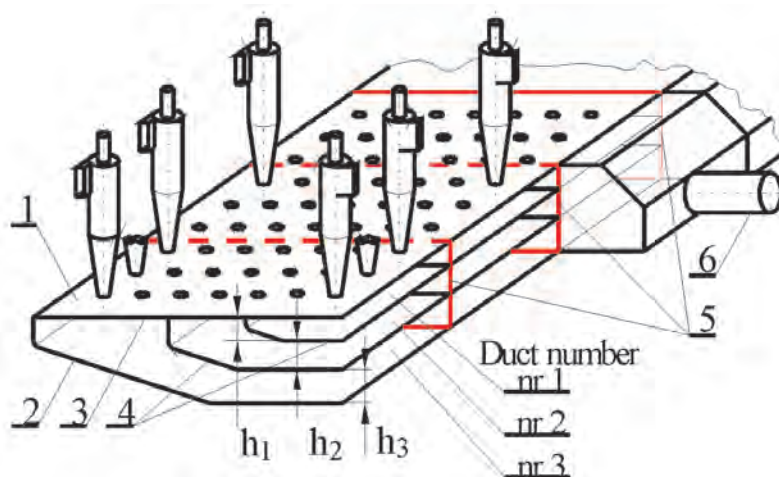


Fig. 11. Schematic diagram of a T1 multicyclone dust collector: 1 – segment, 2 – collector bottom, 3 – collector top plate, 4 – horizontal duct deflectors, 5 – segment deflectors, 6 – extraction port,  $h_1, h_2, h_3$  – extraction duct height at the outlet

Rys. 11. Schemat ideowy osadnika pyłu multicyklonu T1: 1 – segment, 2 – dno osadnika, 3 – płyta górna osadnika, 4 – przegrody poziome rozdzielające kanały, 5 – przegrody rozdzielające segmenty, 6 – króciec odsysania,  $h_1, h_2, h_3$  – wysokości kanałów odsysających ch na wylocie

kości segmentu  $a$  i stałej wysokości  $h$  komory osadnika), aby sumaryczne straty ciśnienia w kanałach odsysania na odcinku pomiędzy wylotami z cyklonów a wylotem z kanału odsysania były zbliżone – wzór (16).

Obliczenia wykonano metodą kolejnych przybliżeń, specjalnie w tym celu zbudowanym programem obliczeniowym [6] dla danych podanych w tabeli 1.

Otrzymane wysokości  $h_i$  kanałów na wylocie segmentu osadnika pyłu multicyklonu T1 przyjmują odpowiednio wartości:  $h_1 = 12$  mm,  $h_2 = 19$  mm,  $h_3 = 26$  mm.

Tak ustalone wymiary segmentu posłużyły do zbudowania konstrukcji osadnika multicyklonu T1 przeznaczonej do dalszych (eksperymentalnych) badań przepływowych – rys. 11.

## 5. Podsumowanie

Opracowany algorytm obliczeń umożliwił wstępny dobór wysokości na wylocie  $h_i$ ,

These dimensions were used to design a T1 multi-cyclone collector for further studies – Fig. 11.

## 5. Summary

The developed algorithm enables a preliminary determination of the outlet heights  $h_1, h_2, \dots, h_i$  of the individual extraction ducts of a dust collector segment so that the air stream flow resistance is uniform. The final determination of the number and the heights  $h_1, h_2, \dots, h_i$  of ducts must be carried out in experimental studies of a specific multi-cyclone segment.

The calculation algorithm for the multicyclone dust collector segment of a mechanical vehicle engine air filter may be used for the calculations of various duct collectors sharing the same design, i.e. divided into segments and extraction ducts. Each segment may include a different number of extraction ducts and cyclones.

The structure of the dust extractors with segments facilitates their design and allows shaping them as desired. The number of segments in a dust extractor may be adapted to the specific requirements of the engine. The basic tests are then limited to the segment, and are easy to conduct and less expensive. Dust extractor tests as a whole, usually at the final stage, concern the possible adjustment of the arrangement and the shape of the extraction ducts and the method of connecting them to the extraction stream collector.

$h_2, \dots, h_i$ , kolejnych kanałów odsysających segmentu osadnika pyłu pod względem jednakowych oporów przepływu strumieni powietrza przez kanały. Ostateczny dobór liczby i wysokości  $h_1, h_2, \dots, h_i$  kanałów należy przeprowadzić podczas badań eksperymentalnych wydzielonego segmentu multicyklonu.

Algorytm obliczeń segmentu osadnika multicyklonu filtra powietrza silnika pojazdu mechanicznego może mieć zastosowanie do obliczeń różnych osadników, ale o tej samej zasadzie konstrukcji, tzn. z podziałem na segmenty i kanały odsysania. Segment może zawierać różne liczby kanałów odsysania, a do każdego może być przypisana inna liczba cyklonów.

Konstrukcja odpylacza zbudowanego z segmentów ułatwia znacznie proces jego projektowania oraz pozwala nadać mu najbardziej dogodny kształt. Liczbę segmentów w odpylaczu można dostosować do potrzeb wynikających z właściwości silnika. Podstawowe badania ograniczają się wówczas do segmentu, przez co są znacznie prostsze i mniej kosztowne. Badania odpylacza jako całości (z reguły końcowe) dotyczą ewentualnych korekt rozmieszczenia i kształtu przewodów odsysających oraz sposobu połączenia ich z kolektorem strumienia odsysania.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

## Bibliography/Literatura

- [1] Cenrtisep Air Cleaner.: Materiały informacyjne firmy PALL Corporation, USA 2004.
- [2] Baczewski K., Hebda M.: Filtracja płynów eksploatacyjnych. MCNEMT, Radom 1991/92.
- [3] Bukowski J.: Mechanika płynów, PWN, Warszawa 1968.
- [4] Dzierżanowski P., Miller Z.: Poszukiwania konstrukcyjnych sposobów podwyższenia skuteczności bezwładnościowego odpylacza płaskiego. Biuletyn WAT, XL, 9 (469), 1991.
- [5] Dzierżanowski P.: Bezwładnościowy odpylacz modułowy. Biuletyn WAT, XXXV, 2 (402), 1986.
- [6] Dziubak T.: Analiza procesu filtracji powietrza wlotowego do silników pojazdów specjalnych. Rozprawa habilitacyjna. WAT, Warszawa 2008.
- [7] Dziubak T.: Model osadnika pyłu multicyklonu filtra powietrza silnika pojazdu terenowego eksploatowanego w warunkach dużego zapylenia powietrza. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn PAN, Z. 2 (130) 2002.
- [8] Dziubak T.: Problemy odsysania pyłu z multicyklonu filtra powietrza silnika pojazdu mechanicznego eksploatowanego w warunkach dużego zapylenia powietrza. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn PAN, Z. 1(125), 2001.
- [9] Dziubak T.: Badania eksperymentalne efekcyjnego układu odsysania pyłu z multicyklonu filtra powietrza silnika czołowego, VII Międzynarodowe Sympozjum IPM „Doskonalenie konstrukcji oraz metod eksploatacji pojazdów mechanicznych”, Rynia 1999.
- [10] Dziubak T.: Badania eksperymentalne efekcyjnego układu odsysania zanieczyszczeń z filtra powietrza, Biul. WAT, XLVII, 10 (554) 1998.
- [11] Dziubak T.: Możliwości poprawy efektywności odsysania pyłu z odpylacza multicyklonowego filtra powietrza wlotowego silnika pojazdu wojskowego, 26 Międzynarodowa Konferencja Naukowa Silników Spalinowych KONES 2000 – Nałęczów 2000.
- [12] Malicki M.: Tablice do obliczania przewodów wentylacyjnych, Arkady, Warszawa 1977.
- [13] Warych J.: Oczyszczanie gazów – procesy i aparatura, WNT, Warszawa 1998.

Tadeusz Dziubak, DSc., DEng. – Professor at the Faculty of Mechanics Military University of Technology, Warsaw, Poland.

*Dr hab. inż. Tadeusz Dziubak – profesor na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie.*

e-mail: [tdziubak@wat.edu.pl](mailto:tdziubak@wat.edu.pl)



## The evaluation of the technical condition of engines following intermittent emission tests carried out by vehicle inspection stations

*The paper presents an analysis of the engine technical condition of vehicles subjected to intermittent vehicle inspections at inspection stations. The investigations were realized on the equipment compliant with the relevant legal regulations. The obtained results allowed statistical conclusions related to the emission level in individual age groups of gasoline and diesel engines. None of the diesel engines exceeded the exhaust opacity limits specified in the legislation. In gasoline engines the lowest concentrations were observed in the group of vehicles below 7 years of operation. From the total number of tested gasoline vehicles 7 exceeded the admissible limits (they were assigned for retesting).*

Key words: combustion engine, exhaust gases, tests

### Ocena stanu technicznego silników na podstawie okresowych badań emisyjnych w SKP

*W artykule przedstawiono analizę stanu technicznego silników pojazdów poddawanych okresowym badaniom technicznym w Stacji Kontroli Pojazdów. Tok badawczy przeprowadzono, opierając się na wyposażeniu zgodnym z unormowaniami prawnymi odnośnie do przedmiotowej kwestii. Uzyskane wyniki pozwoliły na wnioskowanie statystyczne o emisyjności w poszczególnych grupach wiekowych silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym. Wszystkie badane samochody z silnikami ZS nie przekraczały ustawowego limitu w zakresie zadymienia spalin. Wśród samochodów z silnikami ZI najniższe stężenia stwierdzono w grupie poniżej 7 lat eksploatacji. Z ogólnej liczby przebadanych samochodów z silnikami ZI, siedem przekroczyło dopuszczalne limity (skierowano je do powtórnych badań).*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, spaliny, badania

#### 1. Introduction

The evaluation of the technical condition of an object (here: vehicle engine) is realized through comparison of the diagnostic model (according to the diagnostic principles) based on given diagnostics of a vehicle with the reference models and the models of all previous vehicle diagnostics. A technical condition is rarely reflected on a single model and usually in order to determine such a technical condition sets of diagnostic models are compared.

An important element of the diagnostic process is predicting of the engine technical condition. Further operation of the object and its maintenance intervals are dependent on the result of such predictions [2].

Diagnostics follows a decision made by the owner (user) of a vehicle based on the observed malfunctions during operation or is a result of an inspection requirement.

Emission-related malfunctions or some of the other malfunctions that may have impact on the traffic safety do not generate visible symptoms or these symptoms appear only in critical situations. For this reason in all developed countries there is a requirement of periodical technical inspections during which the exhaust emission level is checked [3].

According to the legal regulations the vehicle owner is required to have the vehicle periodically checked at an inspection station. Periodical and supplementary inspections are performed by the first priority and regional inspection stations at the expense of the vehicle owner or vehicle user.

#### 1. Wprowadzenie

Ocena stanu technicznego obiektu (tu: silnika pojazdu) realizowana jest przez porównywanie, zgodnie z zasadami diagnostyki, modelu diagnostycznego z aktualnego diagnozowania z modelami wzorcowymi i z modelami ze wszystkich poprzednich diagnoz. Stan techniczny rzadko daje się odwzorować na jednym modelu i zazwyczaj w celu jego określenia porównywane są zbiory modeli diagnostycznych.

Ważnym elementem procesu diagnozowania jest prognozowanie stanu technicznego. Od wyniku prognozowania zależy dalsze użytkowanie oraz ustalenie następnych obsługa obiektu [2].

Diagnostyka jest efektem decyzji podjętej przez właściciela (posiadacza) pojazdu na podstawie zauważonych podczas eksploatacji objawów uszkodzeń lub obowiązku okresowej kontroli.

Uszkodzenia emisyjne oraz niektóre uszkodzenia wpływające na bezpieczeństwo ruchu nie generują zauważalnych dla kierowcy symptomów lub symptomy te pojawiają się w sytuacjach krytycznych. Z tego powodu we wszystkich rozwiniętych krajach istnieje obowiązek okresowych badań technicznych pojazdów, podczas których sprawdzany jest poziom emisji związków toksycznych [3].

Zgodnie z prawem obowiązek przedstawienia pojazdu do badania technicznego spoczywa na właścicielu. Okresowe i dodatkowe badania techniczne wykonywane są przez podstawowe i okręgowe stacje kontroli pojazdów na koszt właściciela lub użytkownika pojazdu.

## 2. Research objects and methodology

In the course of the investigations related to the measurement of the level of exhaust emissions and the  $\lambda$  coefficient of vehicles fitted with gasoline engines these engines were divided into three variant groups according to the period of their operation as specified by the legislation:

- group I/ZI (13 units) – vehicles registered from 1 May 2004,
- group II/ZI (38 units) – vehicles registered from 1 July 1995 to 30 April 2004,
- group III/ZI (8 units) – vehicles registered till 30 June 1995.

Following the measurement of the exhaust gas opacity generated by diesel engines these were divided into three simple groups:

- group I D (13 units) – vehicles registered till 31 December 2000,
- group II D (18 units) – vehicles registered from 1 January 2001 to 31 December 2003,
- group III D (19 units) – vehicles registered from 1 January 2004

The checkup/testing methods of the vehicle technical condition are specified by the regulation of the Minister of Infrastructure dated 18 September 2009 (scope and manner of realization of technical inspections along with specimens of documents used with these inspections (Journal of Laws dated 2009, no. 155, item 1232) and conditioned by the type of testing equipment at the inspection station. The order of actions performed by the diagnostic technician while performing the tests at the station is closely related to the type of test and the location of the measuring equipment on the test stand [4–9, 12].

The tests were performed in one of the Podlasie Regional Inspection Stations. The authors utilized the equipment of that station (Fig. 1).

The levels of the admissible emissions and excess air coefficient  $\lambda$  are specified in appendix 2 to the regulation of the Minister of Infrastructure dated 31 December 2002 on the technical condition of vehicles and the extent of the required equipment (Journal of Laws, dated 2003, no. 32, item 262 as amended).

## 2. Obiekty i metodyka badań

W toku badawczym dotyczącym pomiaru poziomu emisji zanieczyszczeń gazowych spalin i współczynnika  $\lambda$  pojazdów z silnikami o ZI podzielono je na trzy grupy wariantowe zgodnie z okresem eksploatacji i wymaganiami określonymi przez ustawodawcę:

- grupa I/ZI (13 szt.) – pojazdy zarejestrowane od 1 maja 2004 r.,
- grupa II/ZI (38 szt.) – pojazdy zarejestrowane od 1 lipca 1995 r. do 30 kwietnia 2004 r.,
- grupa III/ZI (8 szt.) – pojazdy zarejestrowane do 30 czerwca 1995 r.

Przy dokonywaniu pomiarów zadymienia spalin emitowanych przez pojazdy z silnikami o ZS podzielono je na trzy grupy proste:

- grupa I D (13 szt.) – pojazdy zarejestrowane do 31 grudnia 2000 r.,
- grupa II D (18 szt.) – pojazdy zarejestrowane od 1 stycznia 2001 r. do 31 grudnia 2003 r.,
- grupa III D (19 szt.) – pojazdy zarejestrowane od 1 stycznia 2004 r.

Metody kontroli stanu technicznego pojazdów podczas przeprowadzania badań technicznych są ściśle określone rozporządzeniem Ministra Infrastruktury z 18 września 2009 r. w sprawie zakresu i sposobu przeprowadzania badań technicznych pojazdów oraz wzorów dokumentów stosowanych przy tych badaniach (Dz. U. z 2009 r., nr 155, poz. 1232) i uwarunkowane rodzajem wyposażenia kontrolno-pomiarowego stanowiska kontrolnego SKP. Kolejność czynności wykonywanych przez uprawnionego diagnostę podczas przeprowadzania badania technicznego pojazdu w SKP jest ściśle związana z rodzajem badania oraz rozmieszczeniem przyrządów i urządzeń kontrolno-pomiarowych na stanowisku kontrolnym [4–9, 12].

Badania przeprowadzono na jednej z podlaskich Okręgowych Stacji Kontroli Pojazdów, wykorzystując w tym celu urządzenia będące na jej wyposażeniu (rys. 1).

Poziomy dopuszczalnej emisji zanieczyszczeń gazowych i współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  określone są w załączniku nr 2 do rozporządzenia Ministra Infrastruktury z 31 grudnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych po-

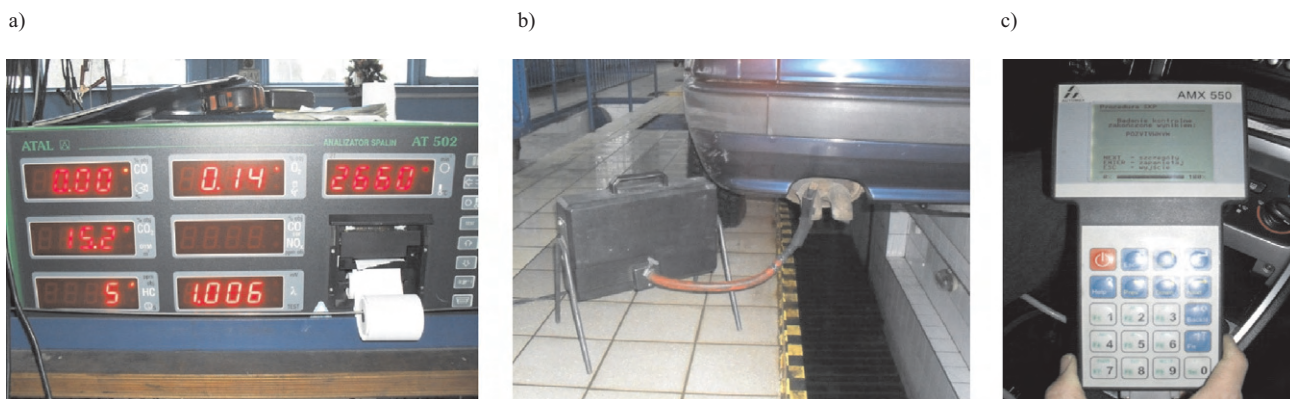


Fig. 1. Equipment used for the measurements: a) and b) exhaust gas analyzer and smoke meter ATAL 502/AT, c) AMX 550 scan tool

Rys. 1. Wyposażenie wykorzystywane podczas badań: a) i b) zestaw analizator spalin i dymomierz ATAL 502/AT, c) czytnik informacji diagnostycznej AMX 550

Detailed directions of the measurement of the exhaust emissions from gasoline vehicles during the inspection are specified by Chapter IV of the appendix 1 to Regulation of the Minister of Infrastructure dated 18 September 2009 (Journal of Laws dated 2009, no. 155, item 1232). The directions are dependent on the first registration of the vehicle. In vehicles registered till 30 June 1995 the measurement of the CO concentration is performed in the exhaust gases at idle speed. In vehicles registered from 1 July 1995 to 30 April 2004 the measurement of the content of CO and HC in the exhaust gases is first done at an elevated engine speed (2000...3000 rpm) and then at idle speed. At an elevated engine speed (2000...3000 rpm) also the value of the excess air coefficient  $\lambda$  is measured. In motor vehicles registered from 1 May 2004 the measurement of the CO concentration and the  $\lambda$  value is performed at an elevated engine speed (2000...3000 rpm) and then at idle speed the content of CO in the exhaust gas is measured.

The smoke level (opacity) of a diesel vehicle exhaust is specified in § 9, subpar. 1, item 3 of the regulation of the Minister of Infrastructure dated 31 December 2002 on the technical condition of vehicles and the extent of the required equipment (Journal of Laws, dated 2003, no. 32, item 262 as amended). It cannot exceed  $2.5 \text{ m}^{-1}$ , in turbocharged engines  $3.0 \text{ m}^{-1}$  and in vehicles manufactured after 30 June 2008 –  $1.5 \text{ m}^{-1}$ . The values are expressed in light absorption coefficient  $k$ . The table of unit conversion of the Hartrige HRT percentage scale to the units of the  $k \text{ m}^{-1}$  coefficient and the way of smoke level measurement during the test are contained in chapter IV of appendix 1 to the regulation of the Minister of Infrastructure dated 18 September 2009 (Journal of Laws dated 2009, no. 155, item 1232)

Each year the number of vehicles fitted with on-board diagnostics OBD II/EOBD grows. The passing of the OBD test during the technical inspection at an inspection station was based on the procedures of the AMX 550 scan tool. The OBD port was located in the place designated by the manufacturer [1, 10].

### 3. Results and analysis

The comparison is very general in its nature, as only 116 vehicles have been tested. The calculations were made only for vehicles of the emission level that complied with the legal requirements (109 units). During the tests 7 vehicles did not pass the emission tests and were directed for repair and retesting.

The statistical processings covered [11]:

– Arithmetic average:

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} \quad (1)$$

– estimator of standard deviation:

$$s_b = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (2)$$

– median:

$$M = \frac{n+1}{2} \quad (3)$$

jazdów oraz zakresu ich niezbędnego wyposażenia (Dz. U. z 2003 r., nr 32, poz. 262 z późniejszymi zmianami).

Szczegółowy sposób pomiaru emisji zanieczyszczeń gazowych spalin pojazdów z silnikiem o ZI podczas przeprowadzania badania technicznego określa dział IV załącznika nr 1 do rozporządzenia Ministra Infrastruktury z 18 września 2009 r. (Dz. U. z 2009 r., nr 155, poz. 1232). Jest on ściśle związany z datą pierwszej rejestracji pojazdu. W pojazdach samochodowych zarejestrowanych do 30 czerwca 1995 r. wykonuje się pomiar poziomu zawartości tlenu węgla (CO) w objętości spalin przy prędkości obrotowej biegu jałowego. Dla pojazdów samochodowych zarejestrowanych od 1 lipca 1995 r. do 30 kwietnia 2004 r. pomiar poziomu zawartości tlenu węgla (CO) i poziomu zawartości węglowodorów (HC) w objętości spalin przeprowadza się najpierw przy podwyższonej prędkości obrotowej silnika (2000...3000) obr/min, a następnie przy prędkości obrotowej biegu jałowego. Przy podwyższonej prędkości obrotowej silnika (2000...3000) obr/min mierzy się również wartość współczynnika  $\lambda$ . W pojazdach samochodowych zarejestrowanych od 1 maja 2004 r. wykonuje się pomiar poziomu zawartości CO i wartość współczynnika  $\lambda$  przy podwyższonej prędkości obrotowej silnika (2000...3000) obr/min i następnie przy prędkości obrotowej biegu jałowego mierzy się zawartość CO w objętości spalin.

Zadymienie (zaczernienie) spalin pojazdu z silnikiem o ZS określa § 9, ust. 1, pkt 3 rozporządzenia Ministra Infrastruktury z 31 grudnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych pojazdów oraz zakresu ich niezbędnego wyposażenia (Dz. U. z 2003 r., nr 32, poz. 262 z późniejszymi zmianami). Nie może ono przekraczać  $2,5 \text{ m}^{-1}$ , w silnikach z turbodoładowaniem  $3,0 \text{ m}^{-1}$ , a w pojazdach wyprodukowanych po 30 czerwca 2008 r. –  $1,5 \text{ m}^{-1}$ . Wyrażone jest w postaci współczynnika pochłaniania światła  $k$ . Tabela zamiany jednostek skali procentowej Hartrige'a HRT na jednostki współczynnika  $k \text{ m}^{-1}$  i sposób pomiaru zadymienia spalin pojazdów podczas przeprowadzania badania technicznego zawarte są w dziale IV załącznika nr 1 do rozporządzenia Ministra Infrastruktury z 18 września 2009 r. (Dz. U. z 2009 r., nr 155, poz.1232).

Z każdym rokiem zwiększa się liczba pojazdów wyposażonych w pokładowe systemy diagnostyczne OBD II/EOBD. Ocena przejścia przez system OBD z wynikiem pozytywnym podczas kontroli w SKP bazowała na procedurach opartych na czytniku AMX 550. Obecność gniazda diagnostycznego była w miejscu przewidzianym przez producenta [1, 10].

### 3. Wyniki badań i ich analiza

Porównanie ma charakter poglądowy, ponieważ badania przeprowadzono tylko dla 116 pojazdów. Obliczenia wykonano wyłącznie dla pojazdów o emisji zanieczyszczeń na poziomie zgodnym z unormowaniami prawnymi (109 sztuk). Podczas badań wyeliminowano 7 pojazdów niesprawnych emisyjnie, które wymagały naprawy i powtórnego badania.

Obrobka statystyczna objęła wyznaczenie [11]:

– średniej arytmetycznej – wzór (1),

– estymatora odchylenia standardowego (2),



Table 1. The results of the calculations for gasoline engine groups  
 Tabela 1. Wyniki obliczeń dla grup silników o zapłonie iskrowym

Parameter	I/ZI			II/ZI					III/ZI
	■ CO [%]	■ CO [%]	■ λ [-]	■ CO [%]	■ CO [%]	■ λ [-]	■ HC [ppm]	■ HC [ppm]	■ CO [%]
Average/średnia	0.009231	0.010769	1.016923	0.071053	0.052684	1.015895	25.81579	20.55263	1.34
Standard error/błąd standardowy	0.003093	0.005366	0.002608	0.016164	0.010326	0.001677	4.764564	3.701466	0.347327
Median/mediana	0.01	0	1.02	0.02	0.01	1.015	13	14.5	0.955
Standard deviation/odchylenie standardowe	0.011152	0.019348	0.009403	0.099642	0.063657	0.010337	29.37075	22.81737	0.982388
Sample variance/wariancja próbek	0.000124	0.000374	8.84E-05	0.009929	0.004052	0.000107	862.6408	520.6323	0.965086
Kurtosis/kurtoza	-0.10114	8.288706	-1.3683	1.498914	-0.35911	0.095418	-0.26689	1.419081	-0.74068
Bias/skośność	1.026154	2.72789	-0.31515	1.536482	0.971311	-0.26726	1.106688	1.512364	0.882428
Range/zakres	0.03	0.07	0.028	0.38	0.22	0.046	93	83	2.65
Minimum	0	0	1.001	0	0	0.987	0	0	0.33
Maximum	0.03	0.07	1.029	0.38	0.22	1.033	93	83	2.98
Sum/suma	0.12	0.14	13.22	2.7	2.002	38.604	981	781	10.72
Counter/licznik	13	13	13	38	38	38	38	38	8
Confidence level (95.0%)/poziom ufności	0.006739	0.011692	0.005682	0.032752	0.020923	0.003398	9.653924	7.499882	0.821297

were not eliminated based on the Dixon and Grubbs test because of the wide range of vehicles tested in the groups.

Due to the size of the test results Figure 2 and 3 in the form of bar graphs shows the determined values of individual exhaust gas components in the vehicle groups. The results of the statistical calculations performed with the use of the Excel procedures have been presented in Table 1 and 2. The conclusions as to the conformity of the distributions with the normal distribution were based on the values of bias and kurtosis.

With a 95% certainty it has been observed that in group I/ZI the average value of the CO emission at idle speed was  $(0.009231 \pm 0.006739)\%$  (Tab. 1) and the average value of the CO emission at elevated engine speeds –  $(0.010769 \pm 0.011692)\%$ . The average value of the  $\lambda$  coefficient was  $(1.016923 \pm 0.005682)$ . In the first case the standard error was 0.003093%, in the second case 0.005366% and in the third case 0.002608. The negative value of kurtosis at the emission level of CO at idle ( $-0.10114$ ) and the  $\lambda$  coefficient ( $-1.3683$ ) confirm that there is a varied flattening of the distributions and the positive value (8.288706) for the emission level of CO at elevated engine speeds denotes the distribution of very high verticality. In both cases of the emission level of CO the positive bias (1.026154 and 2.72789) determines the distribution with the asymmetry extending towards higher values and the negative bias ( $-0.31515$ ) and the  $\lambda$  coefficient determines the distribution towards lower values.

In group II/ZI the average value of the emission level of CO at idle speed was  $(0.071053 \pm 0.032752)\%$ , the average value of the emission level of CO at an elevated engine speed was  $(0.052684 \pm 0.020923)\%$  and the average value of the  $\lambda$  coefficient was  $1.015895 \pm 0.003398$  respectively. In the first case the standard error was 0.016164%, in the second case 0.010326% and in the third case 0.001677. The positive value

prędkości obrotowej biegu jałowego wyniosła  $(0,009231 \pm 0,006739)\%$  (tab. 1), a wartość średnia poziomu emisji CO przy podwyższonych prędkościach obrotowych –  $(0,010769 \pm 0,011692)\%$ . Wartość średnia współczynnika  $\lambda$  wyniosła  $(1,016923 \pm 0,005682)$ . W pierwszym przypadku błąd standardowy wyniósł 0,003093%, w drugim 0,005366%, a w trzecim 0,002608. Wartość ujemna kurtozy przy poziomie emisji CO na biegu jałowym ( $-0,10114$ ) i współczynniku  $\lambda$  ( $-1,3683$ ) świadczą o zróżnicowanym spłaszczeniu rozkładów, natomiast wartość dodatnia (8,288706) dla poziomu emisji CO przy podwyższonych prędkościach obrotowych oznacza rozkład o bardzo dużej szczytowości. W obu przypadkach wartości poziomu emisji CO skośność dodatnia (1,026154 i 2,72789) określa rozkład z asymetrią rozciągającą się w kierunku wartości większych, a skośność ujemna ( $-0,31515$ ) i współczynnika  $\lambda$  określa rozkład ku wartościom mniejszym.

Odpowiednio w grupie II/ZI wartość średnia poziomu emisji CO przy prędkości obrotowej biegu jałowego wyniosła  $(0,071053 \pm 0,032752)\%$ , wartość średnia CO przy prędkości podwyższonej wyniosła  $(0,052684 \pm 0,020923)\%$ , a wartość średnia  $\lambda = 1,015895 \pm 0,003398$ . W pierwszym przypadku błąd standardowy wyniósł 0,016164%, w drugim 0,010326%, w trzecim 0,001677. Wartość dodatnia kurtozy dla poziomu emisji CO na biegu jałowym (1,498914) i współczynnika  $\lambda$  (0,095418) uwidacznia wysmuklenia rozkładów, a wartość ujemna ( $-0,35268$ ) dla poziomu emisji CO przy podwyższonych prędkościach obrotowych oznacza niewielkie spłaszczenie rozkładu. Wartości dodatnie (1,536482 i 0,971311) skośności w obu przypadkach poziomu emisji CO skłaniają rozkłady w kierunku wartości większych, a wartość ujemna ( $-0,26726$ ) skośności określa rozkład w kierunku przeciwnym. W grupie II/ZI wartość

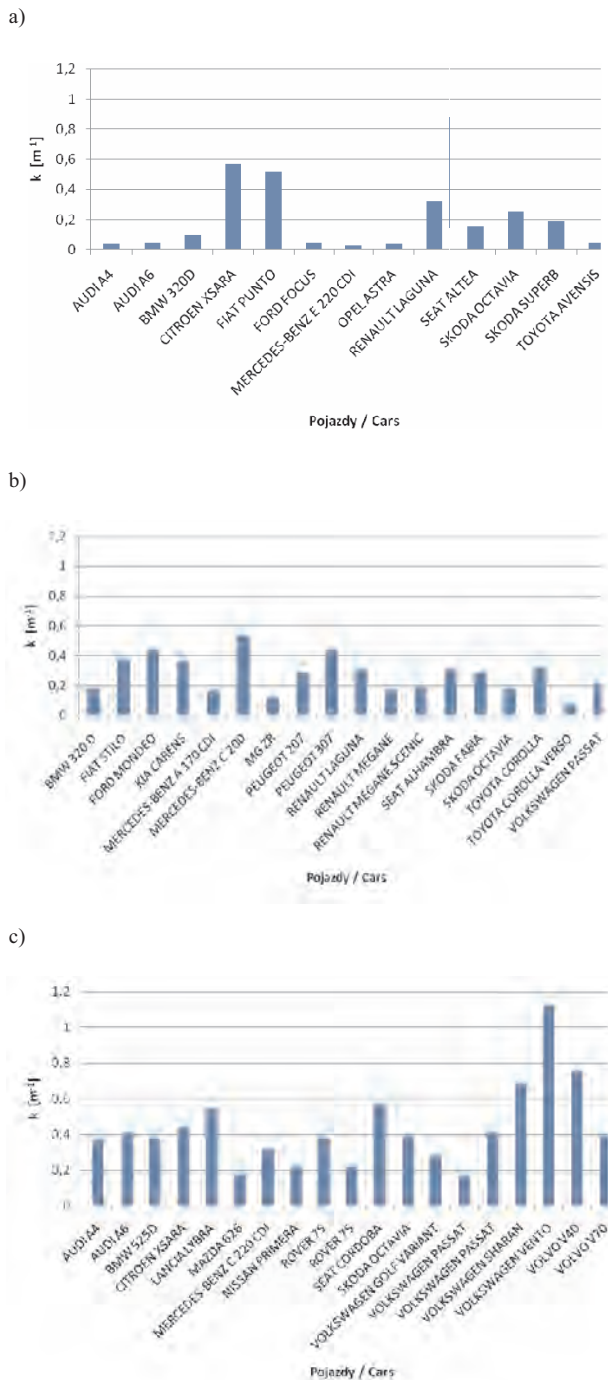


Fig. 3. Opacity level in diesel engines: a) group I/ZS, b) group II/ZS, c) group III/ZS

Rys. 3. Poziom zadymienia spalin silników o ZS: a) grupa I/ZS, b) grupa II/ZS, c) grupa III/ZS

of kurtosis for the emission level of CO at idle (1.498914) and the  $\lambda$  coefficient (0.095418) shows a slendening of the distributions and the negative value ( $-0.35268$ ) for the emission level of CO at elevated engine speeds denotes a slight flattening of the distribution. Positive values (1.536482 and 0.971311) of the bias in both cases of the CO emission push the distributions in the direction of higher values and the negative value ( $-0.26726$ ) of the bias denotes a distribution in the opposite direction. In group II/ZI the average value of the emission of HC

średnia poziomu emisji HC przy prędkości obrotowej biegu jałowego wyniosła ( $25,81579 \pm 9,653924$ ) ppm, a przy podwyższonych prędkościach ( $20,55263 \pm 7,499882$ ) ppm. W pierwszym przypadku błąd standardowy wyniósł 4,764564 ppm, a w drugim 3,701466 ppm. Wartość ujemna ( $-0,26689$ ) kurtozy dla poziomu emisji HC na biegu jałowym wskazuje na niewielkie spłaszczenie rozkładu, a w drugim przypadku wartość dodatnia (1,419081) oznacza rozkład o stosunkowo dużym wysmukleniu. W obu przypadkach rozkład skłania się w kierunku wartości większych, ponieważ skośności przyjęły wartości dodatnie (1,106688 i 1,512364).

W grupie III/ZI wartość średnia emisji CO wyniosła ( $1,34 \pm 0,821297$ )%. Błąd standardowy wyniósł 0,347327%. Wartość ujemna kurtozy ( $-0,74068$ ) oznacza rozkład stosunkowo płaski. Skośność dodatnia (0,882428) określa rozkład z asymetrią rozciągającą się w kierunku wartości większych.

Z 95-procentowym prawdopodobieństwem stwierdzono, że wartość średnia poziomu zadymienia spalin w grupie I/ZS (tab. 3) wyniosła ( $0,153077 \pm 0,096289$ )  $m^{-1}$ . Błąd standardowy wyniósł 0,044193  $m^{-1}$ . Wartość dodatnia kurtozy (2,965431) oznacza rozkład o stosunkowo dużej szczytowości. Skośność dodatnia (1,666971) określa rozkład z asymetrią rozciągającą się w kierunku wartości większych.

W grupie II/ZS wartość średnia poziomu zadymienia spalin wyniosła ( $0,273889 \pm 0,061526$ )  $m^{-1}$ . Błąd standardowy wyniósł 0,029162  $m^{-1}$ . Wartość ujemna kurtozy ( $-0,54181$ ) świadczy o rozkładzie płaskim. Skośność dodatnia (0,26076) określa rozkład z asymetrią rozciągającą się w kierunku wartości dodatnich.

Odpowiednio w grupie III/ZS wartość średnia poziomu zadymienia spalin wyniosła ( $0,433158 \pm 0,110168$ )  $m^{-1}$ . Błąd standardowy wyniósł 0,052438  $m^{-1}$ . Wartość dodatnia kurtozy (3,554066) świadczy o dużym wysmukleniu rozkładu. Skośność dodatnia (1,640071) określa rozkład z asymetrią rozciągającą się w kierunku wartości większych.

#### 4. Porównanie pojazdów w różnych grupach wiekowych

Celem jest szacunkowe odzwierciedlenie faktycznej różnicy badanych parametrów, która (jak wcześniej obliczono) występuje między poszczególnymi grupami wiekowymi pojazdów.

Na wykresie (rys. 4) przedstawiono wartości średnie poziomu emisji CO badanych pojazdów z silnikami o zapłonie iskrowym.

Widoczna jest duża różnica poziomu emisji CO pomiędzy poszczególnymi grupami pojazdów. Emisja CO dla pojazdów grupy III, które w ruchu miejskim są często wykorzystywane, dotyczy prędkości obrotowej biegu jałowego silnika.

W sytuacji zadymienia spalin widoczny jest wzrost współczynnika  $k$  na niekorzyść pojazdów starszych (rys. 5). W pojazdach z grupy III średnia wartość zadymienia jest prawie 3-krotnie większa niż w grupie I. Widoczna jest korelacja pomiędzy wiekiem pojazdu a wartością zadymienia spalin, podobnie jak w sytuacji emisji CO dla silników o ZI.

at idle was  $(25.81579 \pm 9.653924)$  ppm and at elevated engine speeds  $(20.55263 \pm 7.499882)$  ppm. In the first case the standard error was 4.764564 ppm and in the second case it was 3.701466 ppm. The negative value of kurtosis ( $-0.26689$ ) for the HC emission level HC at idle indicates a miniscule flattening of the distribution and in the second case the positive value ( $1.419081$ ) denotes a relatively slendered distribution. In both cases the distribution leans towards higher values as the biases assumed positive values ( $1.106688$  and  $1.512364$ ).

In group III/ZI the average value of the emission of CO was  $(1.34 \pm 0.821297)\%$ . Standard error was 0.347327%. The negative value of kurtosis ( $-0.74068$ ) denotes a relatively flat distribution. Positive bias ( $0.882428$ ) determines the distribution with an asymmetry extending in the direction of higher values.

With a 95% probability it has been observed that the average value of opacity in group I/ZS (Tab. 3) was  $(0.153077 \pm 0.096289) \text{ m}^{-1}$ . The standard error was  $0.044193 \text{ m}^{-1}$ . The positive value of kurtosis ( $2.965431$ ) denotes a distribution of relatively high verticality. The positive bias ( $1.666971$ ) determines a distribution with the asymmetry extending towards higher values.

In group II/ZS the average value of the exhaust opacity was  $(0.273889 \pm 0.061526) \text{ m}^{-1}$ . Standard error was  $0.029162 \text{ m}^{-1}$ . The negative value of kurtosis ( $-0.54181$ ) confirms a flat distribution. Positive bias ( $0.26076$ ) denotes the distribution with the asymmetry extending towards positive values.

In group III/ZS the average value of the exhaust opacity was  $(0.433158 \pm 0.110168) \text{ m}^{-1}$ . Standard error was  $0.052438 \text{ m}^{-1}$ . The positive value of kurtosis ( $3.554066$ ) denotes large slendering of the distribution. Positive bias ( $1.640071$ ) denotes the distribution with the asymmetry extending towards higher values.

#### 4. A comparison in different age groups

The objective was an estimate reflection of the actual difference in the tested parameters that (as calculated earlier) occurred among the individual age groups of vehicles.

The graphs (Fig. 4) present the average values of the level of CO emission from the tested gasoline vehicles.

We can see a difference in the emission of CO among individual groups. The emission of CO for group III the vehicles of which are frequently used in city traffic is associated with the idle engine speed.

#### 5. Conclusions

59 vehicles were subjected to the measurement of the emission level and the  $\lambda$  coefficient. Seven vehicles were

Table 2. Results of the calculations for diesel engine groups  
Tabela 2. Wyniki obliczeń dla grup silników o zapłonie samoczynnym

Parameter	k [ $\text{m}^{-1}$ ]		
	I/ZS	II/ZS	III/ZS
Average/średnia	0.153077	0.273889	0.433158
Standard error/błąd standardowy	0.044193	0.029162	0.052438
Median/mediana	0.05	0.285	0.41
Standard deviation/odchylenie standardowe	0.159342	0.123724	0.228572
Sample Variance/wariancja próbki	0.02539	0.015308	0.052245
Kurtosis/kurtoza	2.965431	-0.47565	3.554066
Bias/skośność	1.666971	0.36563	1.640071
Range/zakres	0.54	0.46	0.95
Minimum	0.03	0.07	0.17
Maximum	0.57	0.53	1.12
Sum/suma	1.99	4.93	8.23
Counter/licznik	13	18	19
Confidence level (95.0%)/poziom ufności	0.096289	0.061526	0.110168

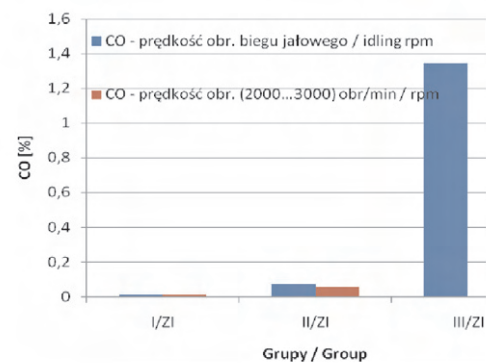


Fig. 4. Average values of the emission level of CO from the tested gasoline engines

Rys. 4. Wartości średnie poziomu emisji CO pojazdów z silnikami o zapłonie iskrowym

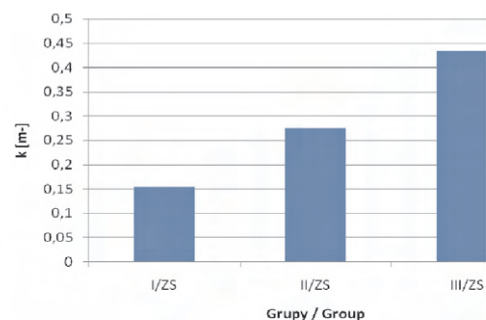


Fig. 5. Average values of the opacity level from vehicles fitted with diesel engines

Rys. 5. Wartości średnie poziomu zadymienia spalin przez pojazdy z silnikami o zapłonie samoczynnym

#### 5. Podsumowanie

Pomiarom poziomu zanieczyszczeń gazowych spalin i współczynnika  $\lambda$  poddano 59 pojazdów. Wyodrębniono siedem pojazdów niesprawnych emisyjnie. Najbardziej poprawne emisyjnie wyniki pomiarów stwierdzono w

identified as malfunctioning in terms of emissions. The most satisfactory emission measurement results were observed in vehicles that did not exceed the 7 year period of operation: Honda Jazz, Hyundai Accent, Mitsubishi Lancer, Opel Corsa and two Toyota Yaris vehicles. An exception was an almost 9-year-old Mitsubishi Lancer.

The exhaust opacity tests were performed in 50 vehicles. None of the vehicles exceeded the admissible smoke level. The lowest smoke level was observed in vehicles that did not yet exceed the 6 year period of operation: Audi A4, Audi A6, BMW 320D, Ford Focus, Mercedes-Benz E 220 CDI, Opel Astra and Toyota Avensis.

We should note, however, that the measurement of the exhaust emissions, the  $\lambda$  coefficient and the opacity under the testing conditions of an inspection stations do not reflect the on-road conditions, particularly for high engine loads.

The number of the tested vehicles is not large (number of vehicle makes and models of the selected age groups). In the research the results were accompanied by the names of the vehicles but it does not constitute a basis for evaluation of the whole model group of a given vehicle make.

In the case of exhaust opacity level we can see a growth in coefficient  $k$  to the disadvantage of older vehicles (Fig. 5). In vehicle from group III the average value of the smoke level is almost three times higher than in group I. There is a visible correlation between vehicle age and opacity level, similarly to the emission of CO for gasoline engines.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Czajka R., Dziedziak P., Gołaszewski M., Radzimirski S., Sowiński A., Taubert S., Traczyk S., Żółtkowski A.: Badania techniczne pojazdów w świetle obowiązujących przepisów – 2007, Instytut Transportu Samochodowego w Warszawie 2007.
- [2] Lindstedt P.: Praktyczna diagnostyka maszyn i jej teoretyczne podstawy, Warszawa 2002.
- [3] Merkisz J., Mazurek S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych, Warszawa 2002.
- [4] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 18 września 2009 r. w sprawie zakresu i sposobu przeprowadzania badań technicznych pojazdów oraz wzorów dokumentów stosowanych przy tych badaniach (Dz. U. z 2009 r., nr 155, poz. 1232).
- [5] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 30 grudnia 2003 r. w sprawie homologacji pojazdów samochodowych i przyczep (Dz. U. z 2004 r., nr 5, poz. 30).
- [6] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 30 lipca 2010 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie szczegółowych wymagań w stosunku do diagnostów (Dz. U. z 2010 r., nr 140, poz. 946).
- [7] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 31 grudnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych pojazdów oraz zakresu ich niezbędnego wyposażenia (Dz. U. z 2003 r., nr 32, poz. 262 z późniejszymi zmianami).
- [8] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 4 listopada 2004 r. w sprawie szczegółowych wymagań w stosunku do diagnostów (Dz. U. z 2004 r., nr 246, poz. 2469).
- [9] Rozporządzenie Ministra Transportu i Budownictwa z dnia 10 lutego 2006 r. w sprawie szczegółowych wymagań w stosunku do stacji przeprowadzających badania techniczne pojazdów (Dz. U. z 2006 r., nr 40, poz. 275).
- [10] Rychter M.: Materiały szkoleniowe OBD II/EOBD, Instytut Transportu Samochodowego w Warszawie 2009.
- [11] Sobczyk M.: Statystyka, Warszawa 1997.
- [12] Ustawa z dnia 20 czerwca 1997 r. – Prawo o ruchu drogowym (Dz. U. z 2005 r., poz. 908 z późniejszymi zmianami).

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.

email: [dszpica@pb.edu.pl](mailto:dszpica@pb.edu.pl)



Sławomir Milewski, Eng. – graduate branch Educational Center in Suwałki, Białystok University of Technology.

Inż. Sławomir Milewski – absolwent Zamiejscowego Ośrodka Dydaktycznego Politechniki Białostockiej w Suwałkach.

email: [slawek.milewski9@gmail.com](mailto:slawek.milewski9@gmail.com)



## The application of the deterministic chaos method in the assessment of the combustion process in diesel engines fitted in non-road vehicles

*The paper describes the problem of the combustion process diagnostics in diesel engines of HDV vehicles in the aspect of the environment protection and misfire detection as well as its use in the OBD/EOBD systems. Vibroacoustic processes were taken into consideration and the chosen parameters of the vibration signals obtained from the specified locations in the engine were the diagnostic estimators of the process changes. The paper discusses the diagnosis of the course of the process from the point of view of the OBD system requirements, in order to check the possibility of using the deterministic chaos method and vibroacoustic processes in on-line diagnostic processes and in the design of combustion monitors in diesel locomotive engines. This stage of the scientific studies was done to check the sensitivity of selected non-linear methods for the process changes or their lack. The paper also presents the signal analyses, limitations of the method, criteria of the process qualification and its accuracy. Diagnostic algorithms of misfire detection and possibility of its practical use in contemporary vehicle drivetrains have been described as well.*

Keywords: *combustion process, misfire, diagnostics, vibroacoustics, environment protection, OBD system, deterministic chaos theory*

### Zastosowanie metody chaosu deterministycznego do oceny poprawności procesu spalania w silnikach ZS pojazdów pozadrogowych

*W artykule opisano problematykę diagnostyki procesu spalania dla silników ZS pojazdów typu HDV (Heavy-Duty Vehicles) w aspekcie ochrony środowiska naturalnego i wykrycia braku zapłonu oraz jej zastosowania w systemach OBD/EOBD. Rozważano procesy wibroakustyczne; wybrane parametry sygnałów drgań uzyskanych z określonych miejsc na silniku stanowiły estymatory diagnostyczne zmian procesu. Artykuł dotyczy diagnozy przebiegu procesu z punktu widzenia wymagań diagnostyki OBD i takiego systemu. Dokonano sprawdzenia możliwości zastosowania metody chaosu deterministycznego i procesów wibroakustycznych do bieżącej diagnostyki spalania i budowy monitora diagnostycznego w silnikach lokomotyw spalinowych. Powyższy etap badań naukowych był zrealizowany w celu kontroli wrażliwości wybranych metod nieliniowych na zmiany procesu lub jego brak. Przedstawiono również analizy sygnałów i ograniczenia zastosowania metody oraz możliwości jej praktycznego zastosowania w obecnych źródłach napędu pojazdów.*

Słowa kluczowe: *proces spalania, wypadanie zapłonu, diagnostyka, wibroakustyka, ochrona środowiska naturalnego, system OBD, teoria chaosu deterministycznego*

#### 1. Non-linearity of internal combustion engines

The signals obtained from the measurements compose one-dimensional time series. The time series are processed using such methods as spectral analysis and nonlinear analysis that are based on the deterministic chaos theory. The deterministic chaos theory is a description of nonlinear dynamic systems. So far, for the improvement of the monitoring, diagnostic and control of technical devices linear methods have been used. Some elements of nonlinearity were introduced but not directly in classic linear approach [10]. The deterministic chaos theory is quite good for such analyses because it uses direct nonlinear models. The deterministic chaos theory is a continuation of the classic theory of linear dynamic systems [1, 12]. The deterministic chaos can be described as 'unpredictable long time behavior of deterministic dynamic system which is caused by the sensitivity on an initial condition'.

We must stress that nonlinear chaotic system is a fully deterministic system and it is fully predictable if we have full knowledge about the initial conditions. The chaotic system is very sensitive to even very small changes in the initial

#### 1. Nieliniowość silników spalinowych

Sygnały uzyskane w pomiarach składają się z jednowymiarowych przebiegów czasowych. Przebiegi czasowe poddano procesowi przetwarzania z zastosowaniem analizy widmowej i nieliniowej, bazującej na teorii chaosu deterministycznego. Powyższa teoria służy do opisu nieliniowych systemów dynamicznych. Do tej pory w celu poprawy procesu monitorowania, diagnozowania i sterowania urządzeń technicznych stosowano zazwyczaj metody liniowe. Wprowadzano wybrane elementy nieliniowości w klasycznym podejściu liniowym, lecz nie stosowano ich bezpośrednio [10]. Teoria chaosu deterministycznego stanowi dobre narzędzie do takiej analizy z uwagi na to, iż bezpośrednio wykorzystuje modele nieliniowe. Niniejsza teoria jest rozwinięciem klasycznej teorii liniowych modeli dynamicznych [1, 12]. Dzięki niej możliwy jest opis procesu jako „nieprzewidywalne długookresowe zachowanie deterministycznego systemu dynamicznego, spowodowane wrażliwością na warunki początkowe”.

Należy podkreślić, iż nieliniowy system chaotyczny stanowi w pełni zdeterminowany system i jest przewidywalny,

conditions, hence in most of the practical cases, where the initial conditions are known only with a given accuracy, it is really unpredictable. The nonlinear chaotic system can produce a signal that is irregular and seems similar to a stochastic system but its irregularity has a non-stochastic nature, and is caused by the internal nonlinearity of the dynamics. Changing the values of the parameters of a nonlinear chaotic system we can find qualitative changes of the solution, which is particularly well seen in the phase space.

Many processes in the technical area, describing electric and mechanical devices, contain nonlinear elements in their dynamics [5, 6, 8]. This can be used to improve the monitoring, diagnostic and control of technical devices. In literature we can find a term 'engineering chaos' for a description of the deterministic chaos theory application for engineering and industrial purposes [5]. The combustion engines can be a source of many signals which are good for analysis – it is enough to mention the vibration signals from sensors fitted in the engine, all acoustic signals, signals from the ionic current detectors, signals representing crankshaft angular velocity, pressure signals, and even visual signals that can for example show the engine head heating [17]. The combustion engine shows a cyclic variability of energy release from one cycle to another. In literature the cyclic variability is described in a stochastic, linear deterministic or chaotic deterministic way, and all the time we can find the discourse on the real nature of the cyclic variability [9, 14]. The nonlinear methods started to play an important role in engine dynamic modeling. This approach can allow us a better understanding of the dynamics of engine processes [7, 8, 16].

## 2. Methodology, test stand and measurement conditions

The paper considers the phase of the investigations that were conducted in potential operating conditions on a 2112 SSF and 16H12A engine (diesel locomotive engine) – Table 1.

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

In the investigations on the SU45 diesel locomotive engine, the selection of the operating conditions of the engine was made based on the useful rpm and torque range of the tested engine corresponding to the operating conditions. The measurements were divided into two parts. In the first of them all cylinders of one bank were taken into consideration to check if it is possible to use the vibration characteristics in the assessment of the combustion process course for an engine being used in traction vehicles. This stage was also

jeżeli występuje pełna wiedza o warunkach początkowych. Rozważany system jest bardzo wrażliwy również przy bardzo małych zmianach zachodzących w systemie, stąd w większości praktycznych zastosowań, gdy znane są warunki początkowe jedynie z zadaną dokładnością, system taki jest nieprzewidywalny. Nieliniowy system chaotyczny może wygenerować nieregularny sygnał, dzięki czemu sprawia wrażenie systemu stochastycznego, lecz jego nieregularność nie ma natury stochastycznej i jest spowodowana przez wewnętrzną nieliniowość dynamiki. Dokonując zmiany wartości parametrów nieliniowego systemu chaotycznego, można wyznaczyć jakościowe zmiany rozwiązania, co jest szczególnie dobrze widoczne podczas przestrzeni fazowej.

Wiele procesów w obszarze techniki, opisujących urządzenia elektryczne i mechaniczne, zawiera w swojej dynamice elementy nieliniowe [5, 6, 8]. Może to być wykorzystane do poprawy procesu kontroli, diagnostyki i sterowania urządzeń technicznych. W literaturze można odnaleźć określenie „inżynieria chaosu” do opisu zastosowania teorii chaosu deterministycznego w obszarze inżynierii i przemysłu [5]. Silniki spalinowe mogą stanowić źródło wielu sygnałów przydatnych w procesie analizy – warto w tym miejscu wymienić sygnały drgań uzyskane z przetworników umieszczonych na silniku, wszystkie sygnały akustyczne, sygnały z wykrywaczy prądu jonizacji, sygnały reprezentujące prędkość obrotową wału korbowego silnika, sygnały ciśnienia oraz nawet sygnały optyczne ukazujące np. analizę termodynamiczną głowicy silnika [17]. Silnik spalinowy charakteryzuje się tzw. cykliczną zmiennością wydzielania ciepła od jednego do następnego cyklu pracy. W literaturze zmienność cyklu jest opisana w sposób stochastyczny, liniowy deterministyczny lub deterministyczny chaotyczny [9, 14]. Metody nieliniowe zaczęły odgrywać istotną rolę w modelowaniu dynamicznym silnika. Powyższe podejście umożliwia lepsze zrozumienie procesów dynamicznych zachodzących w silniku [7, 8, 16].

## 2. Metodyka, stanowisko badawcze i warunki pomiaru

Praca dotyczy etapu badań, które przeprowadzono na silnikach 2112 SSF i 16H12A (silnik spalinowy lokomotywy) w warunkach odzwierciedlających warunki eksploatacji powyższych pojazdów – tab. 1.

Sygnały pomiarowe uzyskane z przetworników były kierowane do wzmacniaczy, w których poddawane były procesowi wzmocnienia i normalizacji. Następnie kierowano je na analogowe wejścia karty pomiarowej. Wewnątrz niej poddawano je procesowi filtracji z zastosowaniem filtrów analogowych i cyfrowych, po czym przetwarzano je z postaci analogowej w cyfrową. Sygnały uzyskane w karcie pomiarowej, w postaci cyfrowej, były następnie zapisywane w pamięci komputera. Zarejestrowane wszystkie przebiegi czasowe sygnałów pomiarowych poddano procesowi selekcji czasowej. W ramach powyższego procesu sygnały podzielono na przedziały zawierające cykle pracy silnika.

W badaniach przeprowadzonych na silniku lokomotywy SU45 wybór warunków pracy silnika zrealizowano, bazując

Table 1. The features of the engines used in researches  
 Tablica 1. Dane techniczne silników zastosowanych w badaniach

Feature/parametr	Type of an engine/rodzaj silnika	
	2112 SSF	16H12A
Type/rodzaj	CI, 4-stroke	CI, 4-stroke
Cylinder bore $\times$ piston stroke: $D \times S$ [m]/średnica cylindra $\times$ skok tłoka: $D \times S$ [m]	0.210 $\times$ 0.230	0.135 $\times$ 0.155
Compression ratio ( $\epsilon$ )/stopień sprężania	11.3	14.0
Engine displacement ( $V_{ss}$ ) in [m <sup>3</sup> ]/objętość skokowa silnika ( $V_{ss}$ ) w [m <sup>3</sup> ]	96.6 $\cdot$ 10 <sup>-3</sup>	26.6 $\cdot$ 10 <sup>-3</sup>
Type of the injection pump/rodzaj pompy wtryskowej	PLD system	Line injection pump/ rzędowa pompa wtryskowa
Amount of valves/liczba zaworów	4	4
Pressure of the injector opening ( $p_{wt}$ ) in [MPa]/ciśnienie otwarcia wtryskiwacza ( $p_{wt}$ ) w [MPa]	26 $\pm$ 0.5	19 $\pm$ 0.5
Cylinder system/amount/układ cylindrów/liczba	V12-90°	V12-60°
Mean effective pressure in [MPa]/średnie ciśnienie użyteczne w [MPa]	1.37	0.77
Maximum of effective power ( $N_e$ ) in [kW]/znamionowa moc użyteczna ( $N_e$ ) w [kW]	1655 (1500 rpm)	257 (1500 rpm)

used to see the differences in the sensibility of the vibration signal in each working cylinder. This helped to determinate the best and worst conditions for misfire detection based on the vibration methods.

The second research stage was used to determine the differences between signals with combustion and misfire for different working points (power changes) for 3 cylinders taken from the previous stage. In the first stage the following engine speeds were taken into consideration: 700, 900, 1080, 1300 and 1500 rpm. The following effective power was obtained:  $\sim$  0 (idling run), 252, 460, 580, 667 kW. In the second test stage all engine speeds and torques defined with the locomotive regulating unit position were taken as the working points. The test measuring points were located in the engine head and the signals were recorded in the Z direction (parallel to the cylinder axis forward of the piston movement).

The misfire during the tests on the 16H12A diesel locomotive engine was simulated by the disconnection of one cylinder of the engine. The acceleration sensor was fixed into the engine frame in the place, where one could define the measurement direction of acceleration. First of all, a 16-channel digital recorder TA11 was applied produced by Gould based on piezoelectric sensor 4395 produced by Brüel & Kjær. The authors also used a data acquisition program Gould Acquire TA-D and the results analysis program DASA VIEW II.

The measurement of the 16H12A locomotive engine was performed in the following circumstances:

- 1) three engine speeds:  $n_1 = 650\text{--}680$  rpm (idle run),  $n_2 = 1100$  rpm,  $n_3 = 1500$  rpm,
- 2) three measurement phases: phase 1 – sensor is fixed on cylinder 1 – all cylinders are working, phase 2 – sensor is fixed on cylinder 1 – cylinder 1 is disconnected, phase 3 – sensor is fixed on cylinder 1 – cylinder 4 is disconnected.

The sensor was fixed on the frame of cylinder 1. The signals were recorded in three directions: parallel to the main locomotive axis, horizontal-transverse and vertical-

na użytecznym zakresie prędkości obrotowej i momentu obrotowego badanego silnika, reprezentujących warunki uzyskane podczas eksploatacji. Badania podzielono na dwa etapy. W pierwszym etapie brano pod uwagę wszystkie cylindry wybranego rzędu cylindrów, w celu określenia możliwości zastosowania charakterystyk wibroakustycznych do oceny przebiegu procesu spalania silnika pojazdu trakcyjnego. Ponadto celem było również określenie różnic we wrażliwości sygnału drganiowego na powyższe procesy uzyskanego z każdego z cylindrów. W wyniku tego możliwe było określenie najlepszych i najmniej korzystnych warunków do wykrywania wypadania zapłonu z zastosowaniem metod drganiowych. Drugi etap badań zastosowano w celu określenia różnic w sygnałach dla spalania i jego braku dla różnych punktów pracy (zmiany mocy użytecznej) dla 3 cylindrów wybranych w pierwszym etapie badań.

W pierwszym etapie uwzględniono następujące prędkości obrotowe: 700, 900, 1080, 1300 i 1500 obr/min. Moc użyteczna wynosiła:  $\sim$  0 (bieg jałowy), 252, 460, 580, 667 kW. W drugim etapie wszystkie wartości prędkości obrotowej i momentu obrotowego silnika brano pod uwagę jako punkty pracy. Punkty pomiarowe zlokalizowano na głowicy silnika, a rejestracja sygnałów była realizowana w kierunku Z (równoległy do osi cylindra w kierunku poruszania się tłoka w cylindrze).

Brak zapłonu w badaniach silnika 16H12A lokomotywy był symulowany przez odłączenie dostarczania paliwa do wybranego cylindra silnika. Przetwornik przyspieszeń drgań zamocowano do silnika w miejscu, gdzie można było określić kierunek przyspieszeń. Zastosowano 16-kanałowy rejestrator TA11 Gould wykorzystujący przetwornik Brüel & Kjær 4391, program do akwizycji danych Gould Acquire TA-D i program do ich analizy DASA VIEW II.

Pomiary na silniku 16H12A lokomotywy przeprowadzono w następujących warunkach:

- 1) trzy prędkości obrotowe:  $n_1 = 650\text{--}680$  obr/min (bieg jałowy),  $n_2 = 1100$  obr/min,  $n_3 = 1500$  obr/min,
- 2) trzy etapy pomiarowe: etap 1 – przetwornik zamocowany na cylindrze 1 – wszystkie cylindry pracują prawidłowo,

transverse to the main locomotive axis (second and third directions) were taken only to compare signals with the Z direction). The engine head was the place where the vibration transducers were located.

### 3. JTFA vibration signals analysis

The analysis of the vibrations that are generated by the engine, in the range of a single engine working cycle, we can state that it is a process changing in time, both in the amplitude and frequency domains, as a result of subsequent engine work phases. The application of joined selections, such as e.g. space-spectral or time-spectral selections is purposeful in the engine diagnostics. The potential wide chances for development and use are seen nowadays for methods that are being developed at present and are based on time-spectral domain analysis. The most popular are: Short Time Fourier Transform (STFT), Wavelet Transform (WT) and Wigner Ville Distribution (WVD) [15]

STFT transform consists of the FFT analysis of short sequences of a signal that can be treated as a quasi-stationary signal. The input signal extraction of the following data segments to FFT analysis is realized with the use of the moving window technique [4]. The time-spectral map of the process analyzed is obtained when the received spectra are put together. A result the STFT analysis can be treated like a series of spectra determined for local, short time segments. The method advantages are: a short time of a time-frequency map determination, an easy and intuitive results interpretation and a constant resolution for all frequencies. The result form depends on the taken time window function and signal processing parameters: a number of samples in the data segments and the time step of the analysis. The method limitation is that it is impossible to obtain a high resolution for time and frequency domains at the same time. Resolution in the time domain can be improved by using an overlapping consisting in partial interference of the analyzed signal segments to each other. An estimation amplitude and frequency error for local maximum values on a map can be minimized by an amplitude-frequency correction – AFC [2, 3].

The mother functions can be each function in the Wavelet transform [11]. The Morlet's function as a mother function is used in many cases because of the calculation process simplification. Its application allows using the FFT procedure in the processing, which accelerates the calculation process effectively. The result form depends mostly on the taken mother functions. This type of an analysis can be equated to a filtration with a constant relative bandwidth  $\Delta f/f_s$ . The filter position on the time-frequency map is given by scale and translation parameters (a – dilation, b – translation). The analysis bandwidth increases along with the translation to higher frequencies (a resolution of an analysis in the frequency domain decreases). Then, the resolution in the time domain increases, and vice versa. That feature is useful in the case of a simultaneous analysis and observation with a different time step for a rapid changeable and high-frequency processes and slow-speed low-frequency processes. The drawbacks of the method are:

etap 2 – przetwornik zamocowany na cylindrze 1 – cylinder 1 rozłączony, etap 3 – przetwornik zamocowany na cylindrze 1 – cylinder 4 rozłączony.

Przetwornik zamocowano na cylindrze 1. Sygnały rejestrowano w trzech kierunkach: wzdłuż osi cylindra, prostopadle do niej w kierunku osi wału oraz prostopadle do obu kierunków (drugi i trzeci kierunek dobrano celem porównania z kierunkiem Z). Przetworniki drgań zamocowano na głowicy silnika.

### 3. Analiza JTFA sygnałów

Analizując drgania generowane przez silnik w zakresie pojedynczego cyklu jego pracy, można stwierdzić, iż jest to proces zmienny w czasie, zarówno w dziedzinie amplitudy, jak i częstotliwości, jako wynik powyższych etapów pracy silnika. Zastosowanie selekcji łączonych, np. fazowo-częstotliwościowej lub czasowo-częstotliwościowej jest celowe dla diagnostyki silnika. Potencjalnie szerokie możliwości rozwoju i zastosowania dostrzega się obecnie w rozwijanych metodach, które bazują na analizie czasowo-częstotliwościowej, wśród których najpopularniejszymi są: krótkoczasowa transformacja Fouriera (STFT – *Short Time Fourier Transform*), analiza falkowa (WT – *Wavelet Transform*) i transformacja Wignera-Ville'a (WVD – *Wigner Ville Distribution*) [15].

Transformacja STFT zawiera analizę FFT krótkich sekwencji sygnałów, które mogą być traktowane jako sygnał quasi-stacjonarny. Wydzielenie sygnału wejściowego powyższych segmentów danych do analizy FFT jest realizowane z zastosowaniem techniki ruchomego okna [4]. Obraz czasowo-widmowy analizowanych procesów jest uzyskiwany, gdy otrzymane widma są łączone. Wynik analizy FFT można traktować jak zbiór widm wyznaczonych dla lokalnych krótkoczasowych segmentów. Do zalet metody należą: krótki okres wyznaczenia map czasowo-częstotliwościowych, łatwa i intuicyjna interpretacja wyników i stała rozdzielczość dla całego zakresu częstotliwości. Rodzaj uzyskiwanego wyniku zależy od przyjętej funkcji okna czasowego i parametrów procesu przetwarzania sygnału: liczby danych w segmencie danych, kroku czasowego analizy. Ograniczenie metody dotyczy braku możliwości uzyskania dużej rozdzielczości w dziedzinie czasu i częstotliwości w tym samym czasie. Rozdzielczość w dziedzinie czasu może być zwiększona przez zastosowanie tzw. *overlappingu*, który dotyczy częściowego nakładania się analizowanych segmentów sygnału na siebie. Błąd estymacji amplitudy i częstotliwości lokalnych wartości maksymalnych na mapie może być zminimalizowany dzięki zastosowaniu korekcji amplitudowo-częstotliwościowej (AFC – *amplitude-frequency correction*) [2, 3].

Funkcjami bazowymi (macierzystymi) mogą być każde z funkcji w przekształceniu falkowym [11]. Funkcja Morleta jako funkcja bazowa jest stosowana w wielu przypadkach z uwagi na uproszczenie procesu obliczeniowego. Zastosowanie jej umożliwia uwzględnienie procedury FFT w procesie przetwarzania sygnału, co znacząco zwiększa prędkość obliczeń. Forma wyników zależy głównie od przyjętych funkcji bazowych (macierzystych). Ten rodzaj analizy

the form of the result depends on a taken mother function and the interpretation of a graphical form of a result is not always intuitive.

Wigner-Ville distribution (WVD) is realized by two-dimensional time-frequency window. This kind of an analysis allows taking any size of an analysis window theoretically. When an analysis window size is defined arbitrarily, it may give negative distribution values, arising interferences in the time and frequency domains, which makes the interpretation process more difficult. The WVD distribution characterizes

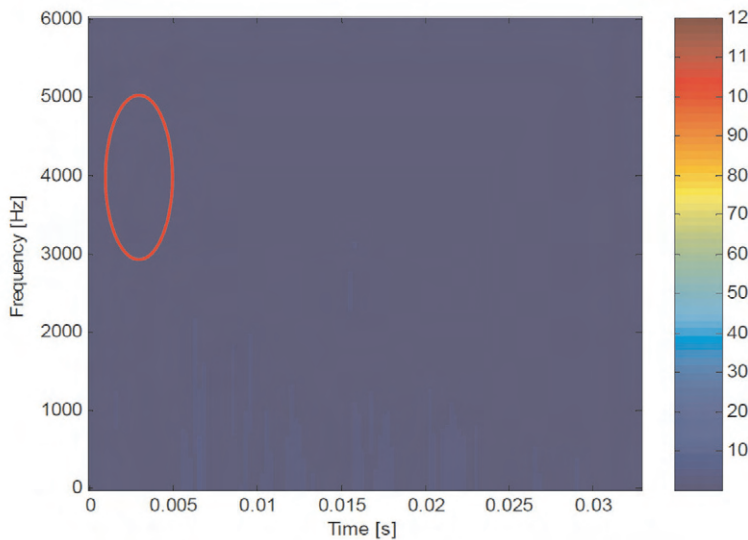


Fig. 1. The example vibration acceleration courses in the Z dimension ( $a_z$ ) of cylinder heads for the 2112 SSF diesel locomotive engine ( $n = 700$  rpm and  $M_0 = 0$  N·m) and for lack of combustion

Rys. 1. Przykładowy przebieg przyspieszeń drgań w kierunku Z ( $a_z$ ) głowic silnika 2112 SSF lokomotywy spalinowej ( $n = 700$  obr/min i  $M_0 = 0$  N·m) dla braku spalania

a long time of the calculations, especially for long time series, comparing to the previous methods.

The task of time-spectral selection procedures is to get out from the vibration process and/or display pieces of information connected with the combustion process in an engine cylinder. Apart from vibration transducers, the tachometric transducer was used in the phenomenon area to identify the cycle phases during the engine work. In order to decrease the estimation errors of amplitude and frequency components for map  $a(t, f)$ , the amplitude-frequency correction procedures can be used as an option. Further signal parameterization should lead up to obtain symptoms that detect misfire events in an engine cylinder.

The application of a time-spectral map parameterization is necessary to obtain a complete representation of a lack of ignition in a cylinder on the based on point measures of a vibration signal. The second measure-

może być przyrównany do filtracji z zastosowaniem stałej względnej szerokości pasma  $\Delta f/f_s$ . Położenie filtra na mapie czasowo-częstotliwościowej jest określone parametrami skali i transpozycji ( $a$  – skala,  $b$  – transpozycja). Szerokość analizowanego pasma zwiększa się wraz z transpozycją do większych częstotliwości (rozdzielczość analizy w dziedzinie częstotliwości zmniejsza się). Następnie rozdzielczość w dziedzinie czasu zwiększa się i odwrotnie. Powyższa właściwość jest użyteczna w sytuacji jednoczesnej analizy i obserwacji z różnym krokiem czasowym dla szybkozmiennych i wysokoczęstotliwościowych procesów oraz niskoczęstotliwościowych procesów o niewielkiej prędkości. Do wad metody należą: forma wyników zależy od przyjętej funkcji bazowej (macierzystej), a interpretacja formy graficznej nie zawsze jest intuicyjna.

Dystrybucja Wignera-Ville'a (WVD) jest realizowana z zastosowaniem dwuwymiarowego okna czasowo-częstotliwościowego. Ten rodzaj analizy umożliwia teoretycznie dobór okna analizy o każdym rozmiarze. Jeżeli rozmiar okna analizy jest określony w sposób dowolny, może to dać ujemne wartości rozkładu, zwiększające stopień interferencji w dziedzinie czasu i częstotliwości, co czyni bardziej trudnym proces interpretacji wyników. Transformacja WVD charakteryzuje się długim czasem obliczeń w porównaniu do poprzednich metod, zwłaszcza dla większych przebiegów czasowych sygnałów.

Zadaniem procedur selekcji czasowo-częstotliwościowej jest uzyskanie i/lub przedstawienie informacji związanych ze spalaniem w cylindrze silnika z zastosowaniem procesów drganiowych. Poza przetwornikami drgań za-

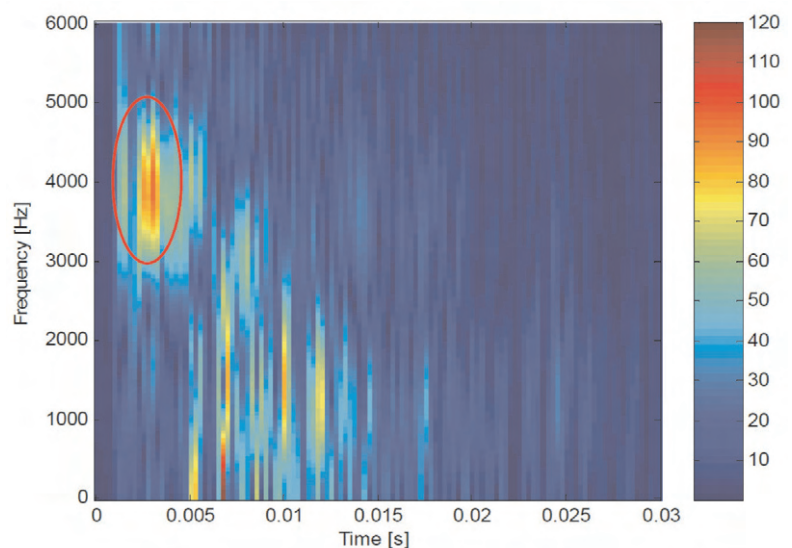


Fig. 2. The example vibration acceleration courses in the Z dimension ( $a_z$ ) of cylinder heads for the 2112 SSF diesel locomotive engine ( $n = 700$  rpm and  $M_0 = 0$  N·m) and for a combustion process

Rys. 2. Przykładowy przebieg przyspieszeń drgań w kierunku Z ( $a_z$ ) głowic silnika 2112 SSF lokomotywy spalinowej ( $n = 700$  obr/min i  $M_0 = 0$  N·m) dla normalnego spalania

ment stage was conducted on a 2112 SSF diesel locomotive engine (in regular operation). The time-spectral maps were obtained, both for a lack of combustion in a cylinder (Fig. 1) and when combustion took place (Fig. 2). In this case, a peak value of vibration accelerations in the range of frequency of 3000–5000 Hz, determined based of time-spectral map, was the parameter that described a lack of ignition in the cylinder or a combustion process for a diesel locomotive engine. Parameter changes were described with the dynamics of 34 dB.

#### 4. Non-linear diagnostics of engine combustion through a vibration signal

##### Choice of time delay and embedding dimension

Time delay  $t$  was calculated both as the first zero cross of autocorrelation function (COR) and first minimum of averaged mutual information (AMI). The eventual value of  $t$  was usually taken from AMI because it represents real non-linear properties (Fig. 3). Eventually, the decision as to which value must be selected resulted from the necessity of using the same (or similar) values of parameters for compared

stosowano znacznik kąta w obszarze rozważanego zjawiska, celem uzyskania cykli pracy silnika podczas jego pracy.

W celu zmniejszenia błędów oceny składowych amplitudowych i częstotliwościowych mapy  $a(t, f)$ , można zastosować procedury korekcji amplitudowo-częstotliwościowej. Dalsza parametryzacja sygnału powinna doprowadzić do uzyskania symptomów umożliwiających wykrycie braku zapłonu w cylindrze silnika.

Zastosowanie parametryzacji mapy czasowo-częstotliwościowej jest niezbędne do uzyskania pełnej reprezentacji braku zapłonu w cylindrze na podstawie miar punktowych sygnału drganiowego. Drugi etap badań przeprowadzono na silniku 2112 SSF lokomotywy spalinowej (będącej w eksploatacji). Mapy czasowo-częstotliwościowe otrzymano zarówno dla braku spalania w silniku (rys. 1), jak i dla procesu spalania (rys. 2). W tym przypadku wartość szczytowa przyspieszeń drgań w paśmie 3000–5000 Hz, wyznaczona na podstawie mapy czasowo-częstotliwościowej, była parametrem opisującym brak zapłonu w cylindrze lub proces spalania dla silnika lokomotywy. Dynamika zmian parametru była równa 34 dB.

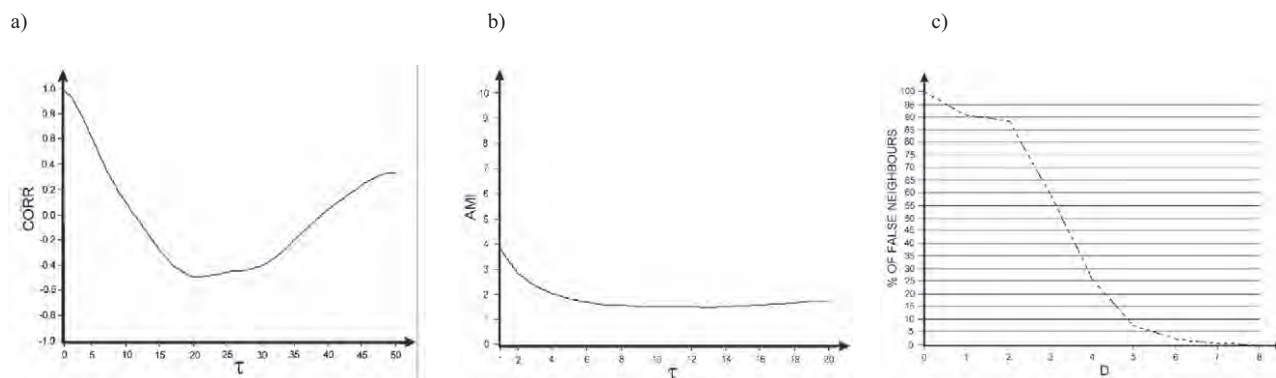


Fig. 3. Exemplary plot of autocorrelation function (a), averaged mutual information (b) and dependence false neighbour percentage on dimension  $D$  for 16H12A engine ( $n = 1500$  rpm, Z direction, all cylinder work)

Rys. 3. Przykładowy przebieg funkcji autokorelacji (a), uśrednionej informacji wzajemnej (b) i zależności względnego udziału fałszywych sąsiadów od wymiaru  $D$  dla silnika 16H12A ( $n = 1500$  obr/min, kierunek Z, proces spalania we wszystkich cylindrach)

signals. In turn, dimension  $d$  was obtained using the method. During the analysis and finding the embedding dimension  $d$ , we took into account the dependence of the false neighbor percentage on dimension  $d$  and considered the two cases at the beginning: while the plot decreases till value 5%, while the plot decreases till value 0%. It appeared that the second case (0%) was very difficult to estimate. The decrease of the plot till real 0% was not strict and well marked, and the calculations usually were very time-consuming. The level 5% was enough because this usually indicated the area where the plot reached the plateau.

For the obtained signals, the time-delay value was in the range  $t = 12-14$  (where  $t_{sr} = 12.78$ ), and the embedding dimension  $d = 5-6$  (where  $d_{sr} = 5.5$ ). The obtained values of  $t$  and  $d$  allow observing the time evolution in the phase space. Most of the observed geometrical objects have the form of spheres, but many of them show some subtle structures (Fig. 4–6). The vibroacoustic signals were preprocessed with the

#### 4. Diagnostyka nieliniowa procesu spalania w silniku z zastosowaniem sygnału drganiowego

##### Wybór opóźnienia czasowego i wymiaru „zanurzenia”

Opóźnienie czasowe  $t$  obliczono jako pierwsze miejsce zerowe funkcji autokorelacji (COR – *autocorrelation function*) oraz pierwsze minimum uśrednionej informacji wzajemnej (AMI – *averaged mutual information*). Ostateczną wartość  $t$  zazwyczaj wybiera się z AMI ze względu na to, iż reprezentuje ona rzeczywiste właściwości nieliniowe (rys. 3). Decyzję o tym, jaka wartość ma być wybrana podjęto na podstawie konieczności zastosowania tych samych (lub zbliżonych) wartości parametrów dla porównanych sygnałów. Z kolei wymiar  $d$  uzyskano z zastosowaniem powyższej metody. Podczas analizy i poszukiwania wymiaru „zanurzenia”  $d$ , brano pod uwagę zależność względnego procentowego udziału fałszywych sąsiadów od wymiaru  $d$  i rozważono na początek dwa przypadki: gdy przebieg wykresu podąża do uzyskania wartości 5%, gdy przebieg wykresu podąża

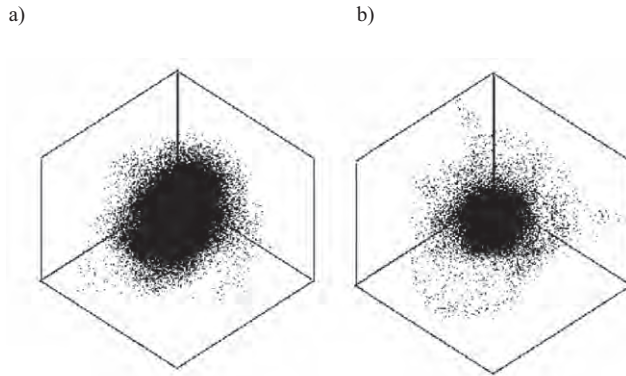


Fig. 4. The phase portrait in a three-dimensional-phase space which is the projection from the multidimensional space: a – for the pure (without filtration) signal ( $n = 650$  rpm), cylinder 4 does not work, direction X ( $\tau = 12$  and  $d = 6$ ) and b – for the same signal after filtration ( $\tau = 5$  and  $d = 6$ )

Rys. 4. Obraz fazowy w trójwymiarowej przestrzeni fazowej jako rzut obrazu z przestrzeni wielowymiarowej: a – dla sygnału bez filtracji ( $n = 650$  obr/min), cylinder 4 bez spalania, kierunek X ( $\tau = 12$  i  $d = 6$ ) i b – sygnał poddany filtracji ( $\tau = 5$  i  $d = 6$ )

use of the band filters FIR and IIR (Butterworth) a constant component is cut off, and the dominant frequency band is the same for all signals. The IIR filters for our signals appeared unstable and during the filter designing there was no influence on the phase characteristic. Eventually, the FIR filters could be used, which are better from the stability point of view and have a linear phase characteristic.

The main disadvantage of FIR filter is the necessity of using high order methods, which appeared very time consuming. This unfortunately obtained by applying the filter twice, forward and backward [10]. The filtering results appear especially interesting for the calculated Lyapunov exponents. The filtering decreased the values of the time delay and also the embedding dimension. In time evolution

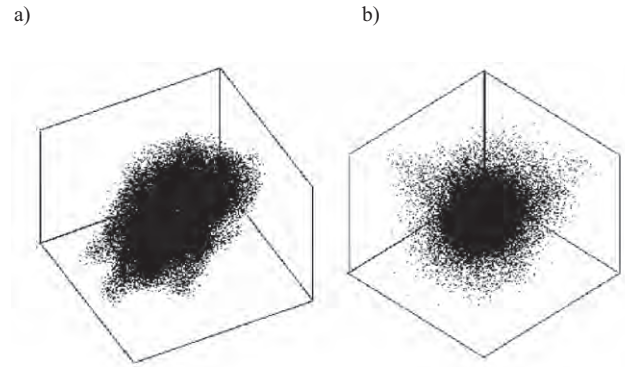


Fig. 5. The phase portrait in a three-dimensional-phase space which is the projection from the multidimensional space: a – for the pure (without filtration) signal ( $n = 1100$  rpm), all cylinders work, direction Y ( $\tau = 13$  and  $d = 5$ ) and b – for the same signal after filtration ( $\tau = 4$  and  $d = 6$ )

Rys. 5. Obraz fazowy w trójwymiarowej przestrzeni fazowej jako rzut obrazu z przestrzeni wielowymiarowej: a – dla sygnału bez filtracji ( $n = 1100$  obr/min), wszystkie cylindry ze spalaniem, kierunek Y ( $\tau = 13$  i  $d = 5$ ) i b – sygnał poddany filtracji ( $\tau = 4$  i  $d = 6$ )

do wartości 0%. W drugim przypadku (0%) odnotowano trudności w oszacowaniu wartości. Obniżanie się przebiegu wykresu do wartości 0% nie było dokładne i dobrze rozpoznawalne, a obliczenia zazwyczaj czasochłonne. Poziom wynoszący 5% był wystarczający, ponieważ zazwyczaj wskazywał na obszar, gdzie wykres osiągał plateau.

Dla uzyskanych sygnałów wartość opóźnienia czasowego mieściła się w zakresie  $t = 12-14$  ( $t_{sr} = 12,78$ ), a wymiar „zanurzenia”  $d = 5-6$  ( $d_{sr} = 5,5$ ). Uzyskane wartości  $t$  i  $d$  umożliwiają obserwację zmian czasu w przestrzeni fazowej. Większość zaobserwowanych obiektów geometrycznych ma formę kulistą, lecz część z nich ma niewielkie struktury (rys. 4–6). Sygnały wibroakustyczne przetworzono z zastosowaniem filtrów FIR i IIR (Butterworth), które odcinają składową stałą, a dominujące pasmo częstotliwości jest takie samo dla wszystkich sygnałów. Filtry IIR dla rozważanych sygnałów okazały się niestabilne, a w trakcie projektowania filtra nie odnotowano jego wpływu na charakterystykę fazową. Ostatecznie można było zastosować filtry FIR, które są bardziej stabilne i mają liniową charakterystykę fazową.

Główną wadą filtra FIR jest konieczność zastosowania metod analizy wyższych rzędów, które są czasochłonne. Powoduje to tym samym, iż niemożliwe jest zastosowanie ich w ciągłej analizie sygnału. W praktyce można rozważać zastosowanie filtra IIR Butterwortha z fazą zerową, który może być uzyskany przez zastosowanie filtra dwukrotnie, na początku i na końcu [10]. Wyniki filtrowania okazały się interesujące naukowo,

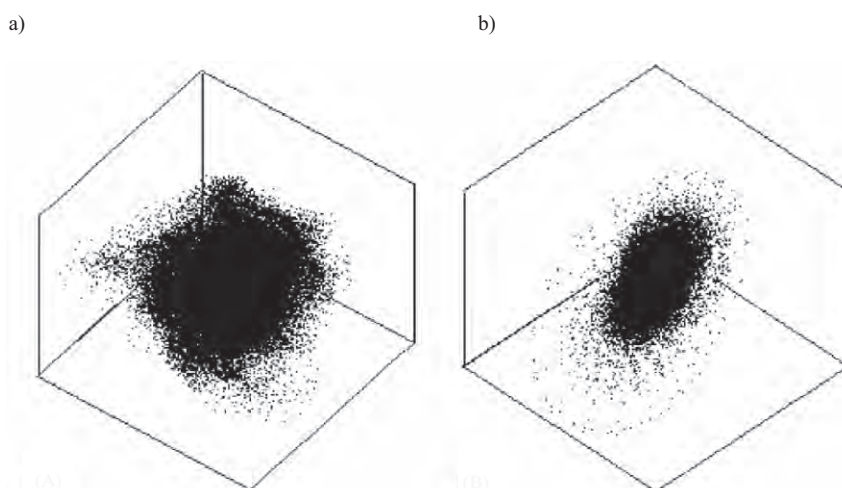


Fig. 6. The phase portrait in a three-dimensional-phase space which is the projection from the multidimensional space: a – for the pure (without filtration) signal 1500 rpm, all cylinders work, direction Z ( $\tau = 13$  and  $d = 5$ ) and b – for the same signal after filtration ( $\tau = 9$  and  $d = 6$ )

Rys. 6. Obraz fazowy w trójwymiarowej przestrzeni fazowej jako rzut obrazu z przestrzeni wielowymiarowej: a – dla sygnału bez filtracji ( $n = 1500$  obr/min), wszystkie cylindry ze spalaniem, kierunek Z ( $\tau = 13$  i  $d = 5$ ) i b – sygnał poddany filtracji ( $\tau = 9$  i  $d = 6$ )

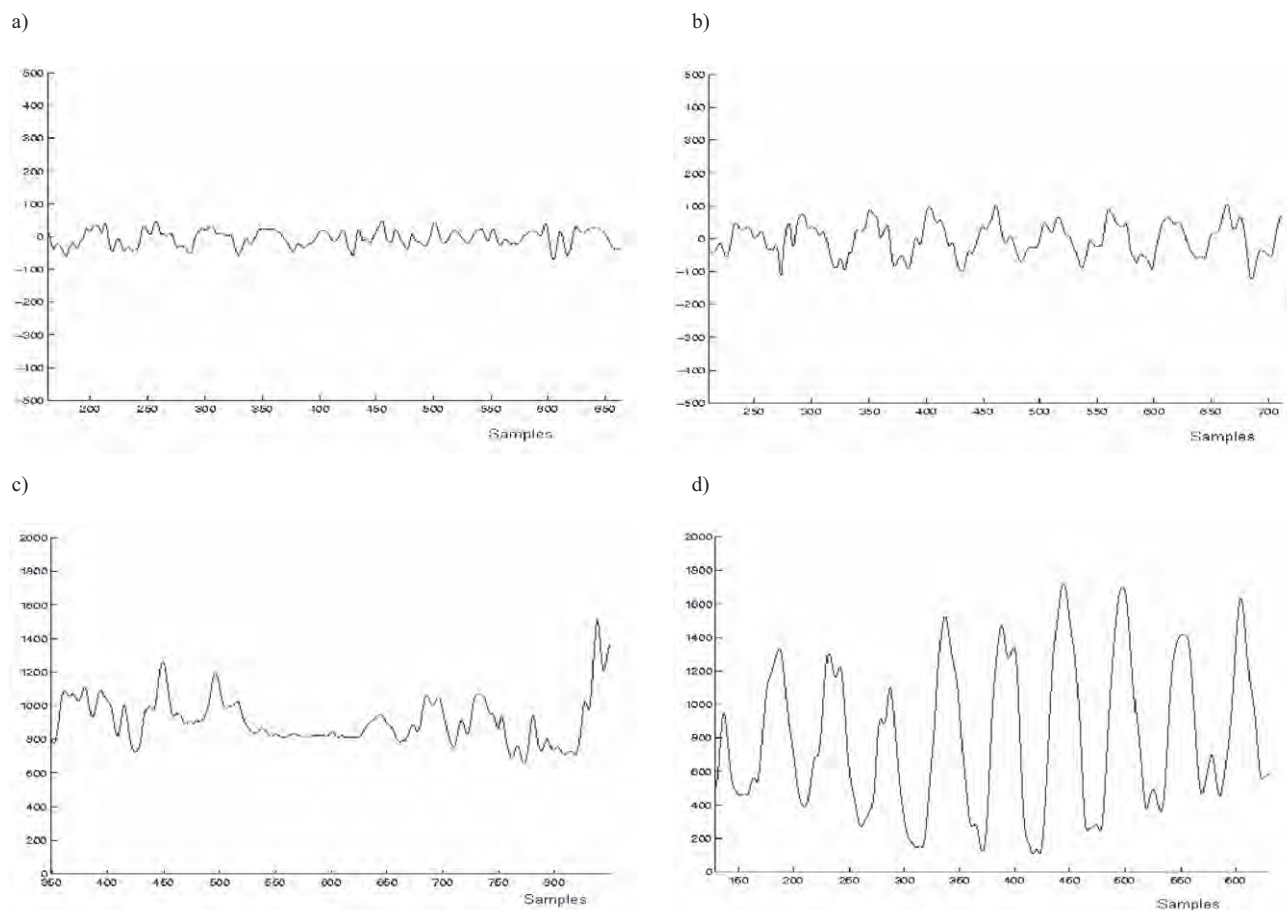


Fig. 7. Examples of plots of signals for 1500 rpm and all cylinders working (a), for 1 cylinder with misfires (b) and plots of their STFT spectrum (c) and (d) correspondingly (in the 2000 samples window)

Rys. 7. Przykładowe przebiegi sygnałów dla  $n = 1500$  obr/min dla następujących przypadków: wszystkie cylindry ze spalaniem (a), cylinder 1 z brakiem zapłonu (b) oraz odpowiadające im widma STFT (c) i (d) (okno zawiera 2000 próbek sygnałów)

Table 2. The mean coordinates of centers of 7-dimensional parameter space for signals with combustions and with misfire events for 16H12A engine

Tablica 2. Średnie współrzędne środków 7-wymiarowej przestrzeni parametrów dla sygnałów ze spalaniem i z wypadaniem zapłonu dla silnika 16H12A

	Window/ okno	1	2	3	4	5	6	7
		Fourier 2	Fourier 3	Fourier 4	Fourier 5	Fourier 6	Mean	Variance
All cylinders with combustion/wszystkie cylindry ze spalaniem	0.1 s	628.93	526.62	550.79	660.96	513.13	3.50	365.10
	0.01 s	428.42	652.82	1366.78	2854.60	1156.40	0.37	7.23
Cylinder 1 with misfires/cylinder 1 z brakiem zapłonu	0.1 s	552.87	537.14	819.78	703.86	460.463	-0.78	233.26
	0.01 s	542.48	869.75	1656.60	3487.70	1876.68	-0.08	69.00

plots we can also see some small differences. The process of filtering always gives some questions and doubts. Both the observation of the signal plot and the view of the time evolution in the phase space show that our signals are very noisy. This is always a problem how to denoise signal. Usually, a filtering leads to a loss of some signal components and we never know whether we have eliminated some important and relevant components.

zwłaszcza dla obliczonych wykładników Lapunowa. Proces spowodował zmniejszenie wartości opóźnienia czasowego i wymiaru „zanurzenia”. W przebiegach zmian czasu są widoczne również niewielkie różnice. Proces filtrowania zawsze nasuwa wiele pytań i wątpliwości. Obie obserwacje przebiegu sygnału i obraz zmian czasu w przestrzeni fazowej wskazują na duże zaszumienie sygnałów. Zawsze istnieje problem właściwego usunięcia składowej z szumem.

Table 3. The results of the dominant Lyapunov exponents calculation for the case with all cylinder working and with one cylinder disconnected  
 Tablica 3. Wyniki obliczeń maksymalnych wykładników Lapunowa, gdy we wszystkich cylindrach jest spalanie oraz dla jednego cylindra bez spalania

Engine velocity in [rpm] and sensor number/prędkość obrotowa silnika w [obr/min] i numer przetwornika	Dominant Lyapunov exponent/maksymalny wykładnik Lapunowa		
	All cylinder working/spalanie we wszystkich cylindrach	One cylinder disconnected/jeden cylinder bez spalania	Difference/różnica
1500 1	0.573	0.519	0.054
1500 2	0.292	0.197	0.095
1500 3	0.524	0.500	0.024
1100 1	0.581	0.542	0.039
1100 2	0.355	0.327	0.028
1100 3	0.417	0.501	-0.084
650 1	0.456	0.385	0.071
650 2	0.262	0.299	-0.037
650 3	0.508	0.434	0.074

Figure 7 presents the fragments of engine signal plots and corresponding second line of a STFT spectrum plots. The important differences between the centers for signals with combustion and for cylinder with misfires are presented in the Table 2 and the dominant Lyapunov exponents are shown in the Table 3.

## 5. Conclusions

The research conducted on the diesel locomotive engines with the use of JTFA method allowed stating that:

- the method allows assessing a lack of ignition, both for a single cylinder research engine and multi-cylinder engine of a diesel locomotive,
- the time, process and frequency domain analyses ought to be used for misfire diagnosis,
- the dimensional point measures of the vibroacoustic process can describe changes occurring as a result of the misfire very well. They may constitute the basis for the realization of the diagnostic procedure of misfire detection within on-board diagnostics,
- the research at the potential operating conditions for a diesel locomotive engine confirmed a high precision and quality of the misfire detection (for each cylinder) with the help of the vibration acceleration,
- the JTFA method is characterized by a high dynamics of parameter changes, which reflects the ignition occurrence or its lack in an engine cylinder (34 dB for the 2112 SSF engine),
- the relative error of a method did not exceed 10% for the examined engines.

The tests on the 16H12A diesel locomotive engine gave the following conclusions:

- values of the dominant Lyapunov exponents were within the range 0.2–0.5. The increase in the dominant Lyapunov exponents was for the improper signals – by 17.9% on average, which indicates an increase in the misfire chaotic component.
- the most stable and univocal results were obtained for the engine speed of  $n = 1500$  rpm (the average increase by 16.5%) and for 1100 rpm (the average increase by 4.6%).

Zazwyczaj proces filtrowania doprowadza do utraty wybranych składowych sygnału i nigdy nie wiadomo, czy dzięki temu nie usuwana jest składowa niosąca ważne informacje o danym procesie.

Na rysunku 7 przedstawiono fragmenty przebiegów sygnałów uzyskanych z silnika i odpowiadające im (w drugim rzędzie) przebiegi widma STFT. Istotne różnice pomiędzy rzędami dla sygnałów od spalania i braku zapłonu zamieszczono w tab. 2, a wartości maksymalnych wykładników Lapunowa przedstawiono w tab. 3.

## 5. Podsumowanie

Badania przeprowadzone na silnikach lokomotywy spalinowych z zastosowaniem metody JTFA pozwoliły na stwierdzenie, iż:

- metoda umożliwia ocenę braku zapłonu, zarówno dla jednocylindrowego silnika badawczego, jak i wielocylindrowego silnika lokomotywy spalinowej,
- analizy w zakresie czasu, procesu i częstotliwości należy zastosować do diagnostyki wypadania zapłonów,
- wymiarowe miary punktowe procesów wibroakustycznych opisują dokładnie zmiany zachodzące podczas występowania zjawisk wypadania zapłonów, estymaty punktowe mogą stanowić podstawę do realizacji procedury diagnostycznej wykrywania wypadania zapłonów z zastosowaniem diagnostyki pokładowej,
- badania zrealizowane w potencjalnych warunkach eksploatacji dla silnika lokomotywy spalinowej potwierdziły dużą dokładność i jakość wykrycia wypadania zapłonów (dla każdego cylindra) z zastosowaniem przyspieszeń drgań,
- metoda JTFA charakteryzuje się dużą dynamiką zmian parametru, który odnosi się do pojawienia się bądź braku spalania w silniku (34 dB dla silnika 2112 SSF),
- względny błąd metody nie przekracza 10% dla badanych silników.

Badania przeprowadzone na silniku 16H12A lokomotywy dowiodły, iż:

- wartości maksymalnych wykładników Lapunowa wyniosły 0,2–0,5. Wzrost powyższych wykładników odnotowa-

- for 650 rpm the average increase was by 32.7%, but in this case the results were unstable and the  $t$  time-delay values differed for both proper and improper cases. It should also be remembered that in an idle run the operating conditions were very unstable.
- taking into consideration only the signals for 1100 and 1500 rpm, the measurements for three sensor directions were as follows:
  - for the direction horizontal–transverse to the main locomotive axis the average increase of the dominant Lyapunov exponent was 4.75%,
  - for the direction parallel to the main locomotive axis the average increase of the dominant Lyapunov exponent was 19.6%,
  - for the direction vertical–transverse to the main locomotive axis the average increase of dominant Lyapunov exponent: 7.4%.

The results of the research with the use of non-linear methods appear quite interesting. First of all, the dominant Lyapunov exponents for all signals were positive, which means that we can find some chaotic components in the signals and their dynamics. The calculated values of time delay  $\tau$  and dimension  $d$  appeared quite reasonable. The  $d$  was moderately high which gives a hope to find some low-dimensional chaotic behavior. It is worth underlining that there exists a significant difference in the dominant Lyapunov exponents for the case with all cylinders working and the case with one cylinder disconnected. Taking into account the measurement presented in the paper and literature data we can conclude that the Lyapunov exponents can be used as diagnostic parameters. The only problem is to perform the good and reasonable reprocessing consisting of denoising and filtering. But the reprocessing should be performed with a great care because any inconsiderate elimination of some signal components can eliminate relevant dynamic information. Also some interesting behavior was observed during the use of the false nearest neighbor method. The result dimension of the method depends on the criterion threshold, which classifies neighbors as false or true. In the plot of dimension  $d$  against the criteria threshold we can find a broad plateau, which gives the possibility of a reasonable choice of the threshold and result dimension.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

a scale	a parameter connected with a placement in the frequency domain/skala – parametr związany z położeniem w dziedzinie częstotliwości
AFC	amplitude-frequency correction/korekcja amplitudowo-częstotliwościowa

- no przy braku zapłonu – średnio o 17,9%, co wskazuje na wzrost składowej chaotycznej braku zapłonu,
- najbardziej stabilne i ogólne wyniki uzyskano dla prędkości obrotowej silnika  $n = 1500$  obr/min (średni wzrost o 16,5%) i dla 1100 obr/min (średni wzrost o 4,6%),
- dla prędkości równej 650 obr/min średni wzrost wykładników wyniósł 32,7%, lecz w tym przypadku wyniki były niestabilne, a wartości  $t$  opóźnienia czasowego różniły się dla spalania i braku zapłonu. Należy również odnotować, iż warunki pracy dla biegu jałowego były bardzo niestabilne,
- biorąc pod uwagę jedynie sygnały uzyskane dla 1100 obr/min i 1500 obr/min, można odnotować następujące zależności dla trzech wybranych kierunków rejestracji sygnałów:
  - średni wzrost maksymalnego wykładnika Lapunowa dla kierunku Y wyniósł 4,75%,
  - dla kierunku Z średni wzrost maksymalnego wykładnika Lapunowa wyniósł 19,6%,
  - dla kierunku X średni wzrost maksymalnego wykładnika Lapunowa wyniósł 7,4%.

Wyniki badań z zastosowaniem metod nieliniowych okazały się interesujące naukowo. Po pierwsze, maksymalne wykładniki Lapunowa dla wszystkich sygnałów były dodatnie, co oznacza, iż można odnaleźć składowe chaotyczne w sygnale i ich dynamikę. Obliczone wartości opóźnienia czasowego  $\tau$  i wymiaru  $d$  okazały się uzasadnione. Wymiar  $d$  nie był zbyt duży, dzięki czemu możliwe jest odnalezienie niskowymiarowego zachowania chaotycznego. Należy podkreślić występowanie znaczących różnic w maksymalnych wykładnikach Lapunowa dla wszystkich cylindrów pracujących w sposób prawidłowy i dla przypadku braku spalania w cylindrze. Biorąc pod uwagę przeprowadzone badania i dane literaturowe, można wnioskować, iż wykładniki Lapunowa można zastosować jako parametry diagnostyczne. Jediną trudnością jest uzyskanie dobrego i racjonalnego przetwarzania sygnałów, uwzględniającego proces usunięcia składowej związanej z szumem, i filtrowania. Należy przeprowadzić przetwarzanie sygnałów ze szczególną troską z uwagi na nierozważne usunięcie składowych sygnałów zawierających użyteczne informacje o procesie dynamicznym. Zaobserwowano ponadto interesujące zachowanie podczas zastosowania metody fałszywych najbliższych sąsiadów. Ostateczny wymiar metody zależy od wartości granicznej kryterium, która klasyfikuje sąsiadów jako fałszywych lub prawdziwych. Graficzne przedstawienie zmian wymiaru  $d$  w odniesieniu do wartości granicznej kryterium pozwala na odnalezienie głównego *plateau*, dzięki czemu możliwy jest właściwy wybór wartości granicznej i ostatecznego wymiaru.

AMI	averaged mutual information/uśredniona informacja wzajemna
b	parameter that points at a position in the time domain (translation)/parametr określający położenie w dziedzinie czasu (translacja)
CI	compression-ignition/zapłon samoczynny

COR	correlation function/ <i>funkcja korelacji</i>	OBD II	On-Board Diagnostics II (second generation)/ <i>diagnostyka pokładowa drugiej generacji</i>
d	dimension of the state space/ <i>wymiar przestrzeni stanu</i>	$p_{wtr}$	injection opening pressure/ <i>ciśnienie otwarcia wtryskiwacza</i>
D	cylinder bore/ <i>średnica cylindra</i>	S	cylinder stroke/ <i>skok tłoka</i>
	simple operation of the discrete Fourier transform/ <i>prosta operacja dyskretnego przekształcenia Fouriera</i>	s(t)	sampled time signal run/ <i>wybrany przebieg czasowy sygnału</i>
EOBD	European On-Board Diagnostics/ <i> europejski system diagnostyki pokładowej</i>	STFT	Short Time Fourier Transform/ <i>krótkoczasowe przekształcenie Fouriera</i>
$\varepsilon$	compression ratio/ <i>stopień sprężania</i>	t	time, dynamic period/ <i>czas, okres dynamiczny</i>
FFT	Fast Fourier Transform/ <i>szybkie przekształcenie Fouriera</i>	$t_p$	sample time/ <i>czas próbkowania</i>
FIR	finite impulse response/ <i>skończona odpowiedź impulsowa</i>	$t_w$	position of the time window in the time domain, time delay in non-linear analysis/ <i>położenie okna czasowego w dziedzinie czasu, opóźnienie czasowe w analizie nieliniowej</i>
HDV	Heavy-Duty Vehicles/ <i>pojazdy ciężarowe o dopuszczalnej masie całkowitej powyżej 3500 kg</i>	$V_{ss}$	engine displacement/ <i>objętość skokowa silnika</i>
IIR	infinite impulse response/ <i>nieskończona odpowiedź impulsowa</i>	w(t)	time window function (weighing function)/ <i>funkcja okna czasowego (funkcja wagowa)</i>
JTFA	Joint Time-Frequency Analysis/ <i>analiza czasowo-częstotliwościowa</i>	WT	Wavelet Transform/ <i>przekształcenie falkowe</i>
$\lambda$	Lyapunov exponent/ <i>wykładnik Lapunowa</i>	WVT	Wigner Ville Distribution/ <i>dystrybucja Wigner-Ville'a</i>
$M_o$	torque/ <i>moment obrotowy</i>		
n	revolutions per minute/ <i>prędkość obrotowa</i>		
OBD	On-Board Diagnostics/ <i>diagnostyka pokładowa</i>		

## Bibliography/Literatura

- [1] Baker G.L., Gollub, J.P.: Wstęp do dynamiki układów chaotycznych. Wydawnictwa Naukowe PWN, Warszawa 1998.
- [2] Barczewski R.: AFC – the method of amplitude spectrum correction. Congress of Technical Diagnostics, Gdańsk 1996.
- [3] Barczewski R.: Analiza nieliniowości z zastosowaniem STSF-AFC jako metoda diagnozowania. II International Congress of Technical Diagnostics Warsaw, Poland 19–22 September 2000.
- [4] Barczewski R.: Application of the Short Time Fourier Transform (STFT) with Amplitude and Frequency Correction (AFC) to non-linear system free vibration signal analysis. Report: CRI Hannover –DAAD, November 1997.
- [5] Iokibe T.: Industrial Application of Chaos Engineering. 2nd On-line Conference on Soft Computing in Engineering Design and Manufacturing (WSC2), 23-27 June 1997.
- [6] Jerrelind J., Stensson A.: Nonlinear dynamics of parts in engineering systems. Chaos, Solitons and Fractals, 11, 2000, 2413-2428.
- [7] Li W., Gu F., Ball D., Leung A.Y.T., Phipps C.E.: A study of the noise from diesel engines using the independent component analysis. Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(6), pp. 1165-1184.
- [8] Luo G., Xie J.: Bifurcations and chaos in a system with impacts. Physica D, 148, 2001, 183-200.
- [9] Marwala T., Hunt H.E.M.: Is damage identification using vibration data in a population of cylinders feasible? Journal of Sound and Vibration (2000) 237(4), p. 727-732.
- [10] Mitra, S.K., Kaiser J.F. (eds.): Handbook for Digital Signal Processing. John Wiley & Sons, 1993.
- [11] Newland D.E.: Practical Signal Analysis: Do Wavelets make any difference? Proceedings of DTC'97 1997 ASME Design Engineering Technical Conference, September 14-17, 1997 Sacramento, California.
- [12] Ott E.: Chaos w układach dynamicznych. WNT, Warszawa 1997.
- [13] Rhodes C., Morari M.: False-nearest-neighbors algorithm and noise-corrupted time series, Physical Review E 55 (1997) 6162-6170.
- [14] Roberts J.B., Peyton Jones J.C., Landsborough K.L.: Stochastic modelling and estimation for cyclic pressure variations in spark ignition engines. Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(2), p. 419-438.
- [15] Shie Qian, Dapang Chen: Joint Time-Frequency analysis. Methods and Applications, Prentice Hall PTR Inc. 1996.
- [16] Wang W.J., Chen J., Wu X.K., Wu Z.T.: The application of some non-linear methods in rotating machinery fault diagnosis. Mechanical Systems and Signal processing (2001) 15(4), 697-705.
- [17] Yang J., Pu L., Wang Z., Zhou Y., Yan X.: Fault detection in a Diesel engine by analysing the instantaneous angular speed. Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(3), p. 549-564.

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

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

e-mail: [jerzy.merkisz@put.poznan.pl](mailto:jerzy.merkisz@put.poznan.pl)



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

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

e-mail: [marek.waligorski@put.poznan.pl](mailto:marek.waligorski@put.poznan.pl)



## Global trends in motor vehicle pollution control: a 2011 update Part 3

### 8. Stringent vehicle emissions standards

As summarized above, technologies are now in the market place or rapidly emerging which in combination with the clean fuels also discussed can lower road vehicle emissions of CO, HC, NO<sub>x</sub>, and PM and other toxins to a very small fraction of those from uncontrolled vehicles per kilometer driven and the major challenge now is to get these technologies adopted around the world.

The three dominant regulatory programs in the world are the US (including California), the European Union (EU), and Japan. The European and US standards and test procedures or some mixture of them have been adopted by many other countries. For example, China and India have adopted the EU standards for most vehicle categories, although lagging several years behind the EU for implementation.

It is important to emphasize two important points:

1. Standards adopted by the US and the EU will determine the types of technologies and pollution controls used on most light and heavy-duty vehicles around the entire world, so it is important that their standards are sufficiently stringent to address the environmental problems for which they are designed<sup>1)</sup>, and
2. While the time gap is narrowing, most developing countries lag the US and the EU by 5 or more years in implementing the standards. Some countries including most of Africa have not yet started or have barely started on the road toward cleaner vehicles and fuels with the notable exception of the nearly universal phase out of leaded gasoline.

The EU and US light duty vehicle standards for NO<sub>x</sub> and PM emissions are summarized in Figure 7<sup>2)</sup>. While the test procedures used to determine compliance differ somewhat, the control technologies used are very similar and by 2015

when the Euro 6 standards are implemented will be almost identical.

With regard to heavy-duty vehicles and engines, the US has introduced the most stringent NO<sub>x</sub> and PM requirements to date. In the case of Japan, the requirements include a mandatory NO<sub>x</sub> requirement as well as a so-called challenging value which is only 1/3 the mandatory requirement. If the challenging value is mandated (which is expected in several years), the Japanese requirements will be very similar to the US 2010 standards.

With regard to Euro VI heavy-duty requirements, the European Commission issued a proposal in December 2007, which it intended to be approximately equivalent to the US 2010 limits (see Fig. 8). In December 2008, the European Parliament voted overwhelmingly in favor of the new emissions curbs. The new Euro VI regulation will have direct effect and will not require transposition into national law by the 27 EU states.

The limit values cap emissions of nitrogen oxides at 400 milligrams per kilowatt-hour (mg/kW·h) and particulate matter at 10 mg/kW·h. All new vehicles of existing models will have to demonstrate compliance with the limits from 1 January 2014 to obtain market approval. This is nine months earlier than proposed by the European commission. New models will have to meet the standards from 1 January 2013, three months earlier than the commission proposed.

Many countries and cities throughout Asia have much higher proportions of two and three wheeled vehicles than anywhere else in the world. This vehicle segment is also growing rapidly in cities such as Sao Paulo in Brazil. New two stroke engines are rapidly being phased out around the world).

In 2006, the European Union introduced Euro III standards for motorcycles (see Table 6) which are approximately equivalent to new car standards that applied in the EU in 2000, and these requirements have received a great deal

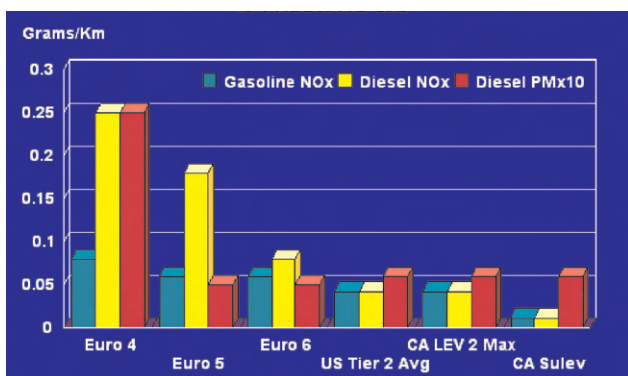


Fig. 7. EU and US light duty gasoline and diesel vehicle standards

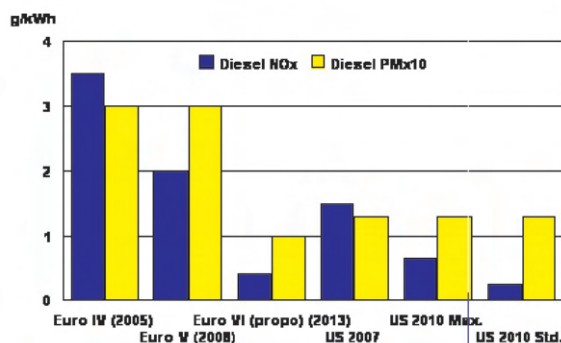


Fig. 8. U.S. versus Europe Heavy Duty Transient Cycle emissions standards

<sup>1)</sup> No other country is following the Japanese vehicle standards roadmap.

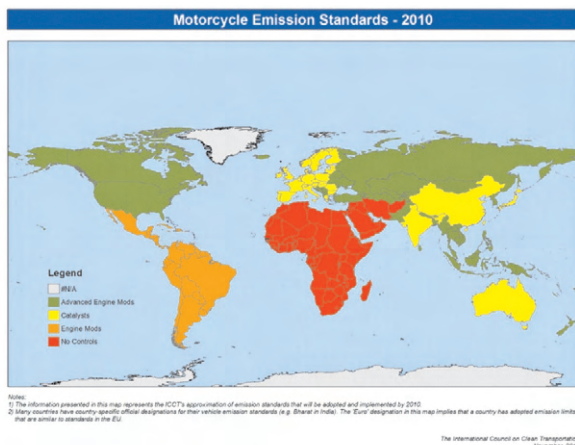
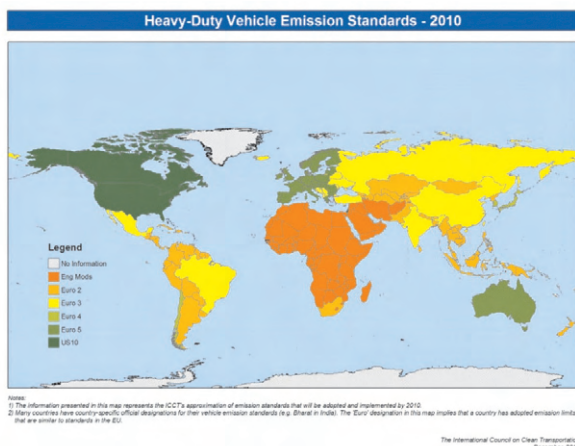
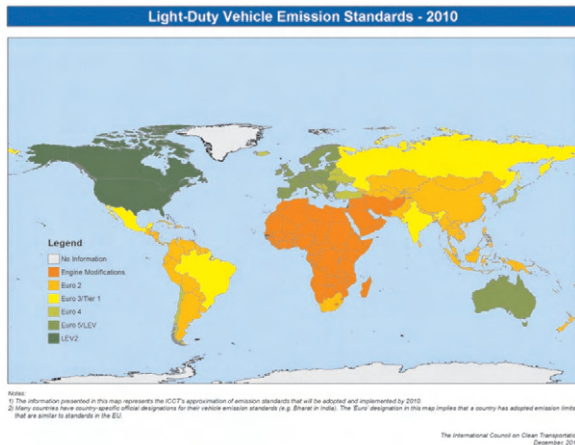
<sup>2)</sup> The term PM<sub>x10</sub> means that PM emissions are multiplied by ten.

of attention from countries around the world. Both Taiwan (2007) and China (2008) have adopted the EU requirements with only slight variations.

Table 6. Euro III motorcycle standards (2006)

HC [g/km]	NO <sub>x</sub> [g/km]	CO [g/km]	Durability [km]
0.8	0.15	2.0	30.000

The current status of emissions requirements for light duty vehicles, heavy duty vehicles and motorcycles is summarized below.



For light duty vehicles, substantial progress is occurring in the rapidly industrializing countries such as China, India and Brazil. Further, major cities such as Beijing in China and the major capitals such as Delhi in India are moving even more rapidly than the country as a whole. Beijing for example is already at standards for vehicles and fuels that are roughly equivalent to so called Euro 4 limits which went into effect in the European Union in 2005 and the city is expected to move to Euro 5 equivalent limits in 2012.

Africa (with the exception of South Africa) and the Middle East (with the exception of Israel) lack standards for new vehicles. Fortunately both of these regions are almost entirely using lead free gasoline so the potential to introduce catalyst based standards for new cars is high. Ironically, during a recent visit to a new car dealership in Nairobi, one noted that all the used cars on the lot, mainly imported from Japan were equipped with catalytic converters whereas none of the new cars had catalyts because none were required.

The picture is similar for heavy duty trucks and buses. However, even though tighter limits apply in some of the major cities, most heavy duty vehicles (with the exception of urban transit buses) are able to register and fuel outside the cities thereby being only required to meet the more lenient national standards.

With regard to motorcycles and scooters, catalyst based standards now dominate in the major markets of China and India and the production and sale of very dirty two stroke engines is gradually disappearing. However, even in Latin America where motorcycle sales are booming, new vehicle standards remain weak.

## 9. Progress regarding transportation and global climate change

With regard to GHGs the prognosis is less promising. As illustrated earlier in Fig. 5 (see PTNSS-SS2-212, page 114), CO<sub>2</sub> emissions from the transportation sector grew significantly in recent decades. Because of the urgency of the problem, there is tremendous focus on reducing GHGs from the transportation and other sectors. In fact, this is generally now receiving greater emphasis than control of "conventional pollutants" and will likely have a greater impact on the development of vehicle technologies in coming years than traditional emissions standards.

## 10. Strategies to reduce greenhouse gases and air pollution

There are three basic technology-based approaches to reducing GHGs in the transportation sector:

- Setting mandatory or voluntary greenhouse emissions or fuel efficiency standards;
- Shifting to lower-carbon fuels and advanced vehicle technologies; and
- Reducing the use of motorized vehicles.

While the latter approach is critical and will likely be a necessary element of a successful approach it will not be discussed further as it is beyond the scope of this paper.

**A. Vehicle standards**

A wide variety of technologies exist and more are emerging which can reduce fuel consumption and carbon dioxide emissions from road vehicles. These include variable valve timing, cylinder deactivation, gasoline direct injection, turbo-charging and engine downsizing and increased dieselization. The State of California was the first to mandate greenhouse gas emissions standards [11]. At a US national level, mandatory Corporate Average Fuel Economy (CAFÉ) requirements have been in place since the mid 1970's but there has been no significant tightening in over 20 years until Congress mandated further control in 2007; these requirements will result in lower carbon dioxide emissions but do not address the other greenhouse emissions. The European Union on the other hand negotiated a voluntary agreement with the European vehicle industry to achieve carbon dioxide targets<sup>3)</sup>. This agreement broke down in early 2007 as it became clear that the target of 140 grams/kilometer by 2008 will not be met. As a result, the EU will impose a mandatory limit of 130 grams/kilometer to be phased in between 2012 and 2015 and will likely further tighten limits to 95 grams/kilometer in approximately 2020.

Japan's approach has also focused on fuel consumption using the best in class at a point in time to stimulate industry wide progress. A summary of planned or adopted vehicle requirements is shown in Fig. 9 [11].

EU is pursuing low carbon fuels standards (LCFS) [8]. However, to achieve significant global benefits from low carbon fuels it is increasingly clear that a full life cycle analysis<sup>4)</sup> is necessary which includes consideration of indirect land use effects. When such factors are taken into account, it is clear that moving to low carbon fuels that actually achieve significant benefits is a very difficult proposition.

The goal of a LCFS is to promote investment and use of low carbon fuels (e.g., sustainable corn ethanol and biodiesel, CNG, renewable electrons<sup>5)</sup>/hydrogen) and dampen demand for high carbon fuels (e.g. Canadian tar sands, Venezuelan shale oil, U.S. coal to liquids).

The current US renewable fuels standard (RFS), mandated by the Energy Independence and Security Act of 2007, takes a step toward a LCFS by requiring life-cycle GHG standards for 3 categories of biofuels: baseline renewable biofuels 20% below gasoline, advanced biofuels 50% improvement, and cellulosic biofuels 60% improvement. The RFS however only applies to biofuels and thus does not dampen demand for high carbon fuels (e.g., tar sands, coal to liquids).

California air regulators have adopted a mandate requiring low-carbon fuels, part of the state's wider effort to reduce greenhouse gas emissions. The California Air Resources Board voted 9-1 to approve the standards, which are expected to serve as a template for a national policy.

The rules call for reducing the carbon content of fuels sold in the state by 10 percent by 2020, a plan that includes counting all the emissions required to deliver gasoline and diesel to California consumers' from drilling a new oil well or planting corn to transporting it to gas stations.

The measure also sets the stage for emerging alternative fuels – such as cars that run on compressed natural gas and electric vehicles like plug-in hybrids that run on both gasoline and rechargeable batteries – to compete with second-generation ethanol. That fuel, cellulosic ethanol, is expected to be made in commercial amounts from non-food feedstocks like switch grass and fast-growing trees.

To give fuel producers time to adjust, the bulk of the carbon limits required under the regulation do not go into effect until 2015.

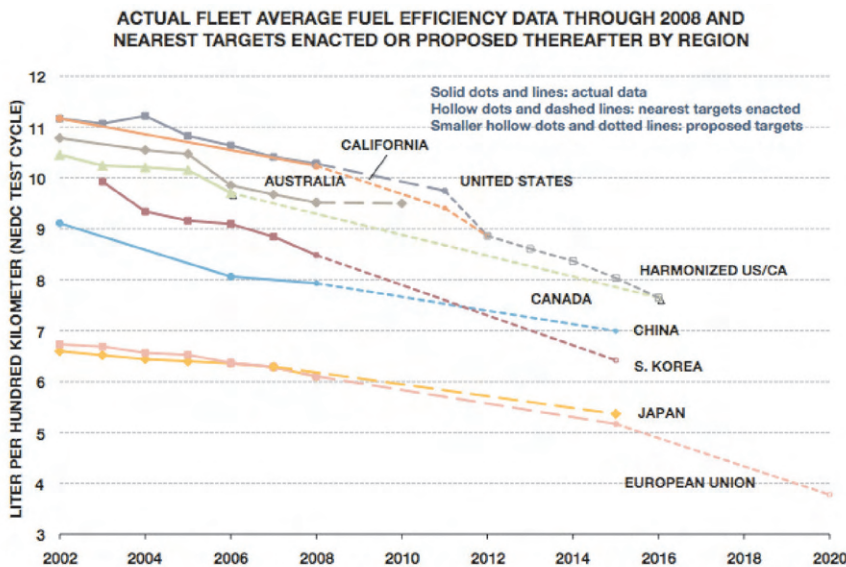


Fig. 9. Projected GHG emissions for new passenger vehicles by country/region

**B. Low carbon fuels**

Brazil was the first country to make a significant shift to renewable, lower carbon fuels based on producing ethanol from sugar cane but many countries around the world are now pursuing similar approaches with mixed success. California recently proposed carbon based fuels requirements and the

<sup>3)</sup> Similar agreements were also reached with the Japanese and Korean manufacturers.

<sup>4)</sup> A full life cycle analysis is an effort to capture all the emissions associated with a given fuel from its extraction or harvest to refinement and transport all the way to the eventual consumption in the vehicle. Only in this way can a fair comparison be made between various fuels and can a fair accounting be made of their impact on climate change.

<sup>5)</sup> If a significant portion of the vehicle fleet becomes battery electric or plug in hybrids, it will be important to produce the electricity for these vehicles using clean, renewable fuels. Otherwise the environmental benefits, especially with regard to climate impacts, will be greatly diminished.

Fuel type	Carbon intensity	Carbon intensity (including landuse changes)
California gasoline {+1}	95.85	95.85
Midwest ethanol {+2}	75.10	105.10
California ethanol {+3}	50.70	80.70
Brazilian ethanol {+4}	27.40	73.40
Landfill gas (bio-methane) {+5}	11.26	11.26
{+1} with 10% ethanol {+2} with some of the plant's power coming from coal {+3} with the plant's power coming from natural gas {+4} made from sugarcane and shipped here {+5} derived from landfills in California		

California's regulators ranked 11 different ways of making corn ethanol. They found that traditional distilling methods used in the Midwest, accounting for the bulk of US supplies, emit the most carbon over a lifecycle measured from production to combustion. The state gave much better carbon savings scores to corn ethanol made in California with a distillery fired by a blend of natural gas and crop waste, also known as biomass.

The regulation rates different fuels based on their carbon intensity, measured as the number of grams of carbon dioxide released for every megajoule of energy produced. When the indirect land-use effects of biofuels are included, some types of ethanol rate worse than gasoline.

*Source: California Air Resources Board*

Electric utilities may opt into the program and generate credits if they sell renewable electrons to plug-in hybrids or all-electric vehicles. GHG emissions from direct and indirect land use changes are included in the estimation of fuel lifecycle GHG impacts.

The European Union adopted a LCFS similar to California. The new law will require fuel suppliers to cut life-cycle greenhouse gas emissions from road fuels by six per cent over the decade from 2010 to 2020 (intermediate targets: 2% by 31 December 2014 and 4% by 31 December 2017). The cuts will come from production efficiency improvements and switches to cleaner fuels such as biofuels. Biofuels sustainability criteria will be added to the new law once they have been agreed in separate negotiations on a new renewable energy directive.

With this the EU has sent a clear signal that its market is not opened to carbon intensive marginal oils, such as tar sands or coal-to-liquid.

Several key technical and economic questions remain with regard to low carbon fuels, including:

- Significant uncertainty around lifecycle GHG emissions from U.S. corn ethanol (range is between average 25% improvement over gasoline to twice the lifecycle GHG emissions of gasoline – thus making corn ethanol worse than tar sands and coal to liquids).
- If biomass for fuels can only be produced sustainably if grown on degraded land or produced from waste products (e.g., corn stover, forest wood waste), then what are the practical limitations of global supplies of sustainable biofuels?

- How much of the recent increase in the world price of corn and other grains is attributable to biofuels mandates in the U.S. and elsewhere?
- What are the prospects of plug-in hybrids and the ability of electric utilities to supply sufficient renewable electrons for this new market?

## 11. Advanced vehicle technologies

Looking longer term, with the anticipated continued growth in the vehicle population in major cities in developing countries and the seriousness of the overall environmental problems, it seems that a transition to advanced vehicle technologies including battery electric cars, hybrids, plug in hybrids and fuel cells will be necessary both to eliminate urban air pollution and to reduce transportation's impact on climate.

As noted earlier, battery, fuel cell and vehicle manufacturers are working vigorously to improve performance on a variety of fronts. For battery vehicles, the primary technical challenges involve safety, reliability/manufacturability, durability, and cost [3]. For fuel cell vehicles, the focus is on durability and cost [2], as well as providing hydrogen fuel in a cost-effective manner. All of these challenges are important and difficult.

A number of recent developments and announced goals suggest that the auto industry is moving down the cost curve and making more progress than was believed possible even a few years ago:

- Press reports stated that Toyota has cut the cost of making fuel-cell vehicles by about 90 percent since earlier estimates in the mid-2000s [17]. The Japanese carmaker has cut production costs to about one-tenth of earlier estimates that ran as high as \$1 million a car, and states that it would need to further reduce current expenses by about half before starting retail sales.
- In September 2009 Daimler, Ford, GM, Honda, Hyundai/Kia, Toyota and the Renault-Nissan Alliance issued a joint Letter of Understanding stating in part "Based on current knowledge and subject to a variety of prerequisites and conditions, the signing OEMs strongly anticipate that from 2015 onwards a quite significant number of fuel cell vehicles could be commercialized. This number is aimed at a few hundred thousand (100,000) units over life cycle on a worldwide basis. All OEMs involved will implement their own specific production and commercial strategies and timelines, and, as a consequence, depending on various influencing factors, the commercialization of fuel cell vehicles may occur earlier than in the above-mentioned expected year" [19]. More recently, Hyundai has announced that a production version of a fuel cell vehicle will go on sale in 2012 [16].
- General Motors' new fuel cell stack uses nearly two thirds less platinum (30 grams compared to 80 grams) than the stack in the current generation of Equinox vehicles. GM believes it can achieve platinum loadings of 10

grams, equivalent to today's auto catalytic converters, by 2020.

- Japanese automakers announced at the 2010 Fuel Cell Expo in Tokyo a program designed to deploy 2 million FCEVs in Japan by 2025, at which point the industry estimates FCEVs would be fully competitive.

Significant challenges remain, however, before the anticipated cost reductions are achieved.

There have been a number of recent evaluations of battery cost as well, generally focusing on lithium-ion chemistry as the most attractive candidate for commercialization. Studies or published estimates include:

- The 2007 report of the ARB Independent Expert Panel [10],
- The 2009 ARB staff report [2] and Technical Support Document [1],
- Comments by Advanced Automotive Batteries on the 2009 ARB staff report [3],
- An MIT study<sup>6)</sup> estimating the "built out cost" of fuel cell and battery vehicles,
- Reports by the Boston Consulting Group [4], Deutsche Bank [5, 6], Pike Research [9], the Rocky Mountain Institute [13] and the Electrification Coalition [7],
- The National Research Council [15] study of PHEVs for the Department of Energy,
- Department of Energy cost projections provided in its summary of Recovery Act investments [14], and
- A TIAX PHEV battery cost assessment performed for the Department of Energy [12].

A review of these studies and reports reveals that the estimates of current costs vary considerably, as do the cost reduction trajectories.

There have been a number of studies of the commercialization potential and possible deployment trajectories for advanced vehicles. Although such studies are highly uncertain, they can provide some insight into future production volumes and hence the likelihood of achieving volume-based cost reductions.

Several manufacturers have stated their own targets for future deployment. Carlos Ghosn, CEO of Renault and Nissan, is on record as predicting that by 2020 EVs will account for 10 percent of sales [18]. VW has announced a goal of having 3 percent of sales in 2018 be EVs [20]. Along the same lines, a number of fuel cell manufacturers have stated their expectation for placements in the hundreds of thousands beginning in 2015, and their intent to market a commercial FCEV beginning in 2015 in Japan, Korea and Europe.

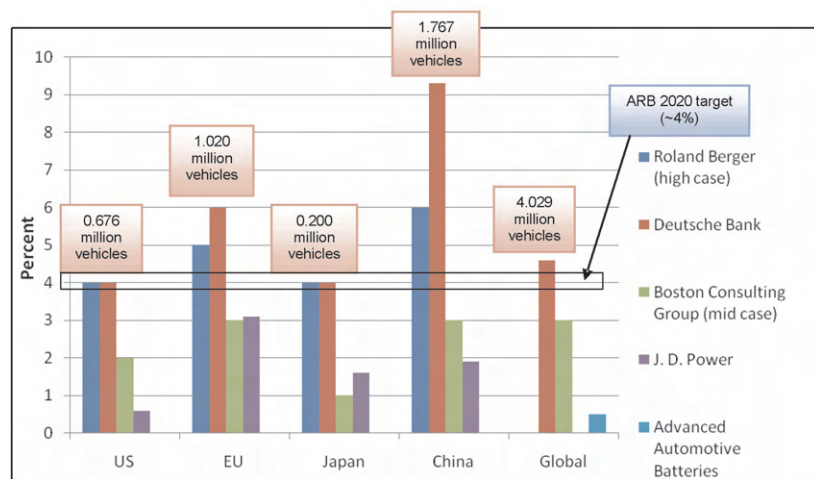
In the final analysis, however, it is important to maintain a customer perspective-what attractive attributes does the

vehicle have for the purchaser? Unless the consumer sees the vehicle as equivalent or superior to a conventional vehicle, it will be difficult to hit aggressive deployment rates.

*Overall conclusions: the prospects of ZEVs*

Plug in Hybrid Electric Vehicles (PHEVs) with modest energy storage capacity will be derived from HEVs and will likely proliferate rapidly, stimulating further development and cost reduction of energy batteries and leading to commercially viable PHEVs and, in the longer term, Full Performance Battery Electric Vehicles (FPBEVs). While PHEVs will continue to grow rapidly, as they have no functional limitations, FPBEVs will grow more slowly due to customer acceptance of limited range and long recharge time. Neighborhood Electric Vehicles (NEVs) are commercially viable now and will continue to grow, but will grow slowly due to limited functionality. City Electric Vehicles (CEVs) will become commercially viable in Japan and Europe in the not too distant future due to lower hurdles for BEVs to overcome. CEVs may be offered in the U.S. as energy batteries continue to mature, but growth will be slow due to functional limitations of BEVs in general, and the specific limitations of CEVs, especially urban freeway driving. The intense effort on FCEVs will result in technically capable vehicles by the 2015 to 2020 time frame, but successful commercialization is dependent on meeting challenging cost goals and the availability of an adequate hydrogen infrastructure. If these challenges are met, FCEVs will likely grow rapidly.

At this time, it is difficult to predict very significant market penetration of full performance BEVs or Fuel Cell



Red box contains vehicle quantities based on Deutsche Bank estimates

vehicles in the next decade on a global scale. In the decade following 2020, greater penetration is possible but will require additional breakthroughs that are hard to predict at this time. In spite of the difficulty, several estimates have been made as is summarized in the figure below.

**12. Conclusions**

The number of motor vehicles and their miles driven has literally exploded over the past 60 years and the likelihood

<sup>6)</sup> MIT, op.cit.

is that this growth will continue for the foreseeable future. While vehicle populations are roughly stabilizing in the highly industrialized OECD countries, they are accelerating in rapidly industrializing highly populous countries. In response to strong and aggressive regulatory programs, especially in the United States, new vehicles being sold in many countries today are much cleaner than in the past. For example, over 95% of all gasoline sold in the world today is lead free and over 95% of all new gasoline fueled cars are equipped with a three way catalyst which dramatically lowers CO, HC and NO<sub>x</sub> emissions per mile driven. As a result, air quality in urban areas in developed countries has generally improved.

However, even in the developed world, air pollution levels in major cities continue to exceed levels necessary to protect public health. And in the rapidly industrializing countries, pollution in many cities is worsening. Therefore, with regard to urban and regional pollution, two major challenges remain:

1. To accelerate the introduction of the state of the art technologies for clean vehicles and fuels in rapidly industrializing countries such as China, India and Brazil and get at least modest controls in places where none currently exist such as in much of Africa and the Middle East, and
2. To phase out or clean up the so-called legacy fleet of existing high polluting vehicles. (California, for example, has embarked on an effort to eliminate every diesel vehicle in the State not equipped with a diesel PM filter either by mandatory retrofit or scrappage).

With regard to climate change the picture is much more bleak and the challenge more daunting. Transportation is already a large contributor to the problem and is the most rapidly growing. Modest programs to reduce fuel consumption or greenhouse gas emissions from light duty vehicles are being phased in and California and the EU have initiated efforts to reduce the carbon content of vehicle fuels. But much more will need to be done with a likely shift to battery electric vehicles fueled by green electrons or fuel cell vehicles fueled by renewable hydrogen in future decades. As efforts to reduce CO<sub>2</sub> by 70 or 80% by 2050 receive high priority, aggressive short-term actions to reduce short lived greenhouse pollutants hold promise.

*Paper reviewed*

## Bibliography

- [1] Air Resources Board, Attachment A, Status of ZEV Technology Commercialization, (Technical Support Document).
- [2] Air Resources Board, White Paper: Summary of Staff's Preliminary Assessment of the Need for Revisions to the Zero Emission Vehicle Regulation, Release Date: November 25, 2009.
- [3] Anderman M., Feedback on ARB's Zero-Emission Vehicle Staff Technical Report of 11/25/2009 including Attachment A: Status of EV Technology Commercialization, January 6, 2010, p. 2.
- [4] Boston Consulting Group, Batteries for Electric Cars, Challenges, Opportunities and the Outlook to 2020, January 2010.
- [5] Deutsche Bank, Vehicle Electrification: More rapid growth; steeper price declines for batteries, March 7, 2010.
- [6] Electric Cars: Plugged In 2, A mega-theme gains momentum, Deutsche Bank Securities, 3 November 2009.
- [7] Electrification Coalition, Electrification Roadmap, Revolutionizing Transportation and Achieving energy Security, November 2009.
- [8] Farrell A., Sperling D. (Project Directors), Arons S., Brandt A., Delucchi M., Eggert A., Farrell A., Haya B., Hughes J., Jenkins B., Jones A., Kammen D., Kaffka S., Knittel C., Lemoine D., Martin E., Melaina M., Ogden J., Plevin R., Sperling D., Turner B., Williams R., Yang C. (Contributors): A Low Carbon Fuel Standard for California, Part 1: Technical Analysis, May 29, 2007.
- [9] Gargner J., Wheelock C., Electric Vehicles: 10 Predictions for 2010, Pike Research, 4Q 2009.
- [10] Kalhammer F.R., Kopf B.M., Swan D.H., Roan V.P., Walsh M.P., Status and Prospects for Zero Emissions Vehicle Technology, Report of the ARB Independent Expert Panel 2007, Prepared for State of California Air Resources Board, Sacramento, California, April 13, 2007.
- [11] Passenger Vehicle CO<sub>2</sub> and Fuel Economy Standards: A Global Update", The International Council on Clean Transportation, August, 2008.
- [12] PHEV Battery Cost Assessment, 2010 DOE Merit Review, TIAX LLC, June 8, 2010.
- [13] Status and Trends in the HEV/PHEV/EV Battery Industry, David Anderson, Rocky Mountain Institute, Summer 2008.
- [14] The Recovery Act: Transforming America's Transportation Sector, Batteries and Electric Vehicles (Derived from figures in Department Of Energy), Wednesday, July 14, 2010.
- [15] Transitions to Alternative Transportation Technologies – Plug-in Hybrid Electric Vehicles, Committee on Assessment of Resource Needs for Fuel, Cell and Hydrogen Technologies; National Research Council.
- [16] [www.allcarselectric.com/blog/1048608\\_report-hyundai-fuel-cell-electric-vehicle-coming-in-2012](http://www.allcarselectric.com/blog/1048608_report-hyundai-fuel-cell-electric-vehicle-coming-in-2012).
- [17] [www.bloomberg.com/apps/news?pid=20601080&sid=aI\\_cyfcMTdIs](http://www.bloomberg.com/apps/news?pid=20601080&sid=aI_cyfcMTdIs)
- [18] [www.cnbc.com/id/33907442/Ghosn\\_s\\_Bet\\_10\\_of\\_World\\_Will\\_Drive\\_EV\\_s\\_in\\_10\\_Years](http://www.cnbc.com/id/33907442/Ghosn_s_Bet_10_of_World_Will_Drive_EV_s_in_10_Years)
- [19] [www.h2carblogger.com/wp-content/uploads/2009/10/Letter-of-Understanding.pdf](http://www.h2carblogger.com/wp-content/uploads/2009/10/Letter-of-Understanding.pdf)
- [20] [www.treehugger.com/files/2010/03/volkswagen-plans-sell-300000-electric-cars-year-2018.php](http://www.treehugger.com/files/2010/03/volkswagen-plans-sell-300000-electric-cars-year-2018.php)

Michael Walsh – International Consultant, Board Chairman, International Council on Clean Transportation, USA.

*Michael Walsh – międzynarodowy konsultant, przewodniczący ICCT, USA.*

e-mail: [mpwalsh@igc.org](mailto:mpwalsh@igc.org)



## **Analysis of current and future trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods** *(perspectives from the 2<sup>nd</sup> International Exhaust Emissions Symposium, 25/26 May 2011)*

*BOSMAL hosted the 2<sup>nd</sup> International Exhaust Emissions Symposium, entitled Current and future trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods, which featured a total of eighteen presentations from experts on automotive emissions and aftertreatment and the fuel and lubricant industries. The symposium's technical programme consisted of two keynote lectures and four themed presentation sessions. The symposium also featured the opening of new engine test cells at BOSMAL. The entire event was an unqualified success, building on the achievements of the previous year's event. Some of the most important trends mentioned during the symposium included: changes to test procedures to reflect the challenge of quantifying ever decreasing emission levels, as well as measuring new compounds, the continued key role of catalytic aftertreatment systems in achieving low emission levels of gaseous pollutants and particulate matter, and the potential role for electrified powertrains and alternative fuels from various sources to meet our transportation energy needs over the coming decades.*

Keywords: *exhaust emission, aftertreatment, test methods*

### **Introduction**

Concerns over the impact of the road transport sector on greenhouse gas (GHG) emissions and air quality remain high. Despite recent progress in fuel efficiency, road transport emissions are currently responsible for around twenty per cent of all greenhouse gas emissions in the European Union (EU).

Following the highly successful 1<sup>st</sup> International Exhaust Emissions Symposium hosted in 2010 [1, 2], BOSMAL Automotive Research and Development Institute Limited, (of Bielsko-Biala, Poland) recently hosted the 2<sup>nd</sup> International Exhaust Emissions Symposium, held over 26-27 May 2011. The 2<sup>nd</sup> symposium featured two keynote lectures from specially selected experts, as well as a total of sixteen presentations from both industry and academia, covering a broad range of automotive emission-related subjects: emissions legislation, fuel economy, new methods of PM and NO<sub>x</sub>/NH<sub>3</sub> (also described in [3]) testing, compounds which are potential candidates for emissions regulation, emissions test equipment, emissions reduction technology, aftertreatment system and catalyst technology, emissions simulation, powertrain development and electrification, engine test method development, fuel development, alternative fuels, gaseous fuels (CNG, LPG), and engine oil development.

### **Aims, context and format of the symposium**

This second symposium was hosted as a direct result of the successes of the 1st International Exhaust Emissions Symposium [1, 2]. The aim of the event was to provide attendees with an opportunity to both share and obtain information, knowledge and contacts in the fields of emissions testing, emissions reduction, aftertreatment systems, powertrain development, engine testing and the development of lubricants and fuels. The symposium also featured the

opening ceremony of BOSMAL's new engine testing cells, echoing the opening of the Euro 5/6 climate-controlled emissions testing laboratory (described in detail in [4]) during the previous year's event [1]. Two highly experienced individuals were invited to deliver extended presentations as keynote lecturers, thereby enabling them to cover broad subject areas in depth. These lectures lasted approximately thirty minutes, plus a further five minutes for discussion. The presentations were divided into four themed sessions (see Appendix 1), each covering a particular aspect of automotive exhaust emissions: *Emissions legislation and test method development; PM and NO<sub>x</sub> emissions test method development; Catalyst technology development for CI and SI engines; and Fuel and engine oil development.* Each presentation presented during these sessions lasted around twenty five minutes, with five minutes allocated for discussion at the end.

BOSMAL President Dr Antoni Swiatek formally commenced the symposium by delivering an opening address (Fig. 1). After warmly greeting the delegates and thanking them for accepting their invitations, he mentioned how environmental legislation on the 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.

The first item of the technical programme (see Appendix 1) was the first of two keynote lectures (Fig. 2), followed by presentation session 1. The first presentation session was followed by the opening ceremony of BOSMAL's new engine testing cells (Figs 2-4), construction of which was completed shortly before the symposium. These new test cells, numbering five in total, feature engine dynamometer hardware from HORIBA (Fig. 5) and AVL's Puma Open control system. The facilities are suitable for testing a range of engine types and sizes, and each of these installations is



Fig. 1. Dr Antoni Swiatek (BOSMAL, Poland) delivering his opening address to the 2nd International Exhaust Emissions Symposium



Fig. 2. Rudolf Moerkl (Horiba, Austria) being presented with a letter of gratitude for his firm's contribution to the construction of the new engine test cells



Fig. 3. Werner Moser (AVL, Austria) being presented with a letter of gratitude for his firm's contribution to the construction of the new engine test cells



Fig. 4. Emanuele Lorenzin (Fiat Powertrain Technologies, Poland) at the ribbon-cutting ceremony of the new engine test cells



Fig. 5. BOSMAL staff inspect the interior of one of the new test cells following the official opening

to be equipped with CNG fuelling facilities in addition to liquid fuels: gasoline, Diesel and biofuels. The inauguration of these new test facilities bears witness to BOSMAL's commitment to investing in the latest technology in order

to satisfy both current and future customer demands. The installation of engine dynamometers with higher rated power absorption capabilities represents an a new step for BOSMAL – namely the expansion of its highly successful

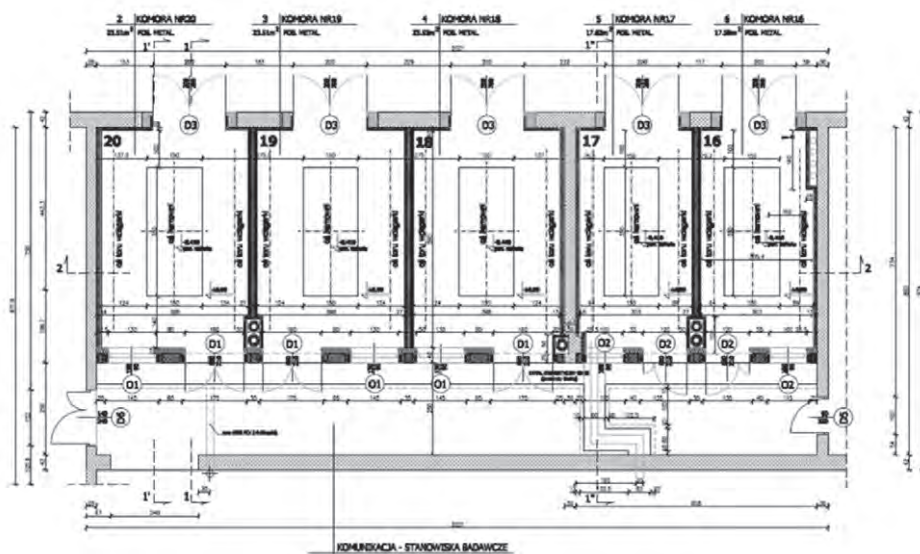


Fig. 6. Technical drawing of the new engine test cells

light-duty on-road engine testing services to include the execution of various tests on heavy-duty on-road and off-road engines, recreational marine engines and high-performance sporting engines.

This opening ceremony was followed by sessions 2 and 3, which concluded the formal symposium proceedings for that day. A social dinner event organized in the mountains rounded off a very enjoyable first day of the symposium. The following day, delegates were first given the second keynote lecture, which then lead into the final presentation session. This was followed by a brief summary that formed the closing ceremony of the conference proceedings. Additionally, attendees were offered guided tours of BOSMAL's various departments and testing facilities, and time was available for networking and bilateral meetings.

**Summaries and selected slides from keynote lectures and presentation sessions**

**1st day – Keynote lecture: ‘Driving of low CO<sub>2</sub> future’**

This lecture, delivered by Prof. Giovanni Cipolla (Director of IARE – General Motors/Politecnico di Torino Institute for Automotive Research & Education) gave an insightful and detailed overview of driving in a low CO<sub>2</sub> world. Passenger cars are often singled out as a major source of anthropogenic GHG emissions, but in reality they are simply another example of a broad range of human activities which lead to emissions of GHG (most notably CO<sub>2</sub>). However, reducing the carbon intensity of road transportation has been both a political and technical target for some time. EU legislation (the so-called ‘20/20/20 targets’) mandate reductions in energy consumption and GHG emissions, as well as an increase in the usage of energy from renewable resources. In light of this, a business-as-usual strategy is not a realistic option; certain changes to engines and vehicles can decrease the rate of GHG emissions increase to effectively zero, but longer term targets can likely only be met with the help of

cellulosic biomass as a liquid fuel energy source. The other option is for vehicles partially or completely powered by electrical energy, which could play a significant role in the long-term picture, if improvements are made to the electricity grid. A broad portfolio of low emissions transportation technologies (liquid biofuels, electricity, hydrogen) could potentially meet ambitious targets set for 2050, providing that initial progress is brisk. The picture regarding electricity from nuclear sources (a low GHG intensity option) has recently become much more complex, following

the Fukushima nuclear incident. Other, cleaner types of nuclear power remain under investigation, but are still far from ready for connection to the grid. There is growing and indeed renewed interest in alternative sources of energy suitable for producing electricity, but considerable financial and infrastructure-related obstacles remain. Additionally, the past century has shown liquid fuels to be the winner every time for automotive applications, despite the idea of gaseous fuels and electric powertrains not being new. Powertrain evolution and development is the current phase in a vision of future vehicle development (Fig. 7), with the ultimate goal of having a fleet of zero-emission vehicles. Recovery of waste heat from exhaust gas is one option for on-board harvesting for conversion to electrical energy. Likewise, the kinetic energy of a vehicle travelling at speed is considerable (on the order of megajoules), yet remains unharnessed in vehicles without regenerative braking systems. In concert with these fundamental long-term changes to powertrain concepts, new vehicles should be progressively more functional, more exciting and more fun to drive.

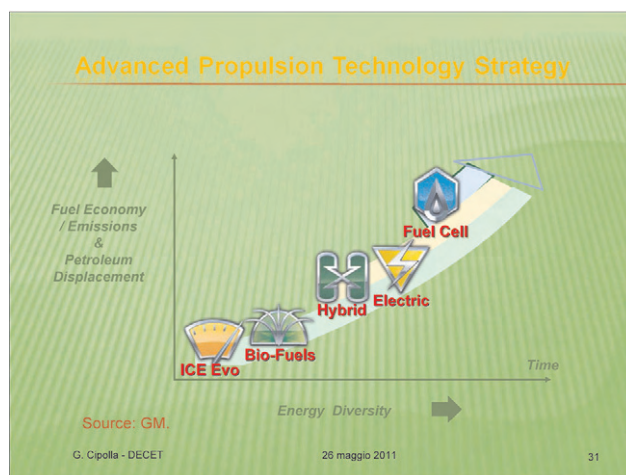


Fig. 7. Advanced propulsion technology strategy

## Session 1 – Emissions legislation and test method development

Chair: Dr Piotr Bielaczyc, BOSMAL (Poland)

This first session examined the general theme of emission testing of vehicles and engines, in the context of the legislation which guides these testing procedures, and the legislation setting emissions limits. Kurt Engeljehring (AVL List GmbH, Austria) commenced the session with a presentation entitled 'Automotive Emission Testing and Certification – Past, Present and Future', which gave a detailed insight into the evolution of automotive testing in response to legislation and market demands in the EU and the USA. The considerable technical achievements in the development of the automobile over the past century have also been accompanied by significant improvements in the ecological credentials of IC engines, particularly in recent decades. Increasingly sophisticated engines with ever lower emissions levels have required more refined testing facilities during the course of this process, and this trend continues today. The main legislative trends of current importance are global harmonization of emissions standards, test procedures and driving cycles, regulatory changes in the USA and EU and the issue of in-use compliance to evaluate and mandate so-called 'real world' emissions. In the EU, the main issues are: reducing NO<sub>x</sub> emissions from CI engines, particle number limits, CO<sub>2</sub> emission reduction, NO<sub>2</sub> emissions, and the introduction of more realistic driving cycles and emissions quantification procedures. Incremental fines will be used to enforce CO<sub>2</sub> emission reduction targets, thereby placing an even greater emphasis on accurate measurement of CO<sub>2</sub> emissions (Fig. 8).

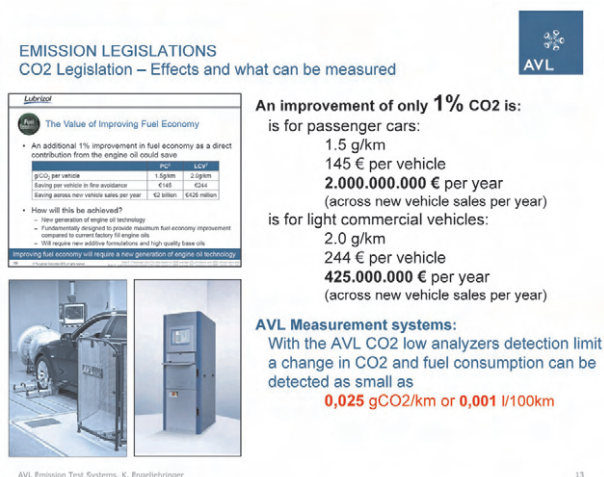


Fig. 8. Quantification of the economic implications of CO<sub>2</sub> emissions reduction

In the USA, the main issues of concern for the EPA are new GHG standards (N<sub>2</sub>O and CH<sub>4</sub>, in addition to CO<sub>2</sub>), and a new, unified test procedure in the Code of Federal Regulations (CFR). The CFR 1065 is highly exacting in its demands for both analyser hardware and calibration procedures. Growing trends for EU lawmakers include a focus on aftertreatment systems and their regeneration, as well as hybrid powertrain concepts. In the USA, off-cycle

emissions, not-to-exceed (NTE) zone limits, in-use compliance (and the portable emissions measurement systems this will entail) are all hot topics for the future. Continuing this general theme, but with a different temporal focus, Les Hill (HORIBA, UK) delivered a presentation entitled 'Implications of Future Emissions legislation on emissions and Fuel Economy testing procedures and equipment'.

Efforts and legal requirements to reduce fuel consumption and emissions of air pollutants, toxics and greenhouse gases will substantially change the test equipment and procedures required to provide evidence of progress made in this area (Fig. 9). This has already begun in the EU, with the setting of Euro 5 and 6 limits, and with Euro 7 limits to follow. For the first time, light commercial vehicles will have to meet CO<sub>2</sub> emission reduction targets. Globalised legislation is also in the works, with the World Light Duty Vehicle Test Procedure (WLTP) currently under development. However, issues relating to the representativeness of the test procedure (such as the determination of road load and the range of ambient temperatures for testing) remain unresolved and remain the subject of intense debate. Various vehicle technologies for the reduction of emissions and fuel consumption, both those currently in production and under development, will require more sophisticated testing in order to quantify the (often marginal) benefits they provide. The EU's focus on alternative fuels, particularly biofuels, is having an impact both on vehicles and test procedures. In the near future, additional exhaust gas components will have to be measured: ethanol, aldehydes, ketones, nitrogen dioxide and ammonia. Accurate, repeatable measurement of several of these gases presents significant logistical challenges. Fortunately, recent advances in laser technology, including mid-range infra-red and quantum cascade technology, appear well-placed to handle these challenging measurement conditions. To round off the session, Piotr Bielaczyc (BOSMAL, Poland) examined the practical impact of legislation and changing customer demands on engine testing in a presentation entitled 'IC Engine test method development regarding emissions, alternative fuels, lubricants and future trends'. Despite radical advances in engine technology over the last 125 years, the potential for improvement and refinement of existing tried-and-tested designs remains. Pressure to reduce harmful emissions and GHG emissions has led to the introduction of a range of engine and emissions control strategies and technologies, including the implementation of new materials, improved electronics and even electrified (hybrid) powertrains. Engine design megatrends, such as downsizing and the safe and reliable usage of alternative fuels and low-viscosity lubricants have necessitated new tests, and made engine testing progressively more complex. Currently, the engine development community is faced with the challenge of meeting Euro 6 and EPA 1065 standards, the latter of which is highly significant, as it is based on not-to-exceed zone standards, rather than a single, narrow driving cycle. Potential issues regarding aftertreatment system effectiveness, durability, regeneration, poisoning and compatibility with new fuels and lubricants mean that testing these systems has become an integral part of engine research.

### Implications



- More components to be measured for US, EU, Japan etc
  - more difficult to measure (lower concentration, interference)
  - more complex analysis and measurement procedures
- More “realistic” test procedures, test cycles, vehicle load settings etc
  - New drive cycles for WLTP
    - Higher maximum speed, “off cycle” elements, “randomised” cycles
- More complicated test procedures
  - Extended EPA CFR 1065/1066 validation and QC checks
  - WLTP extended test cycles / procedures
  - Hybrid vehicle / powertrain testing for LD and HD
- Increase in “In Service Conformity” testing for all types of vehicle



Fig. 9. Implications of future legislative moves on vehicle test procedures

A range of test methodologies is available to meet these demands: engine dynamometer tests (steady-state and transient/dynamic); chassis dynamometer tests (emissions testing, mileage accumulation; road testing (performance/drivability and mileage accumulation); and also powertrain testing (engine+gearbox). BOSMAL has invested heavily in all of these areas, the most recent examples of which are the climate-controlled chassis dynamometer and the new engine dynamometer tests cells, opened during last year’s event and during this symposium, respectively. Demand for testing while running on various alternative fuels necessitates dedicated alternative fuel infrastructure, for example for LPG and CNG. The advanced aftertreatment systems required to meet Euro 6 emissions standard for CI engines require special test setups, with multiple heated lines to quantify the effectiveness of the DOC, DPF and SCR units, as soon to be procured by BOSMAL. In conclusion, IC engines have been in use in the road transport sector for 125 years, and will continue to dominate as long as liquid fuels remain available. Refinement of these engines, and the development of electronics, have allowed engineers to produce engines which are ever cleaner, ever more efficient, but ever more complex and challenging to test successfully and reliably (Fig. 10).

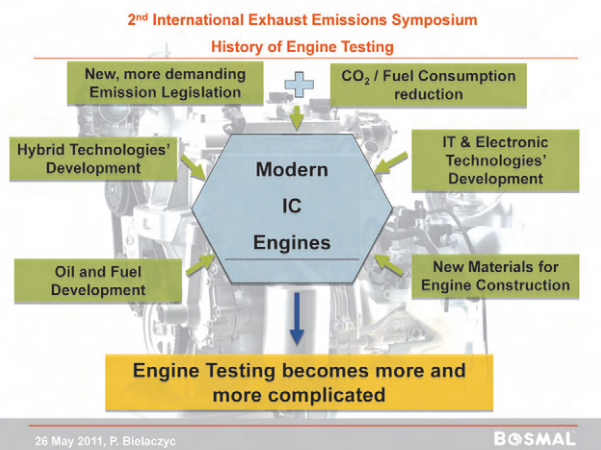


Fig. 10. Aspects of the development of modern engines contributing to increasing test complexity

### Session 2 – PM and NO<sub>x</sub> emissions test method development

**Chair: Prof. Jorma Keskinen (Tampere University of Technology, Finland)**

Douglas Trombley (General Motors Powertrain Europe, USA/Italy) presented information regarding his team’s work on quantified emissions from DPF-equipped modern CI vehicles and engines in his presentation ‘GM-AE activities on Particle Number and Size Emissions from Diesel Engines & Vehicles’. To quantify the particulate emissions (both mass and number based) from a modern diesel vehicle, a series of experiments were performed over the New European Driving Cycles (NEDC), using a dilution and sampling system according to the one required by legislation. Two particle counting systems, produced by AVL and HORIBA respectively, were used. Both systems provided very similar results both in capturing seconds-by-second emissions (as particles/cm<sup>3</sup>) and in cumulated emissions (as particles/km). Results from the type-approval procedure (an NEDC following 3 EUDCs and a long soak time) indicated high effectiveness of the DPF (about 99.97%), thereby keeping PN emissions below the proposed Euro 6 limit (6×10<sup>11</sup> particles/km). The trapping efficiency was found to be markedly reduced following a regeneration event, and then to increase steadily as the filter re-filled with soot. An analysis of the PN and PM data collected revealed the PN data to paint a much clearer picture: a variation of an order of magnitude in the PN results was barely detectable in the PM results-confirming that PM measurements are of limited use at such low emission levels. Additionally, this is a consequence of the specific class of particles that mainly contribute to the number emissions. A particle size classifier was also attached to the sampling system, indicating that the largest contributor to particle number was the 40-80 nm aerodynamic diameter size class, with the highest emissions observed during engine warm up and acceleration phases. In the case of aftertreatment system featuring a Lean NO<sub>x</sub> Trap upstream of the DPF, the impact of DeNO<sub>x</sub> pulses (rich combustion for few seconds) was also investigated. Results show a slight increase of PN emissions corresponding to lean-rich combustion transition, whose impact is minimal with respect to the total particle number emissions. Further studies in this field are ongoing. Increasing interest in the usage of biodiesel in CI engines makes work on biodiesel particle emissions, and biodiesel-ATS interaction and compatibility, essential. Standard Diesel (‘B0’), 30% rapeseed methyl ester (‘B30’) and 30% jatropha methyl ester (‘J30’) were tested side-by-side on a light-duty CI engine on a test bed equipped with a scanning mobility particle sizer. During steady state tests, results for B0 and B30 were comparable in all engine operating points; for the J30 fuel, forced changes in the EGR rate appeared to cause increases in particle mass and number as well as mean particle size. Further measurements of particle size and number both upstream and downstream of the DOC for two different fuels during warm-up revealed significant differences between B30 and B0 at low engine temperature (Fig. 11). As the engine warmed up, a shift was observed for

both fuel types from a bi-modal distribution to a uni-modal distribution. The particle size distribution were generally not influenced by the DOC. Professor Jorma Keskinen from the University of Tampere (Finland) presented theoretical background, experimental results and analysis regarding the effect of Diesel aftertreatment technologies on the properties of exhaust particles in a presentation entitled 'The Effect of

### Results: Warm-up Tests

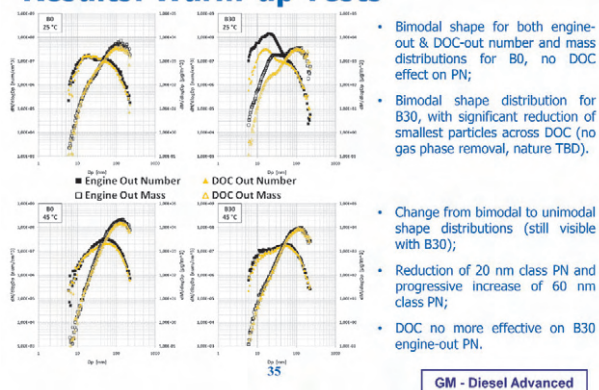


Fig. 11. Particle number and mass as a function of particle diameter for two different fuels during engine warm up

Technology on Diesel Exhaust Particle Properties'. Bringing together roadside measurements and laboratory testing will improve our understanding of automotive particulate emissions, and a range of experiments were carried out to determine the correlation between these two test strategies. The results indicate that while the mean particle diameter is barely affected, laboratory tests may underestimate particle number emissions (Fig. 12). In recreating road conditions to assess particle number emissions, dilution is the most important factor; with care, real-world trends can be reproduced on a chassis dynamometer. Improvements in injection timing and increased injection pressure have resulted in reduced particle numbers, but the most dramatic reductions are achieved through the use of aftertreatment systems.

### Nucleation mode number and particle size

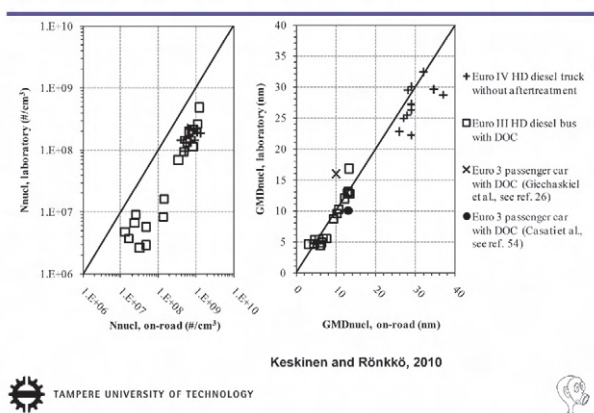


Fig. 12. A comparison of particle number and mean particle size results for Diesel vehicles tested on road and on the chassis dynamometer

Installing a DOC reduces PM a little, but the particle number remains virtually unchanged. A particulate oxidation

catalyst (POC) may achieve a reduction in particle number of 50-90 %, but a DPF increases this figure to > 99 %. Usage of a DPF also affects the charge of the particles, while the ionic state of particles downstream of a DOC is almost identical to the engine out flow, representative of core particles formed at high temperature. There is some evidence of a trade-off between number levels of these core particles and total soot particle emissions, with the former correlating positively with NO<sub>x</sub> emissions. Werner Moser (Eco Physics, Switzerland) gave an insightful presentation entitled 'Challenges in NO<sub>x</sub> and NH<sub>3</sub> Emission Measurement', which outlined some important aspects of these two species as pollutants, their formation in IC engines and aftertreatment systems, aftertreatment options, and the difficulties encountered in accurately quantifying their emission from motor vehicles. Nitrogen oxide (NO), nitrogen dioxide (NO<sub>2</sub>) and ammonia (NH<sub>3</sub>) are the so-called reactive nitrogen compounds. Human activities are thought to contribute more reactive nitrogen to the global nitrogen cycle than all other sources combined. Ammonia can also react with NO<sub>x</sub> to produce fine PM, and in this it form can be transported thousands of kilometres, with serious human health impacts. In light of this, there is growing interest in measuring emissions of reactive nitrogen compounds. Three main techniques are available for measuring reactive nitrogen compounds: absorption spectroscopy (using various parts of the spectrum), chemiluminescence, and even photoacoustic methods. While measurement of NO<sub>x</sub> is a familiar part of the automotive test process, measurement of NH<sub>3</sub> remains a relatively little-known topic, with its own particular challenges and issues (Fig. 13). The huge range of ammonia concentrations encountered (around six orders of magnitude) present a basic challenge for the design of accurate measurement systems. Analysers also require fast response times, as concentrations are highly dynamic and can shift rapidly. Ammonia is also a 'sticky' gas, which makes quantification of a variable source (e.g. an IC engine operating in transient mode) very difficult. The elimination of particulates, heating the sample to the required temperature, reducing the pressure and thorough flushing of the sample tubing are also of great importance. In addition to heating the sampling tubes, efforts should be made to reduce their internal pressure.



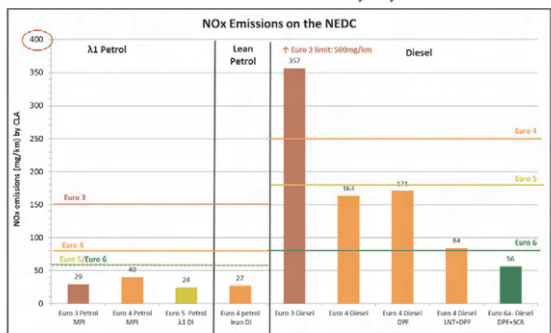
Fig. 13. Measurement goals for reliable quantification of ammonia emissions

### Session 3 – Catalyst Technology Development for CI and SI engines

Chair: Prof. Giovanni Cipolla (GM/PoliTo Institute for Automotive Research and Education, Italy)

The session commenced with a presentation delivered by John May (AECC, Belgium), with the title ‘Emissions Control Technologies to meet Current and Future European Vehicle Emissions Legislation’, which provided attendees with a clear overview of the usage of catalytic aftertreatment systems in road vehicles. Since the 1970s, catalytic aftertreatment systems have been employed on passenger cars, and are increasingly being fitted to other types of vehicles and machinery which feature IC engines. The list of current available technologies for the automotive field consists of: three-way catalysts, for the conversion of HC, CO and NO<sub>x</sub>; oxidation catalysts, for the conversion of HC and CO; DPFs, for reducing the number and total mass of particulates; SCR and LNT, both for NO<sub>x</sub> reduction. DPFs and LNT require periodic regeneration, which can be achieved in a number of ways; continually regenerating DPFs are also a concept that is available. The urea (AdBlue) SCR system can achieve reductions in NO<sub>x</sub> emissions of over 85%, but adds further cost and complexity to the total aftertreatment system. SCR systems have been in use in heavy-duty and marine applications for some time, and will be required in order to meet the highly stringent Euro 6 CI NO<sub>x</sub> limit (Fig. 14).

#### NO<sub>x</sub> emissions for Euro 3, 4, 5 & 6 cars



Source: AECC light-duty test programmes, TÜV Nord, 2008-2009

- All of these vehicles readily met their respective NO<sub>x</sub> limits on the NEDC.



Association for Emissions Control by Catalyst Assn.

18

Fig. 14. A comparison of NO<sub>x</sub> emissions for different vehicle ages and types, presented in comparison to the EU’s legislative limits

A series of tests were conducted on a range of vehicles to determine to the effect of various emissions control technologies on regulated emissions in relation to legislative emissions limits. Without aftertreatment, the NO<sub>x</sub> emissions of CI engines are massively higher than those from SI engines, and remain a major topic for catalysis research. Additionally, the legislative NEDC driving cycle can generate lower NO<sub>x</sub> emissions than the CADC cycles. No significant differences were observed when DPF-filtered Diesel particle emissions were compared over these two test cycles. An investigation of aftertreatment systems’ ability to meet Euro 5 limits revealed the systems to be effective, but that the conversion efficiency depended on the duty cycle, more so in the case of CO and NO<sub>x</sub>

than for HC, PM and PN. A series of tests were conducted on an engine designed for non-road mobile machinery retrofitted with a DOC, a catalysed particulate filter (C-DPF), and urea-SCR with an ammonia slip catalyst. High effectiveness of the combined aftertreatment systems was revealed over a total of 10 duty cycles, but again this effectiveness was a strong function of the duty cycle employed. For two-wheeled vehicles, the emissions control issues are HC and NO<sub>x</sub>, limits for which will be severely reduced in the Euro 6 standard. Mileage accumulation tests on a Euro 3 motorbike quickly exceeded limits at relatively low mileage. When viewed together with system electronics and fuel quality, continuous improvement of catalytic aftertreatment systems offer the possibility of substantial progress in the on-going drive for reduced tailpipe emissions from a variety of vehicular applications. Building on the impressive overview delivered in the preceding presentation, Pankaj Dhingra of Nanostellar (USA) presented an exploration and discussion of his company’s approach to catalytic aftertreatment system development in a presentation entitled ‘Rational Design – a Powerful Set of Tools for Developing Innovative New Materials for Emissions Control Systems’. A nano-material computer-aided design paradigm is employed to enable radical innovation in various fields of application, beginning with automotive DOCs. The rational design technique employs modelling to provide insights into the reaction pathways of both desired and undesired reactions, together with information on how to promote the former and prevent the latter. The next generation of DOC technologies will not use precious metals for the oxidation of CO and NO, and work is on-going into eliminating these metals from the DOC’s HC oxidation method. Research into the exact cause of the CO light-off point revealed that CO swamps the platinum surface at low temperatures, and a certain temperature must be reached in order to allow thermodynamic desorption and thereby allow oxygen molecules access to the active sites. Through the rational design process, it was determined that adding bismuth-based doping agents to the platinum surface inhibited local CO binding, thereby creating an archipelago of CO-free ‘islands’, which allow the self-sustaining oxidation reaction to commence (Fig. 15).

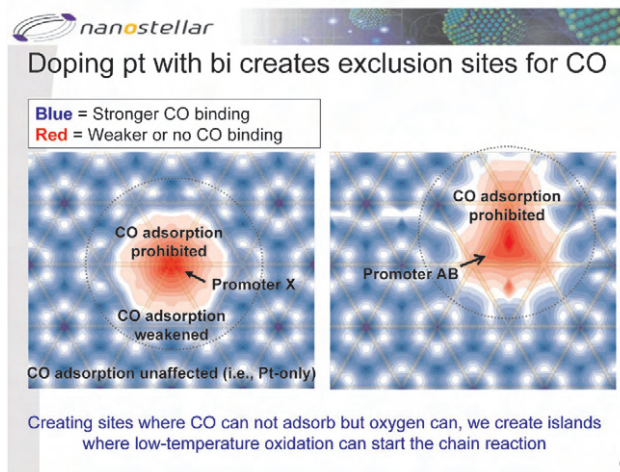


Fig. 15. CO exclusion islands created on the Pt surface through use of a doping agent

In a parallel development, it was determined that the addition of gold to palladium surfaces increased the oxidative resistance, thereby potentially allowing palladium (a highly effective catalyst) to be used in Diesel applications in the presence of excess oxygen. Catalysts which do not feature platinum-group metals (PGMs) offer multiple potential benefits. Tests on catalyst concepts of this type revealed lower CO light-off temperatures in comparison to established technologies, caused by lower HC inhibition of the active sites. The thermal stability and sulphur tolerance exhibited by this technology, together with the synergistic effect of increased thermal output from the CO reaction on the reactions for HC and  $\text{NO}_x$ , make this technology an option of considerable interest. The search for a better NO oxidizer than platinum and platinum-palladium mixtures has led to the creation of three prototype materials, which show improved performance at high temperatures. Based on these success stories, and the good performance of these new technologies under real-world conditions, the rational design methodology has been recognized as a key player in the chemical development of catalytic systems, which continue to be of ever-greater importance to the automotive industry. Moving into territory covering research and development on heavy-duty emissions control, Gerardo Carelli (Umicore, Italy/Germany) delivered a presentation with the following title: 'Heavy Duty Engines Catalyst Technology for On Road and Off Road Applications'. Increasingly stringent  $\text{NO}_x$  and PM limits will make the use of coated DPFs and SCR systems will become necessary for both on-road and off-road applications. Engines will feature aftertreatment systems consisting of a DOC, coated DPF, and an SCR system with an ammonia slip catalyst. Each component of the combined aftertreatment system, together with the system as a whole, must meet certain specific performance and durability requirements, and each component can be optimized following investigations into alternative metals and regeneration strategies. Umicore's advanced DOC concept has proven successful in both the active and passive regeneration of particle filters (Fig. 16).

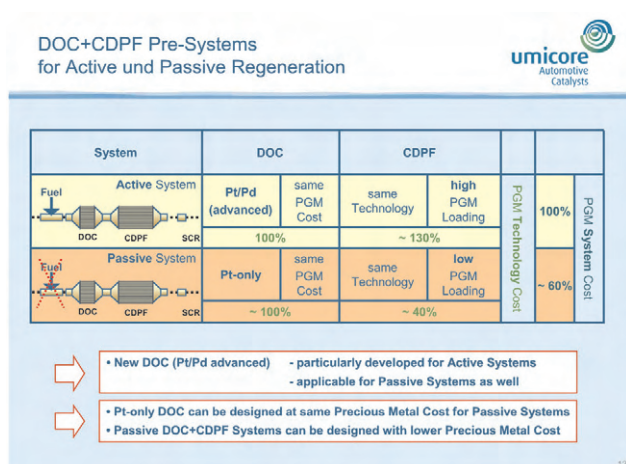


Fig. 16. Active and passive systems using Pt/Pd and Pt only DOC designs

The platinum-palladium ratio employed in DOCs and coated DPFs exerts a strong influence on durability, regeneration thermodynamics and  $\text{NO}_2$  production rates, with Pt-Pd mixtures outperforming Pt alone in these areas, although  $\text{NO}_2$  formation is reduced as Pt is substituted with Pd. The price disparity between these two metals means that significant savings can be made through substitution. Altering the catalyst architecture is a good method by which the same emissions reduction performance can be achieved with a lower precious metal loading, thereby obtaining a significant cost reduction. SCR concepts based on metal-zeolites and vanadium have been shown to exhibit high durability, and better activity at low temperatures, thanks to a reduced sensitivity to departure from the 50:50  $\text{NO}:\text{NO}_2$  ratio. When using these metal combinations in conjunction with an SCR system, around 95% conversion of  $\text{NO}_x$  was observed for all three, although at lower temperatures differences between the three were observed in terms of the response to variations in the levels of  $\text{NO}_2$ . The Fe-zeolite combination has the potential to reduce the SCR volume, as this technology was observed to perform well, even at high space velocities. During an extended ageing procedure, the  $\text{NO}_x$  conversion of the SCR system was proven to be stable. While the performance credentials of these technologies have been amply demonstrated, challenges remain regarding cost and the complexity of application of these devices in vehicles. Toni Kinnunen of Ecatat (Finland) discussed the impact on catalysts of growing interest in the ecological credentials and impacts of alternative fuels in a presentation entitled 'Alternative Fuels – Optimization of Catalysts'. Due to pressure from various sources to reduce emissions of greenhouse gases and harmful compounds and because of the finite nature of crude oil reserves, interest has been growing in employing alternative fuels (CNG, LPG,  $\text{H}_2$ , bioethanol, biodiesel, x-to-liquid fuel, bio-gas, etc.) in automotive applications. Targets set by the EU in this area increase political pressure to adopt such fuels. Since some of these fuels are chemically very different from the fuels they will replace, it follows that the chemistry of engine out emissions is radically altered. Fuel impurities are another issue. Difficulties arise regarding molecules which are hard to convert, or hard to prevent from entering into unwanted side reactions. In response to this, catalytic aftertreatment systems must be customized, to ensure acceptable performance and durability. Natural gas is a promising option for an automotive fuel, although it currently suffers from an underdeveloped infrastructure, it provides multiple emissions benefits. However, the HC treatment required is different, since this fuel is composed almost entirely of methane ( $\text{CH}_4$ ). The oxidation reaction is problematic and has required development work to achieve good performance (Fig. 17). This technology has been shown to reduce emissions of THC, CO and  $\text{NO}_x$  simultaneously. Specialized applications developed to be dedicated to CNG have shown reduced  $\text{CH}_4$  light-off temperatures, and when coupled with engine optimizations, have shown very high  $\text{CH}_4$  and NO conversion efficiencies. Interest in adding ethanol to Diesel has made this an important research topic. Since ethanol is an

oxygenated hydrocarbon, and very small and light compared to Diesel fuel component compounds, optimization of the aftertreatment system is required for its elimination. Various experiments were performed to determine the optimum Pt loading for conversion of ethanol in various ethanol-alkane mixtures, with a loading of 40-70 g/foot<sup>3</sup> emerging as the best value for the particular system tested.

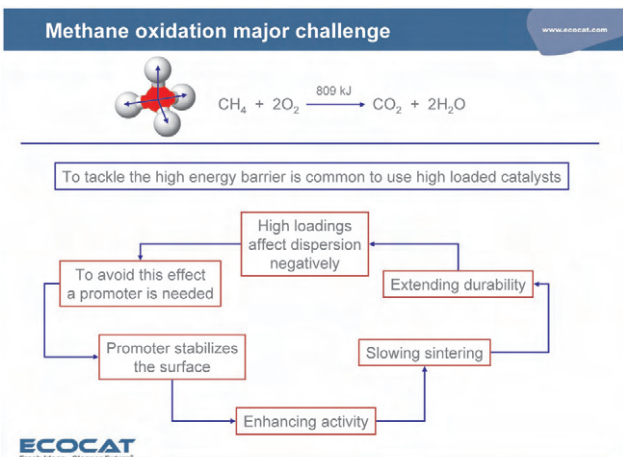


Fig. 17. Problems and solutions related to the oxidation of methane in a catalytic aftertreatment system

Similarly, the addition of bioethanol to petrol alters aftertreatment system requirements. While the light-off behaviour for CO is the same for pure petrol and petrol-ethanol blends, light-off occurs earlier for HC and NO<sub>x</sub> when operating on ethanol. Natural gas requires dedicated catalysts; LPG and ethanol can be catered for by fine-tuning existing gasoline catalysts; challenges remain with biodiesel, but this may be more of a case of improving fuel quality and reducing impurities and batch-to-batch variation in order to improve emissions reduction performance in a DOC. Rounding off the session with a detailed discussion of a specific technological application, Juergen Pils (Huber Group, Germany) discussed virtual NO<sub>x</sub> sensors in his presentation 'NO<sub>x</sub> Determination in Diesel SCR Systems by Neural Networks'. The conventional Diesel NO<sub>x</sub> aftertreatment SCR solution requires two NO<sub>x</sub> sensors – one upstream of the urea (AdBlue) injector, and another downstream of the SCR itself. Given that each of these sensors costs around €80, the possibility of eliminating one of these sensors from the system, while retaining performance and functionality, is an attractive cost-reduction option. The upstream sensor can be eliminated, and a predictive model of some sort can be used to control the AdBlue injection rate (Fig. 18). Following the realization that modelling was too costly and error-prone to replace the sensor with a 'virtual sensor', an artificial neural network (ANN) approach was decided upon. The ANN was also developed to be able to predict the proportion of NO<sub>2</sub> in the NO<sub>x</sub> flux, and thereby optimize the instantaneous AdBlue dosing, according to the prevailing conditions. The sine qua non of an ANN system is its ability to learn. The network takes the structure of an input layer (12-14 inputs, including: engine speed, air mass, air temperature, EGR %, etc.), and passes this information

through a hidden module layer to produce the output – an NO<sub>x</sub> concentration value. The modules that make up each layer are 'neurons', each one of which is a simple arithmetic unit. The system must be 'trained' by feeding it selected data; after this phase the aim is to use the system to predict the output using input data not previously supplied to the network. During the training, variable weightings are assigned to the connections between the various neurons. Once the training is complete, these weightings are fixed and retained for future use. After a learning time of approximately 5 hours, the output error had been reduced to less than 1%; after 30 hours' training the error was negligible. Training input data came from real-world driving experience and test cycles. Validation was performed by using various driving cycles, performing altitude testing and attempting to transfer the ANN to a comparable vehicle. Results were promising, with an excellent correlation between measured NO<sub>x</sub> concentrations and the NO<sub>x</sub> concentrations predicted by the ANN over a variety of driving conditions. The correlation was somewhat weaker, but still strong, when the ANN was applied to another vehicle. The system also successfully predicted results for the NO<sub>2</sub> concentration (thereby providing an NO:NO<sub>2</sub> ratio), with a relatively high correlation coefficient of 0.89. The ANN was concluded to outperform model-based approaches and prove a viable cost reduction strategy in this area. Given the extra cost involved in implementing Diesel SCR systems to meet the upcoming NO<sub>x</sub> emissions limits, such cost-cutting technologies are likely to remain of interest.

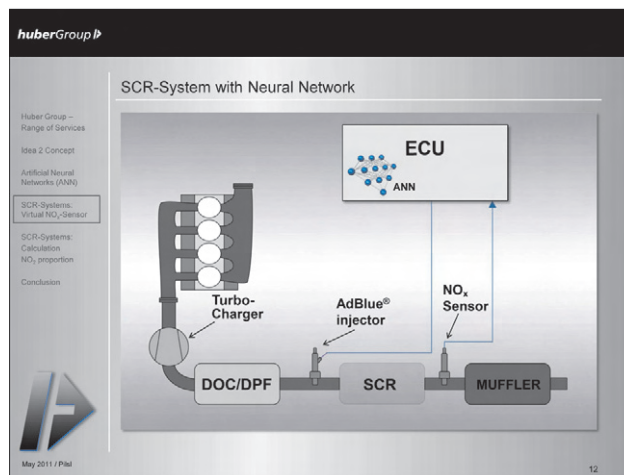


Fig. 18. Usage of an artificial neural network (ANN) embedded into the ECU to control the AdBlue injector, thereby eliminating the need for a second NO<sub>x</sub> sensor

## 2<sup>nd</sup> day – Keynote lecture: 'Unified Tool Platform for Powertrain Development'

This lecture, delivered by Dr Gotthard Rainer (Vice President, Advanced Simulation Technologies, AVL, Austria), communicated both the theoretical and the practical benefits of making use of AVL's unified tool platform in the powertrain development process. The development of the motor vehicle over the past century has immeasurably

improved the quality of vehicles but has also dramatically increased the number of parameters which must be controlled for their optimization. The continued development of vehicles, engines, drivetrains, components and electronics means the number of parameters continues to increase still further. AVL's solution for this is to integrate powertrain engineering, simulation and test system instrumentation to provide a toolset to support the development process. A schematic of various aspects of the process is shown in Fig. 19. The simulation phase uses multiple physical models to provide simulation at all levels, from individual components to subsystems and the entire system. Simulation software is paramount in this stage, using real-world data to provide frontloading for the simulation process. Simulation tasks include thermal and energetic management, combustion and emissions. The outputs of the simulation applied to base elements of the powertrain (IC engine, control strategy, etc.) increase the capabilities and the efficiency of the testing phase. The thermodynamics of aftertreatment systems such as SCR and DPFs can be simulated in one or three dimensions, to be used in online and offline modelling of pollutant formation and exhaust aftertreatment system effectiveness. The validation of these models yields excellent correlations with real-world data. The development of innovative powertrain concepts such as a fully electric powertrain with range extender can be aided and strengthened through usage of the unified toolset. The unified platform approach provides a powerful and necessary tool for the development of low emission powertrains. The system covers each stage and facet of the process: simulation and optimization of parameters, interactions between systems, subsystems and components, validation of models and testing.

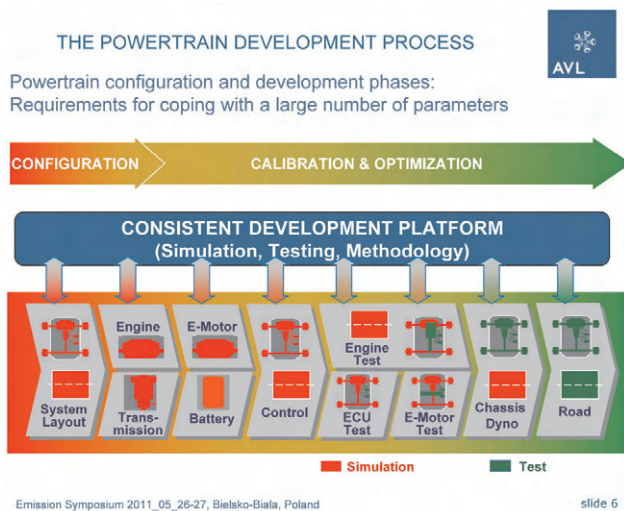


Fig. 19. Simulation and test parameters fed into the Unified Tool Platform Powertrain Development process

### Session 4 – Fuel and engine oil development

**Chair: Prof. Jerzy Merkisz (BOSMAL/Poznan University of Technology, Poland)**

Gianni Cecconello (Petronas, Italy) commenced with a discussion of one of the main areas of interest regarding

lubricant development in a presentation entitled ‘Lubricant Development Process for CO<sub>2</sub> Reduction’. Given that a large amount of the chemical energy contained in the fuel burned in a reciprocating IC engine is wasted overcoming friction, lubricants which cause lower frictional losses are of considerable interest as options for reducing fuel consumption and therefore CO<sub>2</sub> emissions. While the start-up period is critical regarding lubricant viscosity and the accompanying effect of fuel consumption, viscosity is still of importance during high load, high speed conditions. In general, it can be stated that fuel consumption is proportional to friction, although this is not always true in every case. Additionally, a lubricant which reduces fuel consumption in one engine may not demonstrate similar benefits in another engine design. However, driving down the viscosity as far as practicably possible is not the only consideration, as the lubricant must maintain its ability to form boundary films, and thereby prevent direct contact between the components, which would rapidly lead to increased friction and engine damage. The viscosity of several candidate lubricants was assessed at temperatures from 25 °C – 120 °C. The lubricants were subjected to a range of tests, including frictional comparison, oil pressure comparison, and fuel consumption tests at three different lubricant temperatures (Fig. 20).

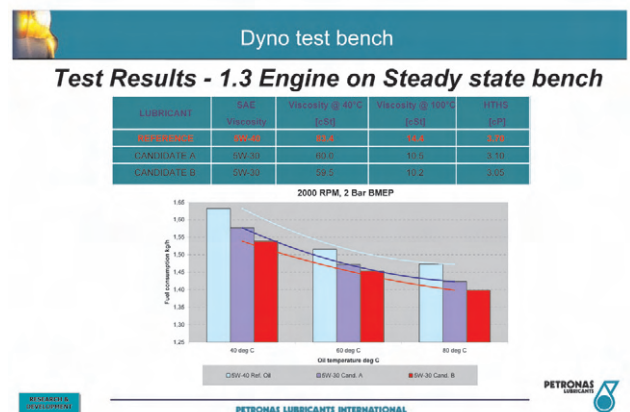


Fig. 20. Viscosimetric and fuel consumption data for the three lubricants examined

Further tests were run on a vehicle equipped with a larger engine on a chassis dynamometer over the NEDC, using robotic drivers. Research and development work continues into lubricants which offer a combination of reduced friction and reduced fuel consumption over a wide range of operating conditions, for different engine sizes and types. Moving from lubricants to fuels, Leonardo Pellegrini (Eni, Italy) delivered his presentation ‘Influence of Chemical Composition of Surrogate Diesel Fuels on Regulated Emissions’. The different types of hydrocarbon compounds present in Diesel fuel all exert different effects on various fuel properties, such as cetane number, low temperature operability and exhaust emissions. The cetane number generally increases proportionally with a compound’s carbon number, but the rate of increase is far

from constant. In contrast, the relationship between the melting point of paraffins and their carbon number is much more regular. A summary of previous studies on Diesel fuel properties' effects on regulated emissions (Fig. 21) revealed the existence of three relationships between fuel parameters and emissions: directly proportional, no effect, or inversely proportional.

Summary of past studies on fuel-emissions relationships

Fuel property	HC	CO	NOx	PM
Density	+/-	+/-	+/-	+
Monoaromatics	+	0	+	+
Diaromatics	0	0	0	+
Polyaromatics	+/-	+/-	+	+
Cetane number	-	-	+/-	+/-
Back end volatility (T95)	-	+/-	+/-	+
Sulphur	0	0	0	+

+ directly proportional  
 0 neutral or minor effect  
 - inversely proportional

Synthesis of regression equations from the EPEFE (1991-1995), EPA HDEWG (2000) and ATRU/PEC (2005) programmes



Fig. 21. Summary of previous studies on Diesel fuel-emissions relationships

However, vehicle variance may account for a much larger proportion of the variation in regulated emissions than the fuel. A fuel matrix was constructed to explore options for producing synthetic Diesel using a variety of streams, while maintaining a fixed cetane number and T95 boiling point.

A series of tests was conducted to determine the performance of the various synthetic Diesel fuels studied on regulated emissions. The addition of relatively small quantities (around 10%) of certain compounds was found to have a significant effect on emissions, with a range of compound increasing the PM and PN emissions. Hydrocarbon emissions were substantially increased by the addition of diaromatics to the blend; NO<sub>x</sub> emissions were not significantly affected. A major environmental goal for this type of research is to produce fuels with a lower tendency to produce PM mass and PN emissions. The research performed showed that the addition of paraffin with a limited degree of branching to Diesel fuel is a worthwhile strategy to increase the environmental friendliness of the Diesel engine. Next, Catherine Maillard of Shell (UK) gave an excellent overview of next generation fuels in the transport sector in her presentation of the same title. Continuing demand for energy, coupled with a growing global population, will mean that global energy consumption will more than double by the year 2050. Transport energy demand will increase rapidly (by 2050 there will be more than 2 billion vehicles on the road), and no single fuel will be able to meet the demands of this area. Nation states and regions will have to develop their own fuels portfolios, based on local availability, infrastructure, etc. Emerging technologies such as electric powertrains and

hydrogen will become progressively more important, and natural gas will continue to expand in niche markets, but IC engines and liquid fuels will continue to play an important role. Political pressure to switch to biofuels is now being keenly felt – over 65 countries, including the USA, China and all the EU member states, either currently have or are developing renewable fuels mandates. Biofuels are already in use, the most common being ethanol (from the fermentation of crops rich in sugar) and fatty-acid methyl ester (FAME) biodiesel produced from the transesterification of vegetable oil crops. Hydrogenated vegetable oil is also an option. A number of objections have been raised to the use of crops, particularly edible crops, for fuel production. The well-to-wheel energetic performance of biofuels must be accurately quantified, to reward the best performers. Legislation must address concerns regarding workers' rights, water pollution, etc. A consortium of stakeholders are now discussing the details of a standard to be applied in concert with the EU's recent Renewable Energy and Fuel Quality directives. Another area of interest is the production of gas to liquid fuel. The production process involves the processing of natural gas to produce a liquid fuel suitable for use in CI engines. Shell's most recent investment in this area is a facility with a rated capacity of 140 000 barrels/day. The GTL fuel produced is a clean-burning fuel with desirable properties from the emissions point of view (Fig. 22). When applied to unmodified engines, the emissions benefits are notable but generally modest. However, by optimizing an engine for usage with GTL fuel, massive emissions reductions are realizable for light-duty engines. For heavy duty engines the reductions are smaller, but still significant. The credentials of this fuel have been proven during test programmes conducted on light- and heavy-duty vehicles at twelve locations worldwide.

Why is GTL fuel beneficial for emissions?

Property	Refinery diesel	Shell GTL Fuel	Implications
Sulphur content, ppm	10-5000	~ 0	> Lower local pollutant emissions (SO <sub>x</sub> ) and particulates > Better performance with 5 sensitive after-treatment systems
Cetane number	40-55	75-80	> Lower gaseous (CO, HC and NO <sub>x</sub> ) and particulate emissions > Less engine noise and smoother acceleration > Higher fuel efficiency in dedicated engines
Density, kg/l	0.82-0.86	0.78	> Lower particulate emissions > Slightly higher fuel consumption on volume basis
H/C ratio	~ 1.86	2.09	> Lower CO <sub>2</sub> emissions per km travelled
Calorific value, MJ/kg	~ 43	44.1	> Slightly lower fuel consumption on mass basis and lower CO <sub>2</sub> per km travelled

Copyright of Royal Dutch Shell plc.

Fig. 22. A side-by-side technical comparison of refinery Diesel and Shell's GTL fuel

Prof. Miroslaw Wyszynski (University of Birmingham, UK) continued the biofuel development discussion in his presentation 'Properties and Engine Testing of new Biofuels and the Low Temperature AVL Transient Test Facilities at Birmingham'. A number of possibilities are under investigation as potential candidates for future

biofuel options. Natural gas performs well in SI engines, but its performance can be further improved through reforming the fuel by adding hydrogen. The addition of this hydrogen was observed to reduce cycle-to-cycle and cylinder-to-cylinder variations. The speed-torque regime currently achievable for homogenous charge compression ignition (HCCI) can be extended by the use of hydrogen as a fuel reformer. The fuel economy realized through the enabling of HCCI combustion is considerable. The addition of reformed fuel to standard gasoline was also observed to lead to substantial emissions reductions. One of the key next steps for the fuels of the future is the development of 2<sup>nd</sup> generation biofuels obtained from inedible feedstocks such as cellulosic biomass. A reaction scheme is shown in Fig. 23.

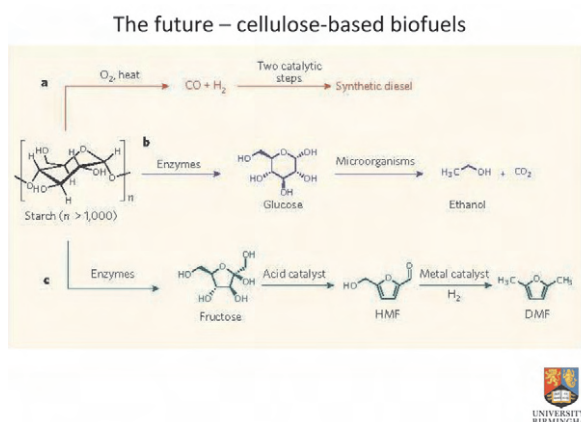


Fig. 23. Simplified reaction scheme for the production of biofuels from cellulosic biomass

One output of these reactions, DMF (2,5 dimethylfuran) is of interest as a fuel for SI engines, particularly GDI engines, due to certain favourable properties. Emissions benefits were observed for CO, HC and NO<sub>x</sub> when running on this fuel type, in comparison to standard gasoline. Particle number emissions remained relatively constant, with a slight shift in the mean particle diameter. Based on these results, DMF would appear to be a promising short- to mid-term solution to concerns over global warming. Research work was conducted on the usage of animal tallow (fat obtained from carcasses) to produce fuel for use in CI engines. This waste product could potentially supply up to 1/70<sup>th</sup> of the United Kingdom's energy needs, as substantial quantities remain unexploited. Combustion of tallow leads to reduced emissions of CO, HC, PM, and SO<sub>2</sub>; emissions of NO<sub>x</sub> increase somewhat. Other research has focused on the emissions benefits which can be realized through mixing gasoline and Diesel. Particle number emissions were found to reduce in proportion to the blend gasoline content. Additionally, blending Diesel into gasoline extends the HCCI operating range, allowing it to occur unproblematically at lower pressures than would otherwise be possible. Research work continues on alternative fuels including dimethylfuran, synthetic bio-derived Fischer-Tropsch fuels, alcohols, hydrogen and

animal fat as potential solutions for reducing emissions of harmful compounds and CO<sub>2</sub>, and increasing the security of supply. Bringing the final session to a close, BOSMAL's Dr Andrzej Szczotka explored the evolution of automotive fuels and fuel test methods in response to emissions and GHG legislation in a presentation of the same title. The energy consumption of the transport sector is significant and is growing year-on-year. At present, the transport sector has near-total reliance on fossil fuels. Based on political factors, interest has been growing in using various sources other than fossil fuels to produce energy carriers such as alternative liquid fuels, gaseous fuels, and even hydrogen and electricity. A large number of factors influence fuel development, ranging from legislative (emissions and GHG regulations); financial (globalization, tax and subsidies); and technical (performance, interactions with engine components, lubricants and aftertreatment systems); all tied to the inescapable fact that fossil fuel resources are finite and essentially non-renewable. Substantial progress has been made in reducing emissions from both SI and CI engines, and this success is due to advances in fuels, as well as engine refinements. Highly ambitious fleet average CO<sub>2</sub> emissions limits planned for introduction in the EU in 2020, together with incremental fines for non-compliance, mean that fuels with lower carbon:hydrogen ratios will be of considerable interest in the next few years. The broad range of fuels and fuel types which now require testing have altered the range of fuel testing activities. Fuel testing is now multi-faceted, with an array of techniques available for accurate, methodologically sound assessment of the relative merits of a given fuel (Fig. 24).

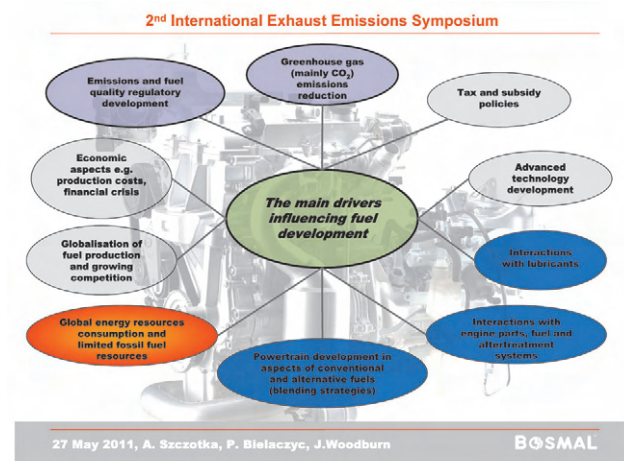


Fig. 24. Aspects of the development testing of vehicular fuels

BOSMAL has over 35 years' experience in testing various fuel types via various methods, including: dynamometer testing (steady state, transient/dynamic), emissions tests on a chassis dynamometer, and vehicle road testing. Growing interest in particulate matter emitted by certain types of engine has led to the introduction of a particle number emissions limit in the EU. This fact is significant, as PN now effectively places PM as the metric for particulate

filter systems. Fuel benchmarking on engine test benches continues to be an important method by which to differentiate between fuels in respect to parameters such as regulated emissions, brake-specific fuel consumption, absolute fuel consumption, torque and power output. The effect of a fuel property such as cetane number, sulphur content, or the effect of a particular additive (such as rapeseed methyl ester bio-diesel) on emissions and fuel consumption can be assessed by testing graduated blends of varying composition on a vehicle on a chassis dynamometer, or engine on a dynamometer, allowing comparison of exhaust emissions, fuel consumption, etc. Biodiesel is associated with some issues, such as injector coking, and tests on clogging and the effectiveness of anti-clogging additives are important tools for overcoming such difficulties. IC engines and fossil fuels will remain the dominant combination for power sources for road transport in the years up to 2030. By that year, highly-refined SI and CI engines will dominate the sector, together with smaller numbers of hybrid and electric powertrains. The continued development of engine fuels, with a greater share of carefully-selected biofuels and other alternative fuels is the right direction to take in the continuing drive for lower pollutant emissions and CO<sub>2</sub> emissions reduction. Thanks to its expertise and ongoing investments, BOSMAL is very well placed to perform high quality research and development in all these areas of the fuel testing and development process.

### Symposium summary

#### **Prof. Jerzy Merkisz (BOSMAL/ Poznan University of Technology, Poland)**

Professor Jerzy Merkisz, the current chairman of BOSMAL's Advisory & Scientific Boards, concluded the symposium by summarizing the key themes which had surfaced in the proceeding presentations and offering his own interpretations and commentary on the 2<sup>nd</sup> International Exhaust Emissions Symposium. Prof. Merkisz mentioned that powertrain development is moving the direction of reduced level of emissions of harmful compounds and CO<sub>2</sub> emissions. The technologies to achieve this goal, namely: measurement systems, testing systems, exhaust gas treatment systems, and fuel were all discussed during the symposium. The local and regional variations of emissions standards and test procedures stand in contrast to the unified character of the automotive markets, and unification and harmonization of emissions regulations is an important goal for the emissions testing community and lawmakers involved in this area.

### Conclusions

The keynote lectures and presentations summarised above gave an excellent account of the current situation within the automotive, fuel and lubricant industries; as well as indications of trends for the near future. On-going trends towards cleaner vehicles require accurate quantification of ever-decreasing concentrations of regulated pollutants. This

trend, together with legal measures to reduce fuel consumption and general pressure to develop alternative powertrain concepts, are profoundly affecting the way in which vehicles are tested, as well as the facilities and equipment used in the testing process. Similarly, the introduction of the particle number counting requirement for type-approval and conformity of production procedures introduces both a new class of equipment and a new metric to Diesel testing procedures and Diesel test setups, soon to be applicable also to GDI engines.

CO<sub>2</sub> emissions reduction is a challenge for the industry, driven by political, economic and technical factors. Ambitious mid- and long-term fleet average CO<sub>2</sub> emissions targets represent multiple difficulties for vehicle manufacturers, requiring considerable R&D investment. Simultaneously, emissions regulation is becoming more stringent, with new pollutant compounds to analyse and test for: particle number (to become more important than PM mass), with NO, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub> and specific organic compounds as potential candidates for EU legislation.

Despite these two existential threats, IC engines appear highly likely to remain the most important power source for land transport, and development of these engines requires sophisticated test methods and very well-equipped laboratories, in order to meet these twin challenges. The design process must reflect the fact that an engine is no longer simply a collection of moving metallic components – fuels, lubricants and aftertreatment systems must be borne in mind during the engine design, development and testing processes. Promising new technologies and new, more cost-effective metal combinations (currently under investigation) will ensure that catalytic aftertreatment systems remain very important for the reduction of emissions. Similarly, biofuels and advanced lubricants will also be vital tools in our campaign to reduce harmful emissions, GHG emissions, and increase the security and sustainability of the transportation energy supply.

The social programme organized as an integral part of the conference was thoroughly enjoyed by all who attended, echoing similar scenes from the previous year. Based on the quality of the presentations, the standing of the presenters, the excellent standard of the high-powered keynote lectures, and the positive feedback from attendees, BOSMAL's exhaust emissions symposia look set to become a steady feature of the automotive testing community's calendar.

The proceedings from the 2<sup>nd</sup> International Exhaust Emissions Symposium have been archived on a CD entitled '*Current and Future Trends in Automotive Emissions, Fuels, Lubricants and Test Methods*', ISBN: 978-83-931383-1-9. As with the previous year's event, a DVD containing video reportage of the event accompanies the proceedings CDROM.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

## Analiza trendów rozwojowych dotyczących ograniczania emisji związków szkodliwych spalin, paliw i olejów oraz metod badawczych emisji

### Streszczenie

Po sukcesie pierwszego międzynarodowego sympozjum dotyczącego problemów ograniczania emisji związków szkodliwych spalin ze źródeł motoryzacyjnych, które odbyło się w 2010 r. [1, 2], zorganizowano drugie międzynarodowe sympozjum dotyczącego ograniczania emisji gazów spalinowych – *2<sup>nd</sup> International Exhaust Emissions Symposium*, które odbyło się w dniach 26-27 maja 2011 r. w Bielsku-Białej. Organizatorem i gospodarzem sympozjum był Instytut Badań i Rozwoju BOSMAL Sp. z o.o. w Bielsku-Białej. W sympozjum uczestniczyli przedstawiciele 34 firm z przemysłu motoryzacyjnego i paliwowego oraz instytutów badawczych i uczelni technicznych z 12 krajów trzech kontynentów. Podczas sympozjum były zaprezentowane przez znanych ekspertów silnikowych prof. Giovanniego Cipollę (*IARE – General Motors Powertrain/Politecnico Torino*), Włochy i dra Rainera Gottharda z AVL, Austria dwa referaty programowe oraz 16 prezentacji przedstawionych przez specjalnie zaproszonych specjalistów z przemysłowych centrów badawczych i środowisk akademickich. Wygłosili oni referaty w czterech sesjach plenarnych dotyczących następujących zagadnień: przepisy prawne i metody badawcze emisji szkodliwych składników spalin silnikowych, rozwój metod pomiaru emisji cząstek stałych (PM) i tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ), rozwój technologii systemów katalitycznego oczyszczania spalin silników o zapłonie samoczynnym i iskrowym, trendy rozwojowe paliw i olejów silnikowych (autorzy i tytuły referatów są przedstawione w załączonym programie).

Podczas II Międzynarodowego Sympozjum Emisji Spalin eksperci z przemysłu motoryzacyjnego, przedstawiciele producentów silników spalinowych, a także ich dostawcy, specjaliści z przemysłu paliwowego, przedstawiciele instytutów naukowo-badawczych i uczelni technicznych dyskutowali o wszystkich kwestiach związanych z emisją związków szkodliwych spalin ze źródeł motoryzacyjnych, a także wymieniali spostrzeżenia odnośnie do obecnego stanu prawnego, dotyczącego ograniczania emisji szkodliwych i toksycznych składników spalin, ograniczania zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla ( $\text{CO}_2$ ), aktualnych trendów rozwojowych w przepisach i metodach badawczych związanych z ograniczaniem zanieczyszczeń spalinami z silników spalinowych stosowanych w pojazdach oraz maszynach roboczych. Uczestnicy sympozjum dzielili się wiedzą dotyczącą wielu zagadnień związanych z lotnymi i stałymi składnikami spalin, jak: przepisy prawne obowiązujące w Europie, USA i Japonii, nowe przepisy dotyczące ograniczenia zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla ( $\text{CO}_2$ ), nowe metody pomiaru cząstek stałych (PM) i tlenków azotu  $\text{NO}_x$ , a także amoniaku  $\text{NH}_3$ , metody pomiaru innych związków chemicznych, które potencjalnie znajdują się w nowych przepisach dotyczących ograniczania emisji, rozwój konstrukcji aparatury badawczej do prowadzenia badań i testów emisyjnych, metody obniżania emisji związków szkodliwych, systemy oczysz-

czania spalin i systemy katalityczne, metody symulacji emisji z silnika, rozwój konstrukcji silników spalinowych i hybrydyzacja napędów, rozwój metod badań silników w aspekcie zaostrzania przepisów i limitów dotyczących dopuszczalnej emisji oraz nowych metod badawczych emisji spalin, a także wyposażenia laboratoriów badawczych. Dyskutowano również o kierunkach rozwoju w transporcie kołowym, związanych z ograniczaniem zużycia paliwa oraz obniżaniem emisji związków szkodliwych przez poprawę właściwości paliw używanych w transporcie drogowym pod kątem ich wpływu na poziom emisji, o rozwoju zastosowania paliw alternatywnych płynnych i gazowych (np. LPG i CNG), wzroście zastosowania biopaliw i ich przyszłej roli w produkcji paliw płynnych oraz o nowych rodzajach olejów silnikowych obniżających opory tarcia w silniku.

Ważnym punktem programu tego sympozjum było oficjalne otwarcie w Zakładzie Badań Silników Instytutu BOSMAL pięciu nowych stanowisk hamownianych zaprojektowanych do badań silników przeznaczonych do napędu pojazdów osobowych i ciężarowych oraz silników do zastosowań pozadrogowych. Te bardzo nowoczesne stanowiska badawcze są wyposażone w hamownie silnikowe firmy Horiba (Japonia, Niemcy) i systemy sterowania pomiarami z firmy AVL, Austria typu Puma Open V, i wraz z zainstalowanym wyposażeniem pomiarowo-badawczym są przeznaczone do prowadzenia badań rozwojowych wszystkich typów tłokowych silników spalinowych o mocy maksymalnej do około 500 kW, zasilanych różnymi paliwami (olej napędowy, benzyna, biopaliwa i paliwa alternatywne, CNG, LPG) i ich mieszaninami.

Przedstawione referaty, a także dyskusje, jakie się w ich wyniku rozwinęły, podsumowały obecną sytuację w przemyśle motoryzacyjnym, paliwowym i smarnym, jak również przybliżyły kierunki prac rozwojowych przewidzianych do prowadzenia w najbliższej przyszłości. Najważniejszy kierunek dotyczy produkcji pojazdów samochodowych o coraz niższej szkodliwej emisji, co wymaga również rozwoju metod badawczych dla dokładnego określenia ilościowej koncentracji stale malejącej emisji związków ograniczonych w przepisach. Kierunek ten, razem z ustawowym wymogiem zmniejszenia zużycia paliwa i koniecznością rozwoju alternatywnych źródeł napędu, wpływają znacząco na metody testowania pojazdów oraz na sprzęt badawczo-analityczny wykorzystywany podczas pomiarów. Przykładem jest wprowadzenie wymogu liczenia ilości cząstek stałych (PN) dla badań homologacyjnych pojazdów i potwierdzających poprawność procesu produkcji w przepisach Euro 5+, co wymusiło skonstruowanie nowej aparatury badawczej i nowych metod pomiarowych emisji cząstek stałych z silnika o zapłonie samoczynnym (ZS) i modyfikacji sposobu prowadzenia testów badawczych, które w niedługim czasie znajdują również zastosowanie w badaniach silników o zapłonie iskrowym (ZI), z bezpośrednim wtryskiem paliwa (GDI).

Zmniejszenie globalnej, antropogenicznej emisji CO<sub>2</sub> jest wyzwaniem dla przemysłu, spowodowanym czynnikami politycznymi, ekonomicznymi i technicznymi. Osiągnięcie średnio- i długoterminowych poziomów średniej emisji flotowej CO<sub>2</sub> jest bardzo skomplikowanym i kosztownym procesem dla producentów pojazdów, wymagającym zwiększonego inwestowania w prace badawczo-rozwojowe. Jednocześnie przepisy dotyczące emisji szkodliwych składników spalin stają się coraz bardziej restrykcyjne, wliczając w to nowe związki chemiczne, które będzie należało poddać analizie: liczba cząstek stałych (obecnie ważniejsza niż masa cząstek), tlenki azotu, takie jak : NO, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O, amoniak – NH<sub>3</sub>, specyficzne związki organiczne, które potencjalnie mogą znaleźć się w nowych przepisach (Euro 7, Tier 3, LEV III) dotyczących ograniczania emisji w krajach EU i USA.

Pomimo wyzwań dotyczących konieczności dalszego ograniczania emisji związków szkodliwych i emisji CO<sub>2</sub>, silniki spalinowe prawdopodobnie przez jeszcze wiele dziesięcioleci pozostaną najważniejszym źródłem napędu stosowanym w transporcie drogowym, a ich rozwój będzie wymagał skomplikowanych metod badawczych i bardzo dobrze wyposażonych laboratoriów, by sprostać tym wymaga-

niom. Proces projektowania silnika powinien odzwierciedlać to, iż silnik spalinowy nie jest już zestawem poruszających się części metalowych – układy zasilania paliwem i powietrzem, układy smarowania i oleje smarne, a także systemy oczyszczania spalin są integralną częścią silnika i muszą być projektowane wspólnie oraz razem badane. Obiecujące nowe technologie dotyczące konstrukcji reaktorów katalitycznych i nowych stopów metali szlachetnych, które są obecnie rozwijane, zapewnią systemom katalitycznego oczyszczania spalin znaczące miejsce w zmniejszaniu całkowitej emisji spalin z silnika. Podobnie wzrost znaczenia biopaliw i zaawansowane oleje smarne będą również bardzo wpływały na obniżenie uciążliwej emisji spalin, emisji gazów cieplarnianych (GHG) i zwiększenie bezpieczeństwa energetycznego oraz zrównoważonego użytkowania zapasów paliw przez sektor transportu.

Referaty prezentowane na sympozjum są zawarte w materiałach konferencyjnych zatytułowanych „*Current and Future Trends in Automotive Emissions, Fuels Lubricants and Test Methods*”, ISBN: 978-83-931383-1-9, wydanych przez Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL, załączonych na płycie CD, a relacja filmowa z sympozjum jest przedstawiona na załączonej płycie DVD.

## Bibliography

- [1] Bielaczyc P., Woodburn J.: Global trends in emissions regulation and reduction. *Combustion Engines*, 3/2010 (142), 3-27, 2010.
- [2] Bielaczyc P. (editor) and 13 co-authors. Global trends in emissions regulation and reduction from the perspective of powertrain and fuel development, *Proceedings of the 1<sup>st</sup> International Exhaust Emissions Symposium*, ISBN 978-83-931383-0-2.
- [3] Bielaczyc P., Świątek A., Woodburn J.: A technical discussion of the emission of ammonia from SI vehicles fitted with three-way catalyst. *Combustion Engines*, 1/2011 (144), 63-71, 2011.
- [4] Bielaczyc P., Pajdowski P., Szczotka A., Woodburn J.: Development of vehicle exhaust emission testing methods – BOSMAL's new emission testing laboratory. *Combustion Engines*, 1/2011 (144), 3-12, 2011.

## Abbreviations and definitions

ANN	Artificial neural network
ATS	Aftertreatment system
CADC	Common Artemis Driving Cycle
CI	Compression Ignition
CNG	Compression Natural Gas
GTL	Gas-to-liquid
CO	Carbon monoxide
CFR	Code of Federal Regulation (USA)
CO <sub>2</sub>	Carbon Dioxide

DMF	Dimethylfurane
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DPF	Diesel Particulate Filter
EGR	Exhaust gas recirculation
EPA	Environmental protection agency
EU	European Union
FAME	Fatty-acid methyl ester
GDI	Gasoline Direct Injection
GHG	Greenhouse gas
HC	Hydrocarbons
HCCI	Homogenous charge compression ignition
LNT	Lean NO <sub>x</sub> Trap
NEDC	New European Driving Cycle
NH <sub>3</sub>	Ammonia
NO <sub>x</sub>	Oxides of nitrogen
NTE	Not-to-exceed zone
Pa	Palladium
PGM	Platinum group metals
PM	Particulate matter
PMP	UN-ECE Particulate matter programme
PN	Particle Number
POC	Particulate Oxidation Catalyst
Pt	Platinum
RNC	Reactive nitrogen compounds
SCR	Selective catalytic reduction
SI	Spark ignition
UN-ECE	United Nations Economic Commission for Europe
WLTP	World Light Duty Vehicles Test Procedure

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)



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.



## Wspomnienie

### dr hab. inż. Jerzy Jantos, profesor Politechniki Opolskiej (1957-2011)

Dnia 22 lipca 2011 r. po długiej chorobie zmarł dr hab. inż. Jerzy Jantos, profesor Politechniki Opolskiej, Prorektor ds. Studenckich tej Uczelni. Był niezwykle skromnym i wspaniałym człowiekiem, wybitnym naukowcem znanym w środowisku naukowców i praktyków w kraju i za granicą, zajmujących się problemami silników spalinowych i warunkami ich współpracy z układem przeniesienia napędu.



Profesor Jerzy Jantos (po prostu Jurek) urodził się w 1957 r. w Kujakowicach koło Kluczborka. W roku 1977 podjął naukę w liceum w Kluczborku. Licealną pasję do motoryzacji łączył z grą w piłkę nożną i uczęszczaniem na lekcje muzyki. Był wszechstronnie uzdolniony, a po maturze zdecydował się studiować na kierunku mechanika i budowa maszyn w Wyższej Szkole Inżynierskiej w Opolu, którą ukończył z wyróżnieniem w 1981 r. ze specjalnością samochody i ciągniki. Z Opolem Jurek związał swoją dalszą karierę naukową i zawodową. Jego, jak zawsze podkreślał, pasją była motoryzacja i chcąc rozwijać swoje zainteresowania, bezpośrednio po studiach podjął pracę na uczelni w charakterze asystenta w Zakładzie Samochodów. Problemy zdrowotne jego ojca i obowiązki rodzinne na pewien czas zwolniły tempo jego pracy uczelnianej. Potem zmiana ustawy o szkolnictwie wyższym przesunęła o dwa lata możliwość uzyskania stopnia doktora nauk technicznych. Uzyskał go w 1991 r. na Politechnice Poznańskiej.

Naukowo zajmował się wieloma aspektami współpracy silnika spalinowego z układem przeniesienia napędu, w szczególności układem napędowym składającym się z silnika spalinowego o zapłonie iskrowym i mechanicznej przekładni o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły. Stworzył nowy, własny półempiryczny model samochodowej przekładni ciągłowej o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły. Z tego obszaru wiedzy powstały jego najbardziej liczące się publikacje, które dwukrotnie były publikowane w latach 2002 i 2008 w SAE Transactions, najbardziej liczącym się fachowym czasopiśmie motoryzacyjnym wydawanym w Stanach Zjednoczonych, oraz w International Journal Vehicle Design.

Ciesząc się uznaniem w środowisku międzynarodowym, został zaproszony do wygłoszenia wykładów w centrach badawczych koncernów Porsche AG, Daimler-Chrysler, Bosch i Audi. Wielokrotnie był proszony o konsultacje czy opinie na różne tematy zawsze związane z motoryzacją i współpracą z przemysłem.

Po uzyskaniu stopnia doktora habilitowanego w 2003 r. na Politechnice Śląskiej został awansowany i zatrudniony na stanowisku profesora nadzwyczajnego Politechniki Opolskiej. Jednocześnie, po odejściu na emeryturę wieloletniego kierownika Zakładu Samochodów, prof. Wojciecha Siłki, został jego kierownikiem. Szybko Zakład Samochodów został przekształcony w Katedrę Pojazdów Drogowych i Rolniczych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej.

Opublikował dziesiątki prac naukowych jako autor lub współautor; zgromadził około 136 publikacji, trzy monografie. Był także promotorem czterech doktoratów i recenzentem licznych prac doktorskich, rozpraw i książek naukowych. Był autorem dwóch patentów. Wielokrotnie był powołany przez odpowiedniego ministra do zespołów oceniających projekty badawcze.

Brał czynny udział w największych światowych kongresach motoryzacyjnych SAE w USA, FISITA, EAEC czy AVEC. Aktywnie uczestniczył w wielu konferencjach krajowych, gdzie był powoływany do komitetów naukowych. Był współorganizatorem z ramienia Politechniki Opolskiej oraz Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych III Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych w Opolu w 2009 r., pełniąc funkcję wiceprzewodniczącego kongresu. Z Polskim Towarzystwem Naukowym Silników Spalinowych był związany niemal od samego początku jego powstania, będąc jednym z pierwszych jego członków i darząc je wielką sympatią. Przez ostatnie dwie kadencje pełnił funkcję sekretarza PTNSS. Był również członkiem Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji (PTNM), Polskiego Instytutu Spalania (PIS), Society of Automotive Engineers (SAE) w USA oraz zasiadał w Radzie Naukowej OBR SM – BOSMAL Bielsko-Biała. Również przez dwie kadencje był Prorektorem ds. Studenckich Politechniki Opolskiej.

Był wyjątkowo skrupulatny, uczciwy, pełen zapału, odwagi, dobrze zorganizowany, podejmujący słuszne i mądre decyzje, oddany pracy i swoim pasjom, u szczytu swoich możliwości intelektualnych. Dla wielu pozostanie wzorem do naśladowania.

Mówi się, że nie ma ludzi niezastąpionych, ale prof. Jarzy Jantos był właśnie taką osobą. Pochowany został w swoich rodzinnych Kujakowicach Górnych koło Kluczborka. Pozostawił żonę i 14-letniego syna.

*Jarosław Mamala*

## A Reminiscence/*Wspomnienie* Professor Herbert Heitland (1924-2011)

We are devastated by the fact that on the 17th of June 2011 in Giffhorn, Germany professor Herbert Heitland passed away. He was an outstanding specialist in the field of combustion engines and powertrains. In his professional activity he was devoted to the issues of ecology and energy saving. He was a great fan of innovative technical solutions yet with a humanistic approach and a deep understanding of nature. Professor Heitland was a long-standing friend of Poland and the Polish people. From 1988 he actively participated in the establishment of a scientific collaboration among the scientific centers in Poland and Germany. He was member of Polish Scientific Society of Combustion Engines and his biography, on the occasion of his 80th birthday was published in our magazine *Combustion Enigmes/Silniki Spalinowe* no. 2/2004 (119).



Herbert Heitland was born in 1924 in Ubbedissen near Bielefeld/ Germany. From 1945 to 1952 he studied Mechanical Engineering at the Ingenieurschule Lage/Lippe and the Technische Hochschule Aachen, where after studies he began his scientific career. He had the privilege of working with outstanding scholars at that time. As an assistant to Prof. F.A.F. Schmidt at the Institut für Wärmetechnik und Verbrennungsmotoren in 1957 he was admitted to the Ph.D. degree with a dissertation on flame stabilization in Jet Engines. As a post doctoral fellow he worked in 1960 at the California Institute of Technology on recombination processes in rockets, under Prof S. Penner and at the M.I.T. in Cambridge on injection systems for combustion engines under C.F. Taylor. He returned to the RWTH Aachen where he continued his work on the recombination processes in rockets that he began at Caltech

In Aachen he became a Professor (thermodynamics at increased temperatures) where he gave lectures until 1963. Then he went to India, where he was involved with the creation of the Indian Institute of Technology in Madras under Indian/German collaboration. There he worked as Professor and Head of the Laboratories of Thermodynamics and Combustion (always in intimate connection to the Technical University Aachen, where he lectured on combustion quite regularly).

In 1969 he entered the Volkswagen Company in Wolfsburg as Head of Engine Research. In the first years in Wolfsburg he and his staff were deeply involved in the research on aftertreatment of exhaust gases, long before catalytic converters were fitted in vehicles. Then, together with Prof. Franz Pischinger from RWTH Aachen he worked on the first engine with a stratified charge (with direct gasoline injection into a prechamber). This work led to a successful development of the 'Volkswagen Pre-chamber Diesel Engines that

Dnia 17 czerwca 2011 r. zmarł w Giffhorn (Niemcy) profesor Herbert Heitland, wybitny specjalista z dziedziny silników spalinowych i napędu pojazdów. W swoich działaniach oddany był zagadnieniom ekologii i oszczędności energii. Był miłośnikiem nowatorskich rozwiązań technicznych w duchu humanizmu i szerokiego rozumienia natury.

Prof. Heitland był wieloletnim i wypróbowanym przyjacielem Polski i Polaków. Od roku 1988 intensywnie włączał się w tworzenie współpracy naukowej i dydaktycznej pomiędzy ośrodkami naukowymi Polski i Niemiec. Był

członkiem Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, a Jego biogram z okazji obchodów 80-lecia urodzin ukazał się w kwartalniku *Silniki Spalinowe* nr 2/2004 (119).

Profesor Herbert Heitland urodził się 2 lipca 1924 r. w Ubbedissen koło Bielefeld (Niemcy). Od roku 1945 do 1952 studiował mechanikę w Szkole Inżynierskiej w Lage/Lippe i w Wyższej Szkole Technicznej w Aachen, gdzie po studiach podjął pracę naukową. Miał szczęście współpracować z wybitnymi naukowcami tego okresu. Jako asystent profesora F.A.F. Schmidta w Instytucie Techniki Ciepłej i Silników Spalinowych w 1957 r. otrzymał stopień doktora na podstawie pracy dotyczącej stabilizacji płomienia w silniku raketowym. Następnie w 1960 r. otrzymał stypendium habilitacyjne w California (chyba California) Institute of Technology u prof. S. Pennera, i tam pracował nad procesami rekombinacji w silnikach raketowych, oraz w M.I.T w Cambridge u prof. C. F. Taylora, gdzie pracował nad systemami wtrysku paliwa w silnikach spalinowych. Po pobycie w USA prof. Heitland wrócił do Aachen, gdzie kontynuował pracę nad procesami rekombinacji w raketach, rozpoczętą w firmie Caltech (Pasadena/USA).

W Aachen Herbert Heitland uzyskał profesurę w zakresie termodynamiki wysokich temperatur i tam wykładał do 1963 r. Następnie wyjechał do Indii, gdzie był zaangażowany przy tworzeniu Indyjskiego Instytutu Technicznego (Indian Institute of Technology) w Madras, w ramach niemiecko-indyjskiej umowy o współpracy. Tam pracował jako profesor i kierownik Laboratorium Termodynamiki i Spalania.

W roku 1969 prof. H. Heitland podjął pracę w firmie Volkswagen w Wolfsburgu jako Dyrektor Badań Silnikowych, prowadząc jednocześnie wykłady na Uniwersytecie Technicznym w Aachen. Podczas pierwszych lat w Wol-

today are replaced by the open chamber direct injection Diesel Engines.

From 1978 to 1980 he worked for Volkswagen - Brasil in order to develop an alcohol-fueled vehicle for the Brazilian market. Finally, more than 2 Million of VW alcohol vehicles where sold. He returned to Wolfsburg and was responsible for the development of future cars such as electrical and hybrid vehicles. Then he was the VW-representative at the Joint Research Committee of European Carbuilders (J.R.C).

After retirement from 1984 to 1989 he served as President of the European Council for Testing of Fuels and Lubricants (C.E.C), consultant of the Kernforschungsanlage (KFA) Jülich, the Institut für Bauphysik of the Fraunhofer-Gesellschaft in Stuttgart and The Commission of the German Parliament for the Protection of Earth Atmosphere.

In 1988, professor Heitland began collaborating with Polish scientific centers, particularly with Poznań University of Technology, which already in the first years of this collaboration resulted in an intense didactic and scientific exchange. Many joint publications were created at that time as well as two international patents. The parties jointly participated in international conferences (KONES 1988, 1991, 1994, CIMAC 1994, VDI 1993 and 1994). In terms of organization and personnel this collaboration was supported by Institut für Fahrzeugbau from Wolfsburg and professor Grehart Rinne. From 1994 to 1996 the collaboration was an inter-institute collaboration and since 1996 – it has been an official collaboration between universities.

The 24-year Polish-German collaboration co-initiated by professor Heitland resulted in a bilateral exchange of personnel, student internships and international studies, several patents, several major research works, and many publications for international congresses in Germany, Poland, USA, Russia, Bulgaria, India, Thailand and China. The inspiring and active pursuits of professor H. Heitland were highly valued in the Polish and German community of scientists. His charisma, authority, openness to people and their problems as well as his young-heartedness in perceiving the world and his fascination with scientific problems were also deeply



Professor H. Heitland receives a medal for his input in the development of combustion engines, 2005

*Prof. H. Heitland odbiera Medal za Zasługi dla Rozwoju Silników Spalinowych, 2005 r.*

fsburgu był zaangażowany, razem ze swoim zespołem, w prace nad oczyszczaniem spalin, gdy reaktory katalityczne nie mogły jeszcze być zastosowane w silnikach produkcyjnych. Później, wspólnie z prof. Franzem Pischingerem z Aachen, pracował nad rozwojem benzynowego silnika z ładunkiem uwarstwionym i z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory wstępnej. Praca ta doprowadziła do powstania w firmie Volkswagen silnika o zapłonie samoczynnym z komorą wstępną.

W latach 1978-1980 prof. Heitland przebywał w zakładach Volkswagena w Brazylii, gdzie uczestniczył w opracowaniu silnika napędzanego alkoholem. W Brazylii sprzedano ponad 2 miliony takich silników. Po powrocie do Wolfsburga był odpowiedzialny za rozwój nowych konstrukcji pojazdów, m.in. elektrycznych i hybrydowych. Następnie był przedstawicielem firmy Volkswagen w Połączonym Komitecie Badawczym Europejskich Producentów Pojazdów (J.R.C.).

Po przejściu na emeryturę, w latach 1984-1989 pełnił funkcję przewodniczącego Europejskiej Rady Badań Paliw i Środków Smarnych (C.E.C), konsultanta elektrowni jądrowej w Jülich, Instytutu Fizyki Budowlanej Towarzystwa Fraunhofera w Stuttgarcie i Komisji Ochrony Atmosfery Ziemskiej Bundestagu.

Od roku 1988 prof. Heitland podjął współpracę z polskimi ośrodkami naukowymi, głównie z Instytutem Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej, co już w pierwszych latach zaowocowało intensywną wymianą dydaktyczną i naukową; powstało wówczas kilkanaście wspólnych publikacji i 2 patenty międzynarodowe, wspólnie uczestniczono w konferencjach międzynarodowych (KONES 1988, 1991, 1994, CIMAC 1994, VDI 1993 i 1994), prezentując współautorskie referaty. Współpracę tę organizacyjnie i kadrowo wspierał Instytut Budowy Pojazdów (Institut für Fahrzeugbau) z Wolfsburga, a osobiście jego dyrektor prof. Grehart Rinne. Od roku 1994 współpraca nabrała charakteru umowy międzyinstytutowej, a od 1996 r. – międzyuczelnianej.

Współinicjowana przez prof. Heitlanda 24-letnia współpraca polsko-niemiecka zaowocowała liczną dwustronna wymianą osobową, wymianą praktyk studenckich i studiów zagranicznych, kilkoma patentami, kilkoma wspólnymi większymi pracami badawczymi, kilkudziesięcioma publika-



Professor H. Heitland during the PTNSS Congress, Szczyrk 2005

*Prof. H. Heitland w czasie obrad Kongresu PTNSS, Szczyrk 2005 r.*

appreciated. His personal commitment gave grounds to a dynamic scientific and didactic collaboration among Braunschweig/Wolfenbüttel and Poznań University of Technology (1988) – flourishing until today – and, in the 1990s of the last century, the collaboration of Braunschweig/Wolfenbüttel and Gdansk University of Technology, Wrocław University of Technology and other didactic centers.

In recognition of his input in the development of scientific and didactic collaboration professor H. Heitland was awarded with a Medal for the development of Poznań University of Technology and the PTNSS Medal for the input in the development of combustion engines (2005). The collaboration inspired by professor Heitland led him to the nomination for the Award of the Conference of University Chancellors in Poland (CRASP) in 2005.

The passing of professor Herbert Heitland is a huge and painful loss for the European science, for generations of students drawing on his extensive knowledge, expertise and diligence. Professor's death is an irrecoverable loss for his friends from Polish Scientific Society of Combustion Engines. Professor was member of PTNSS nearly from the day it was spawned. He was member of the Scientific Board of our magazine Combustion Engines as well as member of Scientific Boards of many Polish conferences of international range (PTNSS, Kones etc.).



A joint trip to the Kones conference, September 1998; from the left: Dipl.-Ing. K.U. Tanke, Professor H. Heitland, Dr. W. Kozak, Dipl.-Ing. Michael Willmann (back turned), Dr. K. Wisłocki, Professor M. Kowalczyk, Professor G. Rinne

*Wspólna podróż na konferencję Kones, wrzesień 1998 r.; od lewej: Dipl.-Ing. K.U. Tanke, Prof. H. Heitland, dr W. Kozak, Dipl.-Ing. Michael Willmann (odwrócony), dr K. Wisłocki, Prof. M. Kowalczyk, Prof. G. Rinne*

The management of PTNSS, on behalf of all its members, wish to extend their deepest sorrow for the loss of an outstanding scholar, professional and a great man, a friend of Poland and the Polish People.

*Management PTNSS  
Combustion Engines  
Editorial and Scientific Board*



Professor H. Heitland with professor Gerhard Rinne preparing for the presentation of a paper, Bukowina, September 1999

*Prof. H. Heitland razem z prof. Gerhardem Rinne przygotowują referat, Bukowina, wrzesień 1999 r.*

Jego charyzmę, autorytet, otwartość na ludzi i ich problemy, a nade wszystko Jego młodzieńczość w postrzeganiu otoczenia i fascynację problemami naukowymi. Jego osobiste zaangażowanie umożliwiło nawiązanie dynamicznej współpracy naukowej i dydaktycznej pomiędzy Wyższą Szkołą Techniczną Braunschweig/Wolfenbüttel a Politechniką Poznańską już w 1988 r., która rozwija się do dzisiaj, a w latach dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku także z Politechniką Gdańską, Politechniką Wrocławską i innymi ośrodkami.

W uznaniu zasług dla rozwoju współpracy naukowej i dydaktycznej prof. H. Heitland został wyróżniony Medalem Za Zasługi dla Rozwoju Politechniki Poznańskiej oraz Medalem Za Zasługi dla Rozwoju Silników Spalinowych Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych (2005 r.). Inspirowana przez Niego współpraca była nominowana do nagrody Konferencji Rektorów Szkół Wyższych w Polsce (CRASP) w 2005 r.

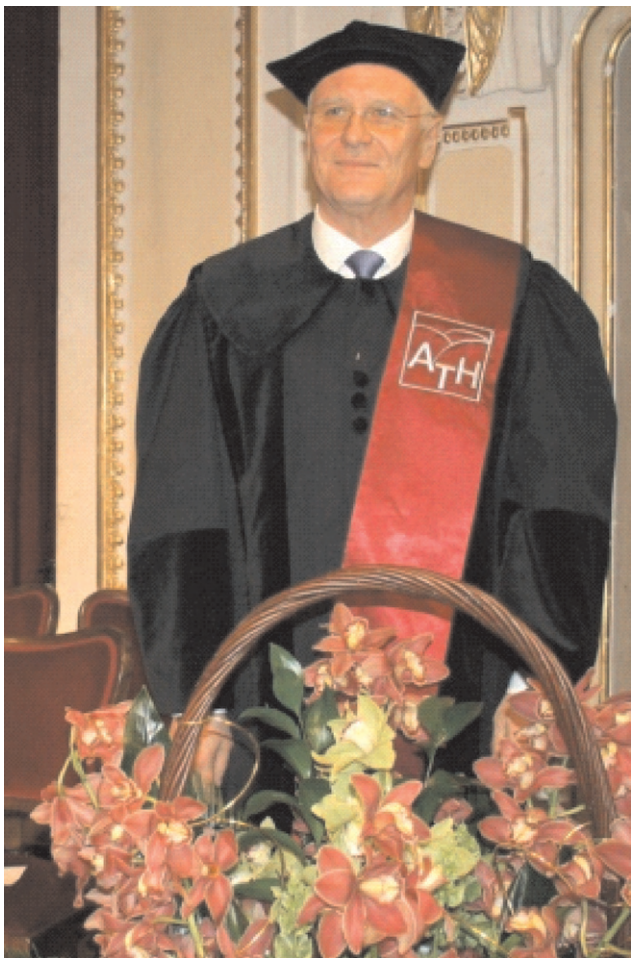
Śmierć profesora Herberta Heitlanda jest ogromną, bolesną stratą dla europejskiej nauki silnikowej, dla wielu pokoleń studentów szeroko korzystających z Jego rozległej wiedzy, doświadczenia, docieklivości i pracowitości. Jest nieodżałowaną stratą dla Jego przyjaciół z Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, którego był członkiem prawie od początku jego powstania, członkiem Rady Naukowej kwartalnika Silniki Spalinowe i członkiem rad naukowych wielu polskich konferencji o randze międzynarodowej (m.in. Kongresy PTNSS, Kones i in.).

Zarząd PTNSS w imieniu wszystkich członków wyraża głęboki żal z powodu odejścia wybitnego naukowca i fachowca, wspaniałego człowieka, przyjaciela Polski i Polaków.

*Zarząd PTNSS  
Redakcja i Rada Naukowa  
Kwartalnika Silniki Spalinowe*

## Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz Doktorem Honoris Causa Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej

Środowisko naukowe związane z silnikami spalinowymi miało zaszczyt przeżywania uroczystości nadania tytułu i godności Doktora Honoris Causa Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej prof. dr hab. inż. Jerzemu Merkiszowi – Prezesowi Zarządu Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, Redaktorowi Naczelnemu czasopisma *Combustion Engines – Silniki Spalinowe*, Dyrektorowi Instytutu Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej.



Fot. 1. Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – doktor honoris causa

To najwyższe wyróżnienie nadawane osobom szczególnie zasłużonym w działalności naukowej zostało przyznane Profesorowi Merkiszowi Uchwałą Senatu Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej, podjętą na posiedzeniu 10 maja 2011 r. Promotorem i autorem laudacji był prof. dr hab. inż. Kazimierz Romaniszyn, a recenzentami prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk z Politechniki Warszawskiej i prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny z Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni. Uchwały wspierające nada-

nie tego tytułu podjęły senaty Politechniki Warszawskiej, Akademii Marynarki Wojennej, Politechniki Lubelskiej i Politechniki Świątokrzyskiej.

Uroczystość nadania Profesorowi Merkiszowi tytułu i godności doktora h.c. ATH odbyła się 30 maja 2011 r. w pięknej sali Teatru Polskiego w Bielsku-Białej. Na uroczystość przybyły władze ATH na czele z Jego Magnificencją Rektorem prof. dr hab. inż. Ryszardem Barcikiem, który powitał zebranych, a szczególnie „bohatera” uroczystości i licznie przybyłych gości, spośród których wyróżniali się rektorzy wielu uczelni.



Fot. 2. Uroczystość uświetnili swą obecnością liczni goście

Profesor dr hab. inż. Kazimierz Romaniszyn wygłosił laudację promotorską, w której powiedział m.in., że prof. Jerzy Merkisz jest badaczem i inżynierem, zajmującym się problematyką konstrukcji i eksploatacji silników spalinowych, zwłaszcza w aspekcie ich oddziaływania na środowisko naturalne, tj. problemami spalania i toksyczności jego produktów, wpływem stanu silnika na emisję związków szkodliwych, jakością paliw, zużyciem oleju w silniku, a także szerzej pojmowaną ekologią transportu, systemami diagnostyki pokładowej, rejestracji kolizji oraz tzw. inteligentnymi systemami transportowymi. Opracował i rozwija oryginalną koncepcję i metodykę badań emisji związków szkodliwych przez pojazdy i inne środki transportu napędzane silnikami tłokowymi i przepływowymi w rzeczywistych warunkach ich eksploatacji, przy wykorzystaniu pokładowych systemów pomiarowych. Inspiracją do podejmowania nowych tematów badań są dla prof. Jerzego Merkisz a rzeczywiste, wynikające z praktyki, problemy techniczne, które z powodzeniem rozwiązuje. Jako profesor nauk technicznych, a więc stosowanych, jest czynnym inżynierem, twórcą oryginalnych wdrożonych rozwiązań. Wśród wielu zrealizowanych projektów odnotować można m. in.:

- zainicjowanie, autorstwo i koordynację koncepcji oraz metodyki badań dotyczących emisji związków szkodliwych

- spaliny w rzeczywistych warunkach eksploatacji wszelkich środków transportu, w których zastosowano silniki spalinowe, przy wykorzystaniu pokładowej aparatury pomiarowej mierzącej te emisje, tzw. *system on-board*,
- autorstwo wielu zmian konstrukcyjnych w silnikach, prowadzących do obniżenia zużycia oleju smarnego,
- wdrożenie systemu OBD (*on-board diagnostics*) w Polsce oraz zwiększenie efektywności europejskiego systemu EOBD przez zbliżenie go do amerykańskiej normy OBD II,
- kierowanie zespołem opracowującym konstrukcję niskoemisyjnego i energooszczędnego autobusu miejskiego z szeregowym napędem hybrydowym wspólnie z firmą Solaris Bus & Coach. Za to opracowanie zespół został laureatem konkursu Marszałka Województwa Wielkopolskiego 2011 r. „i-Wielkopolska – Innowacyjni dla Wielkopolski”.

Rezultatem opracowanych rozwiązań stosowanych jest autorstwo lub współautorstwo ośmiu patentów. Świadczy to dobitnie, jak podkreślił promotor, że w swojej działalności badawczej prof. Jerzy Merkisz przywiązuje dużą wagę do utylitarne aspektu tej działalności, hołdując przy tym zasadzie, iż w naukach stosowanych pomyslna aplikacja wyników badań powinna być ostateczną weryfikacją ich wartości.

Profesor dr hab. inż. Jerzy Merkisz jest osobą integrującą środowisko naukowe związane z konstrukcją i badaniami spalinowych zespołów napędowych. Jest założycielem i prezesem zarządu Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, członkiem–założycielem Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji oraz członkiem licznych towarzystw naukowych. Jest także członkiem Akademii Transportu Ukrainy (honorowy profesor) oraz amerykańskiego towarzystwa SAE (*Society of Automotive Engineers*) i EARPA (*European Automotive Research Partners Association*). Pełni wiele funkcji organizacyjnych związanych z nauką. Jest przewodniczącym Rady Nadzorczej i Przewodniczącym Rady Naukowej Instytutu Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL w Bielsku-Białej, przewodniczącym Rady Naukowej Instytutu Transportu Samochodowego w Warszawie, członkiem Rady Naukowej w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu. Przez wiele lat był członkiem rad naukowych w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji i Centralnym Laboratorium Naftowym w Warszawie. Rozliczne funkcje, które pełnił i sprawuje nadal to wynik zaufania i szacunku, jakim Profesora darzy środowisko ludzi nauki i przemysłu, związane nie tylko z silnikami spalinowymi, ale ogólnie z motoryzacją.

Dorobek naukowy prof. dr. hab. inż. Jerzego Merkisa jest imponujący. Obejmuje m. in. 21 monografii i rozpraw, 20 książek i rozdziałów w tych książkach, 7 podręczników i skryptów akademickich, 50 zagranicznych artykułów naukowych i 292 krajowe. Opracował 19 opinii w postępowaniach o nadanie tytułu naukowego profesora, w tym 6 z powołania Centralnej Komisji ds. Stopni i Tytułów, 24 recenzje habilitacyjne, w tym 8 z powołania CK, 49 recenzji prac doktorskich, 4 opinie dorobku w postępowaniach o objęcie stanowiska

profesora nadzwyczajnego i 4 w postępowaniach o objęcie stanowiska profesora zwyczajnego. Wypromował 27 doktorów (w tym 16 pracowników przemysłu). Jest promotorem w czterech kolejnych pracach doktorskich i sprawuje opiekę nad 17 studentami studiów doktoranckich.

W uznaniu zasług dla nauki i bogatego dorobku prof. Jerzy Merkisz został uhonorowany odznaczeniami państwowymi: Srebrnym Krzyżem Zasługi, Złotym Krzyżem Zasługi, Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Medalem Komisji Edukacji Narodowej.

W zakończeniu laudacji prof. dr hab. inż. Kazimierz Romaniszyn podkreślił, że tytuł i godność doktora honoris causa jest najwyższym wyróżnieniem, jakim społeczność akademicka uczelni może uhonorować wybitnych ludzi nauki lub inne osobistości za ich zasługi dla rozwoju nauki, a także za wkład we współpracę z uczelnią i środowiskiem akademickim. Korzystając z tego przywileju, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej postanowiła nadać zaszczytny tytuł i godność prof. dr. hab. inż. Jerzemu Merkiszowi – autorytetowi naukowemu w swojej specjalności, wybitnej osobowości i wieloletniemu przyjacielowi Akademii, a zwłaszcza jej Wydziału Budowy Maszyn i Informatyki. Jednocześnie poprosił prof. Jerzego Merkisa o przyjęcie tego tytułu.

Zasługi prof. Jerzego Merkisa dla polskiej nauki podkreślono w opiniach recenzentów. Prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk z Politechniki Warszawskiej w swej opinii zaznaczył, że prof. Jerzy Merkisz jest naukowcem dobrze znanym w kraju, o ugruntowanym autorytecie w dyscyplinach nauki związanych z silnikami spalinowymi. Jego dorobek naukowy, niezwykle bogaty w wymiarze jakościowym i ilościowym, otworzył nowe kierunki badań i był inspiracją dla wielu naukowców. Jest profesorem o olbrzymim dorobku zawodowym i znaczących zasługach dla rozwoju nauki i przemysłu motoryzacyjnego, a Jego wkład w rozwój środowiska naukowego rejonu bielskiego i Akademii Techniczno-Humanistycznej jest znaczący. Uwzględniając dorobek naukowy, recenzent z pełnym przekonaniem rekomendował Senatowi Politechniki Warszawskiej poparcie wniosku Senatu Akademii Techniczno-Humanistycznej o nadanie prof. Jerzemu Merkiszowi tytułu doktora honoris causa tej Uczelni.

W podobnym tonie wypowiedział się prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny z Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni. Stwierdził on m.in., że dorobek prof. Jerzego Merkisa jest wybitny i ma zasięg międzynarodowy, a kandydat jest postacią wyjątkową. Z racji swych dokonań naukowych jest niekwestionowanym autorytetem w dziedzinie silników spalinowych. W jego opinii niewielu polskich uczonych zdobyło taką pozycję i takie uznanie. Nadanie prof. Jerzemu Merkiszowi najwyższej godności akademickiej – doktora honoris causa jest pod każdym względem uzasadnione. W zakończeniu opinii rekomendował Senatowi Akademii Marynarki Wojennej pełne poparcie wniosku.

Po odczytaniu recenzji nastąpiło odczytanie dyplomu Doktora Honoris Causa, a następnie jego wręczenie. Po tym szczególnym akcie Chór Akademii Techniczno-Humani-



Fot. 3. Rektor Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej prof. ATH dr hab. inż. Ryszard Barcik odczytuje uchwałę Senatu ATH w sprawie nadania tytułu i godności Doktora Honoris Causa Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku Białej prof. dr. hab. inż. Jerzemu Merkiszowi



Fot. 4. Na scenie Teatru Polskiego Rektor Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej, prof. ATH dr hab. inż. Ryszard Barcik wręcza dyplom doktora honoris causa prof. J. Merkiszowi

stycznej odśpiewał pieśń „Gaude Mater Polonia” i uświetnił uroczystość swoim krótkim koncertem. Potem głos zabierali licznie przybyli goście, gratulując nowo powołanemu Doktorowi Honoris Causa nadania tego zaszczytnego tytułu.

Odczytano również nadesłane listy gratulacyjne od osób, które z różnych względów nie mogły przybyć na uroczystość. List taki nadesłała m. in. Minister Nauki i Szkolnictwa Wyższego prof. dr hab. Barbara Kudrycka.

Profesor Jerzy Merkisz w pełnych wzruszenia słowach podziękował Rektorowi, Senatowi, Radzie Wydziału i wszystkim, którzy przybyli na uroczystość za okazane mu uznanie i serdeczności. Podkreślił, że czuje się szczęśliwym człowiekiem, który na swej drodze życiowej spotkał tak wielu wybitnych i życzliwych osób. Dodał, że jego sukces naukowy jest wynikiem kontaktów i twórczej współpracy z tymi właśnie osobami, za co jest im szczególnie wdzięczny.

Następnie nowo mianowany doktor wygłosił wykład pt. *Emisja spalin silnikowych a ekologiczność środków transportu*. W wykładzie tym odniósł się do polityki ograniczania emisji szkodliwych substancji przez silniki samochodów osobowych oraz badań poziomu emisji. Omówił metody badań na hamowni silnikowej oraz w rzeczywistych warunkach ruchu. Ten ostatni aspekt przedstawił na przykładzie samochodów osobowych, ciężarowych i autobusów, pojazdów pozadrogowych, w tym ciągników i kombajnów rolniczych, spycharek i koparek, kombajnów leśnych, pojazdów szynowo-drogowych i bojowych oraz statków powietrznych. Istotną częścią wykładu była prezentacja wyników badań zespołu kierowanego przez prof.

Jerzego Merkisz, które zakończyły się skonstruowaniem przez firmę Solaris Bus & Coach autobusu z szeregowym napędem hybrydowym.



Fot. 6. Zakładanie szarfy Doktora h. c.

Rada Programowa, Zespół Redakcyjny i współpracownicy czasopisma *Combustion Engines* z ogromną radością przyjęli informację o nadaniu prof. dr. hab. inż. Jerzemu Merkiszowi tytułu i godności doktora honoris causa ATH w Bielsku-Białej. Czujemy się zaszczytzeni, mogąc zaliczać się do grona współpracowników wybitnego naukowca, a jednocześnie niezwykle życzliwego człowieka. Gratulujemy Profesorowi Merkiszowi nadania tego tytułu.

Rada Programowa  
czasopisma *Combustion Engines*  
(*Silniki Spalinowe*)

## Podsumowanie IV Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych Radom 16-17 czerwca 2011

Poprzednie kongresy odbyły się w Szczyrku, Krakowie i Opolu, a obecny w Radomiu. Gospodarzem była Politech-

nika Radomska (fot. 1). Na Kongres zgłosiła się rekordowa liczba uczestników – ponad 200 osób.



Fot. 1. Obrady odbywały się w auli głównej Politechniki Radomskiej

Kongres przebiegał pod hasłem: najnowsze trendy rozwoju silników spalinowych. Jego tematyka obejmowała m.in.: systemy wtrysku paliwa i tworzenia mieszaniny palnej, procesy spalania w silnikach ZI i ZS, sterowanie procesem spalania w silnikach, obciążenia cieplne silników i wykorzystanie ciepła, paliwa alternatywne, pomiary i kontrola emisji, alternatywne źródła napędów, osprzęt silników, badania, diagnostyka, trwałość i niezawodność silników, modelowanie i optymalizacja procesów w silnikach oraz światowe tendencje w technologii i produkcji silników spalinowych.

W IV Kongresie PTNSS udział wzięli przedstawiciele środowisk akademickich, jednostek i instytutów badawczo-rozwojowych, przedsiębiorstw produkcyjnych oraz firm handlowych i usługowych związanych z branżą silników spalinowych.

Kongres zgromadził także wielu uczestników z zagranicy, między innymi z: Austrii, Finlandii, Niemiec, Włoch, Wlk. Brytanii i USA.

Honorowy patronat nad Kongresem PTNSS w 2011 r. objął wicepremier RP, minister gospodarki – Waldemar Pawlak. Członkami Komitetu Honorowego Kongresu zostali wybitni przedstawiciele nauki i przemysłu z kraju i zagranicy oraz przedstawiciele samorządu terytorialnego.

Nad jakością Kongresu czuwali uznani naukowcy i specjaliści z dziedziny motoryzacji z kraju i zagranicy zgromadzeni w Komitecie Naukowym (liczącym 62 osoby) oraz Komitecie Przemysłowym (liczącym 27 osób).

Głównymi sponsorami Kongresu były firmy FIAT AUTOPOLAND oraz SOLARIS Bus&Coach SA.

Ceremonii otwarcia dokonał profesor **Jerzy Merkisz** – Prezes Zarządu PTNSS (fot. 2). Profesor Merkisz powitał serdecznie zebranych i wyraził zadowolenie z tak licznej przybycia i uczestnictwa w Kongresie. Wyrzucił też przekonanie, że Kongres będzie nie tylko okazją do podsumowania najnowszych badań w obszarze techniki samochodowej, lecz również okazją do dalszej integracji środowiska naukowo-technicznego. Podziękował władzom Politechniki Radomskiej za zaangażowanie się w przygotowanie Kongresu.

Życzył uczestnikom owocnych obrad i osobistych satysfakcji z pobytu w Radomiu.

Uczestników powitali również w swoich wystąpieniach rektor Politechniki Radomskiej prof. zw. dr hab. inż. Mirosław Luft oraz dziekan Wydziału Mechanicznego dr hab. inż. Tomasz Budzynowski, prof. nadzw. Prof. Józef Nita podziękował prof. Jerzemu Merkiszowi i wszystkim członkom Zarządu PTNSS za zaufanie, jakim obdarzyli Politechnikę Radomską, przyznając jej zaszczyt zorganizowania IV edycji Kongresu.



Fot. 2. Ceremonii otwarcia dokonał profesor Jerzy Merkisz (przy stole prezydialnym od lewej: prof. Józef Nita – wiceprzewodniczący Komitetu Organizacyjnego, prof. Mirosław Luft – rektor Politechniki Radomskiej, prof. Tomasz Budzynowski – dziekan Wydziału Mechanicznego Politechniki Radomskiej)



Fot. 3. Referat inauguracyjny wygłosił prof. Michael Walsch z International Council on Clean Transportation w USA

Obrady zainaugurował **Michael Walsch** z International Council on Clean Transportation w USA referatem pt. *Global trends in motor vehicle pollution control: A 2011 update* (fot. 3). Prof. Walsch przedstawił normy emisji spalin na następne lata oraz techniczne sposoby ich osiągnięcia w motoryzacji. Podkreślił duże osiągnięcia w tej dziedzinie, ale również ogromne wyzwania w przyszłości.

Dwudniowy program Kongresu obejmował 3 sesje plenarne, na których zaprezentowano 7 referatów. Prof. Dieter Peitsch (fot. 4) z Technical University of Berlin (Niemcy) w swoim wystąpieniu pt. *Propelling the future – the meaning of ACARE vision 2050 for the future development of propulsion*

*systems for aircraft* mówił o planach na następne dekady dotyczących ograniczenia emisji spalin i hałasu, powodowanych przez ruch lotniczy. Jest to szczególnie istotne w warunkach wzrostu popularności tego środka transportu.



Fot. 4. Prof. Dieter Peitsch z Technical University of Berlin

Referat pt. *Challenges and solutions for modern gasoline engine applications*, którego autorami są Hubert Friedl (fot. 5), Günter Fraidl i Paul Kapus z AVL List GmbH (Austria), koncentrował się na najnowszych rozwiązaniach technicznych w samochodach z silnikami benzynowymi, w celu spełnienia limitów narzuconych przez normę EURO 6. Firma AVL zaprezentowała również swoje najnowsze rozwiązania dla samochodów o napędzie elektrycznym (Range Extender).



Fot. 5. Dr Hubert Friedl z AVL List GmbH (Austria)

Christof Tiemann (fot. 6) z FEV Motorentechnik (Niemcy) wygłosił referat pt. *Trends developments in combustion engine's design and mechanics*, w którym skupił się nad dwiema metodami ograniczenia zużycia paliwa oraz emisji spalin: redukcją tarcia w łożyskach silnika (Roller Bearing Crank Drive) oraz wprowadzeniem zmiennego stopnia sprężania (Variable Compression Ratio – VCR).



Fot. 6. Christof Tiemann z FEV Motorentechnik (Niemcy)

Firma HJS Emission Technology GmbH & Co KG (Niemcy) specjalizuje się w technologiach ograniczających emisję spalin w samochodach. Dr inż. Herman Weltens (fot. 7) z HJS wygłosił referat pt. *Exhaust emission technology for clean diesel vehicles*, w którym prezentował własne systemy redukcji emisji dla autobusów i samochodów ciężarowych. Jest to istotne, ponieważ niektóre kraje Europy wprowadziły już w wielkich miastach strefy niskiej emisji w trosce o jakość powietrza.



Fot. 7. Dr Herman Weltens z HJS Emission Technology GmbH & Co KG (Niemcy)

Dr Stanisław Szwaja (fot. 8) z Politechniki Częstochowskiej zaprezentował zespół napędowy złożony z silnika spalającego biogaz i turbiny parowej w referacie pt. *The IC engine energetically combined with the steam micro-turbine*.



Fot. 8. Dr Stanisław Szwaja z Politechniki Częstochowskiej

Dr Marek Sutkowski (fot. 9) z firmy Wärtsilä (Finlandia) w referacie pt. *WÄRTSILÄ 18V50SG – the world's biggest fourstroke spark-ignited gas engine* przedstawił silnik gazowy o nominalnej mocy 19 MW zasilany mieszkanką ubogą, będący odpowiedzią na zapotrzebowanie rynku zdecentralizowanej energetyki.



Fot. 9. Dr Marek Sutkowski z firmy Wärtsilä (Finlandia)

Podczas czterech sesji technicznych wygłoszono 16 referatów.

Sesje techniczne w pierwszym dniu poprowadzili:

- pierwsza sesja: prof. Dieter Peitsch wraz z prof. Markiem Brzeżańskim (fot.10),
- druga sesja: dr Hubert Friedl z prof. Sławomirem Luftem (fot. 11).



Fot. 10. Od lewej: prof. Marek Brzeżański i prof. Dieter Peitsch



Fot. 11. Dr Hubert Friedl i prof. Sławomir Luft

Sesje techniczne w drugim dniu poprowadzili:

- trzecia sesja: dr Herman Weltens z prof. Andrzejem Kowalewiczem (fot. 12),
- czwarta sesja: prof. Andrzej Niewczas z prof. Wincentym Lotko (fot. 13).



Fot. 12. Prof. Andrzej Kowalewicz



Fot. 13. Prof. Andrzej Niewczas i prof. Wincenty Lotko

Międzynarodowy zespół naukowców w składzie: Jan Czerwiński (Szwajcaria), Zbigniew Stępień (Polska), Stanisław Oleksiak (Polska), Otto Andersen (Norwegia) zaprezentował referat pt. *Combinations of measures for reduction of NOx & nanoparticles of a diesel engine*, w którym przedstawiono wyniki badań nad wpływem stosowania układów EGR (*exhaust gas recirculation*) i SCR (*selective catalytic reduction*) oraz biokomponentów (B100) na emisję NOx i nanocząstek w silnikach diesla średniej mocy. Profesor Jan Czerwiński oraz jego współpracownicy z University of Applied Sciences (Biel-Bienne Szwajcaria): Pierre Comte, Felix Reutimann, Andreas Mayer w artykule pt. *Influence of (hydrous) ethanol blends on (particle) emissions of small 2- & 4-stroke scooters* przedstawili badania emisji cząstek dla klasycznego i nowoczesnego skutera 2-suwowego i typowego skutera 4-suwowego zasilanych paliwami o różnym udziale etanolu. Ciekawy artykuł zatytułowany *Integrated cylinder pressure measurement for gas engine control* przedstawił dyrektor firmy IMES GmbH z Niemiec Stefan Neumann. Zaprezentował w nim możliwości wykorzystania informacji pochodzącej z czujnika ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego oraz jej adaptację do sterowania pracą silnika. Do tej pory ograniczeniem zastosowania takich układów jest wysoka cena czujników oraz konieczność stosowania bardzo wydajnych procesorów. Słowację reprezentował Emil Toporcer, który zaprezentował dwa referaty. Pierwszy z nich pt. *Flow modeling in an intercooler* przedstawia wyniki badań symulacji numerycznych przepływu powietrza doładowania i chłodzącego w chłodnicy powietrza doładowanego. Celem symulacji było zbadanie możliwości wykorzystania niskich temperatur powietrza doładowania do lepszego wykorzystania energii oraz zmniejszenia ekologicznego obciążenia środowiska. Drugi artykuł opracowany pod kierunkiem prof. Vladimira Hlavny zatytułowany *Hydrodynamics of the injection equipment* opisuje model matematyczny i zachowanie układu wtryskowego silnika wysokoprężnego.

Najnowsze badania przedstawili również polscy naukowcy. Przedstawiciele Politechniki Poznańskiej: Krzysztof Wisłocki, Ireneusz Pielecha, Jakub Czajka, Dmytro Maslenikov w referacie pt. *The control of the course of combustion in a DI SI engine through matching of the multiple injection strategy* przedstawili wyniki badania zależności podstawo-

wych wskaźników energetycznych procesu silnikowego od strategii sterowania bezpośrednim wtryskiem wieloczęściowym. Naukowcy z Politechniki Warszawskiej: Tomasz Leżański, Janusz Sęczyk, Piotr Wolański w referacie pt. *Effects of application of new combustion system in a commercial spark ignition engine* dowodzą, że zastosowanie systemu z półotwartą komorą spalania może spowodować: skrócenie czasu spalania w komorze spalania, zwiększenie ciśnienia maksymalnego cyklu oraz zwiększenie sprawności spalania. Liczną grupę stanowili naukowcy z Politechniki Lubelskiej. W artykule pt. *Development trends of heavy duty Diesels used in commercial vehicles with regard to the future emissions regulations and fuel economy* Dariusz Piernikarski podsumował aktualne tendencje związane z rozwojem obecnych i przyszłych układów napędowych oraz silników spalinowych wykorzystywanych w pojazdach użytkowych. Jacek Hunicz w referacie pt. *A study of charge exchange in a residual effected HCCI gasoline engine* przedstawił wyniki analizy procesu wymiany ładunku w benzynowym silniku HCCI (*homogeneous charge compression ignition*), działającym z ujemnym współotwarciem zaworów. W artykule pt. *Research on the mixture formation process in a radial engine* Konrad Pietrykowski podjął jeden z głównych problemów silników gwiazdowych, jakim jest nierównomierność pracy poszczególnych cylindrów. Zespół naukowców w składzie: Mirosław Wendeker, Konrad Pietrykowski, Łukasz Grabowski, Michał Rola, Rafał Sochaczewski, Grzegorz Barański przedstawił wyniki badań modelowych procesu napełniania silnika zasilanego gazem propan-butan w referacie pt. *Model of the air-gas mixture formation in SI engines*. Naukowcy z Politechniki Opolskiej: Andrzej Bieniek, Jarosław Mamala, Mariusz Graba w artykule pt. *Analysis of combustion process at multiphase injection at nonroad diesel engine* przedstawili prototypowy system wtrysku wielofazowego silnika pojazdu non-road. Gospodarze (Politechnika Radomska) zaprezentowali referat pt. *Comparison of performance and emissions of turbocharged CI engine fuelled either with diesel fuel or CNG and diesel fuel*, w którym autorzy: Andrzej Kowalewicz i Ryszard Wołoszyn omówili ciekawy projekt adaptacji doładowanego silnika wysokoprężnego, produkowanego przez polską firmę Andoria, do zasilania dwupaliwowego sprężonym gazem ziemnym z wykorzystaniem dawki oleju napędowego do inicjacji zapłonu.

Pozostałe 150 referatów zaprezentowano podczas dwóch sesji posterowych (fot. 14). Komisja wybrała wyróżniające się postery. Za najlepsze uznano poster pt. *An analysis of efficiency and exhaust emission of the gasoline spray-guided engine* naukowców z Politechniki Lubelskiej: Jacka Hunicza, Andrzeja Niewczas, Pawła Kordosa i Michała Gęcy (w I sesji posterowej) oraz poster pt. *Vibro-acoustic failure recognition on combustion engines at the end of assembly lines* Łukasza Janczewskiego z Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej (w II sesji posterowej). Wszystkie referaty zostały zamieszczone na płycie CD stanowiącej integralną część kwartalnika *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* 3/2011 (146), a wyróżnione przez Komitet Naukowy artykuły wydrukowano w tym kwartalniku.



Fot. 14. Sesja posterowa

Kongresowi towarzyszyła wystawa przemysłu motoryzacyjnego, w której wzięły udział firmy polskie i zagraniczne, w tym: FIAT POWERTRAIN TECHNOLOGIES POLAND Sp. z o.o., Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., HJS Emission Technology GmbH & Co, TeLC GmbH, Automex Sp. z o.o., DEWETRON GesmbH, Casp System Sp. z o.o., DAF Trucks Polska Sp. z o.o., Scania Polska S.A., Volvo Polska Sp. z o.o., Ster Sp. z o.o. – radomski przedstawiciel firmy VW, AC Cortes – radomski



Fot. 15. Radomski przedstawiciel firmy Fiat zaprezentował modele: Fiat 500, Doblo, Sedici, Punto Evo, Panda



Fot. 16. W wystawie przemysłowej wzięły udział firmy Scania Polska S.A. oraz DAF Trucks Polska Sp. z o.o., prezentując ciągnik siodłowy Scania R 440, samochód ciężarowy DAF LF i ciągnik siodłowy DAF XF



Fot. 17. Radomscy przedstawiciele firm Mazda i Peugeot wystawili modele 2, 3, 6, CX-7 (Mazda) oraz 508, 3008 (Peugeot)



Fot. 18. Na wystawie przemysłowej radomski przedstawiciel firmy Skoda zaprezentował modele: Fabia, Yeti, Octavia, Superb



Fot. 19. Zespół Szkół Samochodowych zaprezentował wystawę pojazdów historycznych: Fiat 126 Kabriolet, Skoda Octavia, Fiat 125p, motocykl



Fot. 20. Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn zaprezentował posiadane urządzenia badawcze i kontrolno-pomiarowe, m.in.: urządzenie do beztykowego pomiaru prędkości jazdy Correvit, samochód badawczy Opel Astra III, urządzenie diagnostyczne FSA 740 firmy Bosch, urządzenie do napełniania klimatyzacji firmy Bosch wraz z działającym modelem klimatyzacji samochodowej, model kompletnego zawieszenia samochodu osobowego



Fot. 21. FIAT POWERTRAIN TECHNOLOGIES POLAND Sp. z o.o. zaprezentował dwa silniki o pojemnościach 0.9 TwinAir i 1,3 SDS



Fot. 22. Automex Sp. z o.o. – specjalnością firmy jest projektowanie i produkcja układów sterowania hamownicami silnikowymi oraz innych urządzeń związanych z badaniami hamowniczymi silników spalinowych, np. paliwomierzy



Fot. 23. HJS Emission Technology GmbH & Co – firma specjalizująca się w budowie układów oczyszczania spalin. Na wystawie prezentowany był system SCRT, który po zamontowaniu w autobusie spełniającym normę Euro 3 pozwala spełnić normę Euro 5

przedstawiciel firmy Mazda, ROMAR Sp. z o.o. – radomski przedstawiciel firmy Fiat, AMD Auto Centrum Sp. z o.o. – radomski przedstawiciel firmy Skoda, OPTIMAL Sp. z o.o. – radomski przedstawiciel firmy Citroen, M. i R. Prasek Sp. J. – radomski przedstawiciel firmy Peugeot (fot. 15–26).



Fot. 24. Firma TeLC GmbH jest projektantem i producentem stanowisk testowych, sprzętu pomiarowego, modeli fizycznych i symulatorów na potrzeby edukacyjne. W 1984 r. TeLC przejął kontrolę nad firmą HOGRA, znanym producentem sprzętu edukacyjnego w branży motoryzacyjnej



Fot. 25. Casp System Sp. z o.o. – dostawca rozwiązań i urządzeń automatyki przemysłowej – zaprezentował gamę urządzeń do pomiarów ciśnienia, temperatury, przepływomierzy, czujników dedykowanych oraz urządzeń do wizualizacji procesów szybkozmiennych



Fot. 26. Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o. – specjalizuje się w wykonywaniu prac badawczo-rozwojowych oraz produkcyjnych na zlecenia krajowych i zagranicznych firm, głównie motoryzacyjnych

Podczas drugiego dnia Kongresu w panelu przemysłowym referaty zaprezentowały firmy: Automex Sp. z o.o., Solaris Bus&Coach SA oraz DAF Trucks Polska Sp. z o.o.

W tym czasie zainteresowani uczestnicy mogli odwiedzić laboratoria Instytutu Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Politechniki Radomskiej (fot. 27).

W sesji zamykającej obrady Kongresu prof. Jerzy Merkisz podziękował uczestnikom za aktywny udział w Kongresie oraz wręczył dyplomy z podziękowaniem dla osób, które organizowały Kongres (fot. 28).

Organizatorzy zadbali o godną oprawę kulturalną i rozrywkową Kongresu. W przeddzień jego otwarcia dla zainteresowanych uczestników odbyła się przejażdżka bryczkami po Puszczy Kozienickiej, zakończona ogniskiem. Na otwarciu obrad wystąpił kwartet smyczkowy Radomiensis (fot. 29).

Po pierwszym dniu obrad wieczorem odbył się w Ośrodku Kultury i Sztuki "Rekurs Obywatelska" godzinny koncert Mariusza Kowalskiego pt. „Muzyka Ziemi” (fot. 30).



Fot. 27. Prezentacja laboratoriów w Instytucie Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Politechniki Radomskiej



Fot. 28. Sesja zamykająca obrady i wręczenie dyplomów z podziękowaniami



Fot. 29. Kwartet smyczkowy Radomiensis w trakcie ceremonii otwarcia Kongresu



Fot. 30. Koncert Mariusza Kowalskiego w Ośrodku Kultury i Sztuki "Rekurs Obywatelska"



Fot. 31. Uczestnicy Kongresu przy grillu nad Zalewem Borki

W drugim dniu Kongresu, po sesji zamykającej obrady, uczestnicy spotkali się przy grillu nad Zalewem Borki (fot. 31).

Przez cały czas trwania Kongresu towarzyszyła uczestnikom piękna czerwcową pogodą, która zachęcała do oglądania wystawy na zewnątrz budynku Politechniki oraz do imprez towarzyszących na powietrzu.

Więcej fotografii z Kongresu można obejrzeć na stronie: [www.ptnss.pr.radom.pl](http://www.ptnss.pr.radom.pl) w zakładce *Fotogaleria*.

## Books on combustion engines

### Książki o silnikach

#### OCENA EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH

Kropiwnicki J.

Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2010

W publikacji podjęto problem dostosowania procedur pomiarowych do rzeczywistych warunków pracy układów napędowych pojazdów w aglomeracji miejskiej. Przedstawiono metodę identyfikacji rzeczywistych warunków eksploatacji pojazdów. Zaprezentowano nową metodę wyznaczania prognozowanego zużycia paliwa oraz oceny efektywności energetycznej pojazdów. Zamieszczono przykłady identyfikacji warunków eksploatacji pojazdów oraz obliczeń prognozowanego zużycia paliwa. Przedstawiono koncepcję przygotowania mapy warunków eksploatacji w wybranej aglomeracji, która umożliwia wyznaczenie: całkowitej energii przeznaczanej do napędu pojazdu, zużycia paliwa, czasu przejazdu, średniej prędkości przejazdu oraz emisji CO<sub>2</sub>.



#### UKŁADY WTRYSKOWE UNIT INJECTOR SYSTEM/ UNIT PUMP SYSTEM (UIS/UPS)

Praca zbiorowa

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011, wyd. 2 zmienione

W książce przedstawiono budowę i działanie współczesnych układów wtryskowych silników wysokoprężnych z zespołami UI (Unit Injector), czyli pompo-wtryskiwaczami silników samochodów osobowych i dostawczych oraz z zespołami UP (Unit Pump), czyli indywidualnymi zespołami pompa-przewód-wtryskiwacz silników pojazdów użytkowych. Zamieszczono przegląd wszystkich układów tego typu, opisano elementy układów z takimi zespołami, z uwzględnieniem obwodu niskiego ciśnienia, elektronicznego układu sterowania EDC oraz diagnostyki pokładowej i warsztatowej. W drugim wydaniu uwzględniono najnowsze odmiany i rozwiązania układów UIS i UPS.

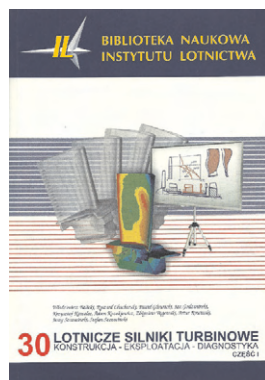


#### LOTNICZE SILNIKI TURBINOWE. KONSTRUKCJA- EKSPLOATACJA-DIAGNOSTYKA. CZĘŚĆ I.

Szczeciński S. (red.)

Wydawnictwa Naukowe Instytutu Lotnictwa, Warszawa 2010

Książka zawiera opis konstrukcji współczesnych lotniczych silników turbinowych, poparty obliczeniami obciążeń, wytrzymałości i cech dynamicznych ich głównych zespołów i części. Przedstawiono metody diagnostyki i zagadnienia eksploatacji silników sprzyjających minimalizacji ogólnych kosztów użytkowania silników i zapewniających bezpieczeństwo latania na niezbędnym poziomie. Książka przeznaczona dla inżynierów i techników pracujących w przemyśle i zakładach remontowych oraz instytucjach wojskowych i cywilnych użytkujących samoloty i śmigłowce.

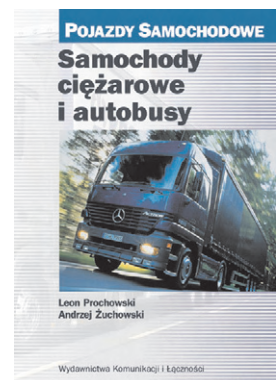


#### SAMOCOHODY CIĘŻAROWE I AUTOBUSY

Prochowski L., Żuchowski A.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011, wyd. 3 rozszerzone

Specjalistyczny podręcznik opisujący budowę i działanie pojazdów użytkowych, czyli samochodów ciężarowych, specjalnych, terenowych, autobusów, oraz ich układów i zespołów. Opisano najważniejsze i najnowsze rozwiązania konstrukcyjne i funkcjonalne. W bieżącym wydaniu uwzględniono nowe układy i urządzenia bezpieczeństwa, w tym m.in. sygnalizację nadmiernego zmęczenia kierowcy, kontrolę niezamierzonego przekraczania pasów na jezdni, regulację prędkości i odległości od poprzedzającego pojazdu (ACC).



#### ZASILANIE ORAZ STEROWANIE PROCESAMI ROBOCZYMI W SILNIKACH SPALINOWYCH

Rawski F.

Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2011

Skrypt zawiera podstawowe informacje z zakresu zasilania cylindrów silnika powietrzem oraz paliwem. Szczególną uwagę poświęcono zagadnieniu wysokociśnieniowego wielofazowego zasilania typu common rail. Omówiono także niektóre rozwiązania konstrukcyjne elementów oraz podzespołów wchodzących w skład układu zasilania.



#### DOŁADOWANIE SILNIKÓW

Mysłowski J.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011, wyd. 3 rozszerzone

Książka stanowi systematyczny wykład z zakresu doładowania silników spalinowych i recyrkulacji spalin. Zawiera podstawowe wiadomości o różnych rodzajach doładowania, najważniejsze zagadnienia doładowania mechanicznego, turbodoładowania, doładowania dynamicznego, doładowania kombinowanego, doładowania Compress, a także chłodzenia powietrza doładowanego i recyrkulacji spalin. Trzecie wydanie uzupełniono o najnowsze rodzaje doładowania silników spalinowych.

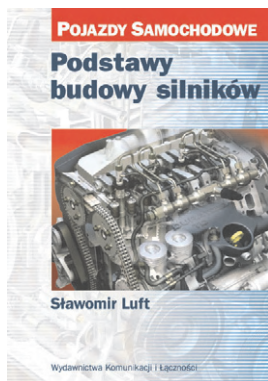


## PODSTAWY BUDOWY SILNIKÓW

Luft S.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011,  
wyd. 3 uaktualnione

Podręcznik opisujący ogólną budowę głównych zespołów i układów silników pojazdów samochodowych. Książka zawiera teorię budowy tłokowych silników spalinowych, obejmującą m.in. zasadę działania, obiegi cieplne, parametry i podstawowe charakterystyki, tworzenie mieszanki i spalanie, toksyczność spalin, rozrząd, doładowanie, obliczanie głównych wymiarów, mechanikę układu korbowego. Praca stanowi przegląd rozwiązań konstrukcyjnych głównych zespołów i układów silników spalinowych – kadłubów i głowic oraz układów tłokowo-korbowego, rozrządu, zasilania, dolotowych i wylotowych, chłodzenia, smarowania i zapłonowych, a także urządzeń rozruchowych i rozwiązań silników niekonwencjonalnych. Treść uwzględnia najnowsze rozwiązania konstrukcyjne, np. sterowane elektronicznie silniki wtrysku bezpośrednim i układy zmiennych faz rozrządu oraz wzniosły zaworów.



## BADANIA STANOWISKOWE I DIAGNOSTYKA

Sitek K., Syta S.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011

Podręcznik akademicki poświęcony badaniom stanowiskowym i diagnostyce pojazdów samochodowych, zawierający klasyfikacje badań i wymagania przepisów oraz norm, opis organizacji i techniki badań stanowiskowych (metodyka badań, wybrane czujniki i aparatura pomiarowa, symulacyjne stanowiska badawcze i ich wyposażenie, podstawowe informacje o programowaniu badań, sterowanie stanowiskami i opracowywanie wyników). Przedstawiono w nim zagadnienia dotyczące laboratoryjnych badań silników, układów napędowych i jezdnych, jak również problematykę badań akustycznych pojazdów i ich zespołów oraz badań zderzeniowych samochodów (w tym zderzenie z pieszym). Opisano także diagnostykę na stacji kontroli pojazdów, diagnostykę serwisową (na stacji obsługi) i diagnostykę pokładową (OBD II/EODB).



## SPALANIE – WYBRANE ZAGADNIENIA W ZADANIACH

Gieras M.

Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2011

Skrypt zawiera wiadomości dotyczące procesu spalania, przedstawione w kilku grupach tematycznych. Każda z tych grup została opatrzona wstępem, omawiającym zagadnienia, po którym zamieszczono dobrane tematycznie (w większości rozwiązane) zadania. Dużo uwagi poświęcono chemii spalania, procesowi wybuchu, spalaniu w silnikach spalinowych oraz termogazodynamicznej teorii spalania. Zamieszczono złożone zadania dotyczące wybranych zagadnień z procesu spalania paliw, których rozwiązanie w dużej mierze zależy od przyjętych założeń i postawionego celu.



## ZANIECZYSZCZENIE POWIETRZA PRZEZ POJAZDY SAMOCHODOWE

Mysłowski J.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011

Monografia poświęcona szkodliwemu oddziaływaniu transportu drogowego na stan zanieczyszczenia powietrza aglomeracji wielkomiejskich na przykładzie Szczecina i Gorzowa Wlkp. Porównano związki toksyczne występujące w powietrzu z podstawowymi wskaźnikami eksploatacyjnymi silników spalinowych, głównie silników wysokoprężnych samochodów ciężarowych dużej ładowności i autobusów. Na podstawie badań drogowych, laboratoryjnych i symulacyjnych określono zależności między najczęściej występującymi związkami szkodliwymi w powietrzu atmosferycznym badanych aglomeracji (tlenkami azotu, dwutlenkiem siarki, tlenkiem węgla i pyłami zawieszonymi w powietrzu) a podstawowymi wskaźnikami eksploatacyjnymi silników wysokoprężnych oraz wskazano możliwości rozwiązania problemów wynikających z oddziaływania transportu drogowego na środowisko w aglomeracjach miejskich.



## DWUMASOWE KOŁA ZAMACHOWE W SILNIKACH SAMOCHODÓW OSOBOWYCH – CZĘŚĆ 1, 2

Wydawnictwo Instalator Polski 2011

W poradniku opisano sposoby tłumienia drgań silników spalinowych i układów napędowych, budowę dwumasowych kół zamachowych (firm Schaeffler oraz ZF), zasady ich obsługi oraz wymiany. Omówiono diagnostykę przyrządową, niesprawności, przyczyny ich powstawania oraz technologię wymiany. Przedstawiono zestawy zastępcze dwumasowych kół zamachowych firmy Valeo. Z uwagi na odmienną konstrukcję zespołów sprzęgła ciernych współpracujących z dwumasowymi kołami zamachowymi, w drugiej części poradnika przedstawiono zagadnienia obsługi i wymiany sprzęgła.



## PORADNIK MECHANIKA SAMOCHODOWEGO

Zogbaum E.A. (tłum. Trzeciak K.)

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011

Bogato ilustrowany fachowy poradnik zawierający podstawowe wiadomości o budowie i naprawach zespołów i podzespołów samochodów. Zasady prawidłowego wykonania prac obsługowo-naprawczych gwarantujące właściwą jakość naprawy, a także sposoby poprawnego posługiwania się narzędziami specjalnymi i przyrządami pomiarowymi.



## Instrukcja przygotowania artykułów do kwartalnika Combustion Engines/Silniki Spalinowe

Artykuł przygotowywany do czasopisma powinien obejmować **6–8 stron formatu A4** i może być napisany jako dwujęzyczny: w języku polskim i angielskim. Jednak, w celu ujednolicenia technicznego języka angielskiego, Redakcja preferuje własne tłumaczenie (przysłanej wersji tylko polskojęzycznej) na koszt Autora. Koszt tłumaczenia wynosi 39 zł + 23% VAT za 1 s. A4.

Jeśli będzie dostarczona wersja angielska, Redakcja przekaże ją do weryfikacji, której koszt wynosi 19,50 zł + 23% VAT za 1 s. A4.

O przyjęciu artykułu do druku decyduje Komitet Redakcyjny po otrzymaniu deklaracji Autora o Prawach autorskich, dostępnej na stronie internetowej [www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl) w dziale Wydawnictwo.

Artykuł powinien być napisany w powszechnie dostępnym edytorze tekstów (preferowany jest MS Office Word, w formacie \*.doc lub \*.docx). Wymagania techniczne:

- autor,
- tytuł artykułu,

- streszczenie,
- słowa kluczowe,
- tekst artykułu wraz z czytelnymi rysunkami i podpisami,
- literatura,
- zdjęcie i notka o autorze (tytuł naukowy, miejsce pracy, adres e-mail).

Zapis bibliograficzny powinien być kompletny: autor (nazwisko i pierwsza litera imienia): Tytuł. Wydawnictwo, miejsce i rok wydania.

Artykuł powinien być dostarczony pocztą elektroniczną na adres Redakcji: [redakcja@ptnss.pl](mailto:redakcja@ptnss.pl) lub [silniki@ptnss.pl](mailto:silniki@ptnss.pl).

Dostarczone teksty będą przetworzone w programach służących do edycji i obłamania w celu zapewnienia jednolitej szaty graficznej. Redakcja zastrzega sobie prawo wprowadzenia niezbędnych poprawek redakcyjnych oraz zaproponowania skrótów i uzupełnień.

### Conferences 2012/Konferencje 2012

**21-22 February 2012**, SAE 2012 Hybrid Vehicle Technologies Symposium, San Diego, USA.

[www.sae.org](http://www.sae.org)



**26-27 April 2012**, 33rd International Vienna Motor Symposium 2012, Vienna, Austria.

[www.oevk.at](http://www.oevk.at)

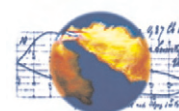
**23 February 2012**, SAE 2012 Electric Vehicle Technologies Symposium, San Diego, USA.

[www.sae.org](http://www.sae.org)



**22-23 May 2012**, 10<sup>th</sup> International Symposium on Combustion Diagnostics, Baden-Baden, Germany.

[www.combustion-diagnostics.com](http://www.combustion-diagnostics.com)



**5-7 March 2012**, MEET – Münster Electrochemical Energy Technology, Münster, Germany.

[www.battery-power.eu](http://www.battery-power.eu)



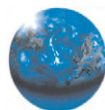
**6-7 June 2012**, International Conference: Diesel Powertrain, Rouen, France.

[www.sia.fr](http://www.sia.fr)



**6-7 March 2012**, 7<sup>th</sup> International Exhaust Gas and Particulate Emission Forum – Ludwigsburg, Germany.

[www.exhaust-forum.com](http://www.exhaust-forum.com)



**9-12 September 2012**, 11<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC 2012), Seoul, Korea. [avec12.ksae.org](http://avec12.ksae.org)



**14-15 March 2012**, Fuel Systems for IC Engines, London, United Kingdom.

[www.imeche.org](http://www.imeche.org)



**23-26 September 2012**, SAE 2012 Brake Colloquium & Exhibition, San Diego, USA.

[www.sae.org](http://www.sae.org)



**23 April 2012**, SAE 2012 Powertrain in Electric Motors Symposium for Hybrid and Electric Vehicles, Detroit, USA. [www.sae.org](http://www.sae.org)



**16 October 2012**, Low Carbon Vehicles 2012, Gaydon, United Kingdom.

[www.imeche.org](http://www.imeche.org)



**24-26 April 2012**, SAE 2012 World Congress & Exhibition, Detroit, USA.

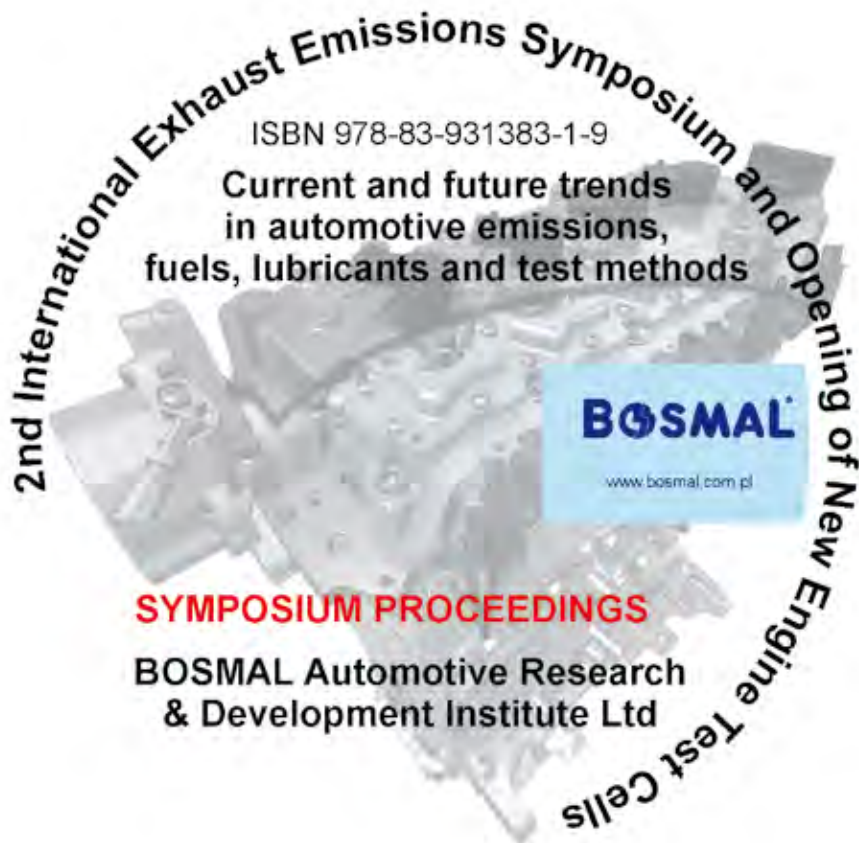
[www.sae.org](http://www.sae.org)



**27-30 November 2012**, FISITA 2012 World Automotive Congress, Beijing, China.

[www.fisita2012.com](http://www.fisita2012.com)





ISBN 978-83-931383-1-9

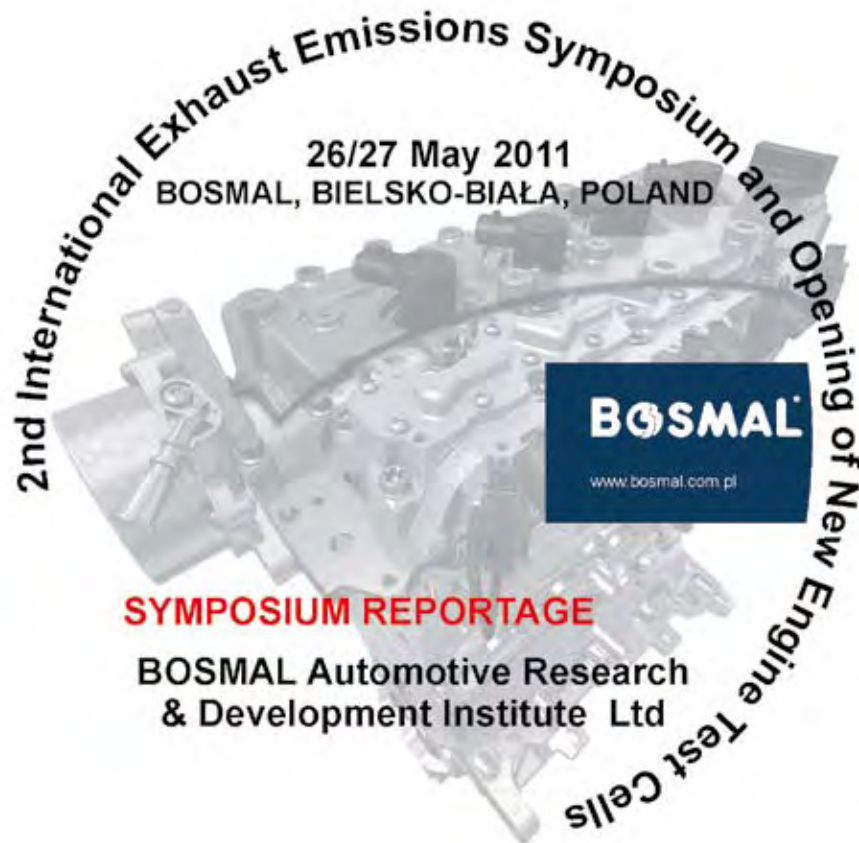
Current and future trends  
in automotive emissions,  
fuels, lubricants and test methods

**BOSMAL**

[www.bosmal.com.pl](http://www.bosmal.com.pl)

**SYMPOSIUM PROCEEDINGS**

BOSMAL Automotive Research  
& Development Institute Ltd



26/27 May 2011  
BOSMAL, BIELSKO-BIALA, POLAND

**BOSMAL**

[www.bosmal.com.pl](http://www.bosmal.com.pl)

**SYMPOSIUM REPORTAGE**

BOSMAL Automotive Research  
& Development Institute Ltd



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Założyciele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrań Zarządu  
Zebrań Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje in'te  
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Salid-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

Zgłoszenia

Zapowiedź

Elektryczny numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



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