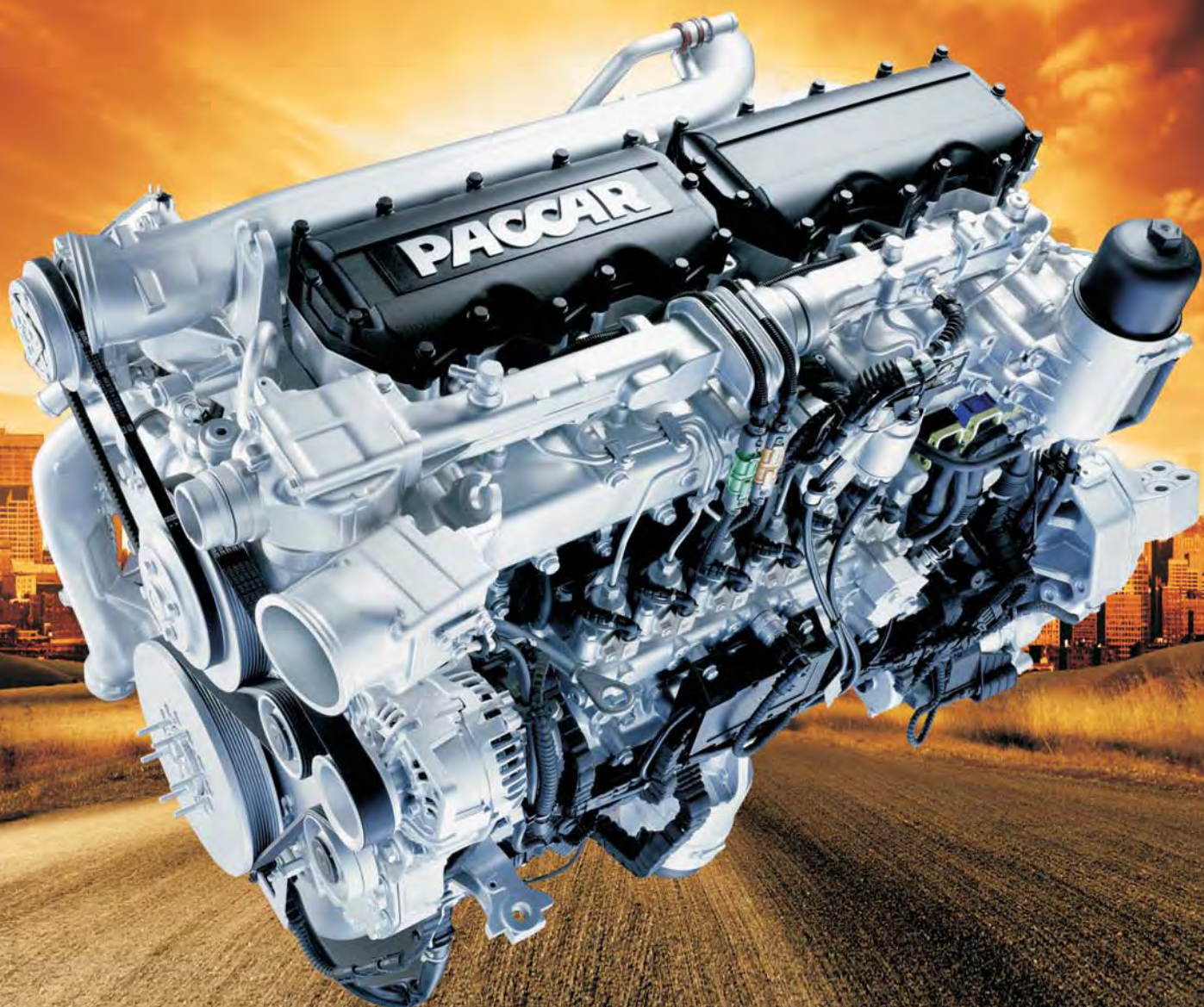




1/2012 (148)



# COMBUSTION ENGINES

*SILNIKI SPALINOWE*



## INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

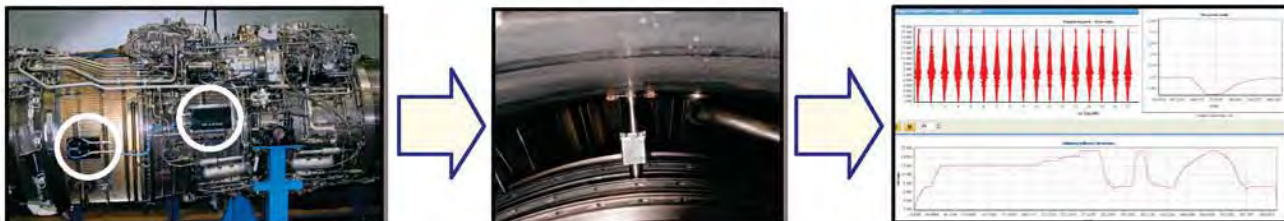
ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96

tel.: 22 685 10 13; tel./faks: 22 836 44 71

www.itwl.pl

e-mail: poczta@itwl.pl

## MONITOROWANIE STANU TECHNICZNEGO SILNIKÓW



Monitorowanie odkształceń piór łopatek w czasie rzeczywistym na podstawie czasów przyścia łopatek, mierzonych przez czujniki magnetyczne i precyzyjne liczniki, taktowane zegarem 200 MHz.

### KORZYŚCI:

- ♦ Wczesne wykrywanie pęknięć zmęczeniowych;
- ♦ Monitorowanie obciążeń i prognozowanie/ zwiększanie trwałości podzespołów wirujących (łopatek, tarcz i integralnych stopni);
- ♦ Ochrona przed uszkodzeniami związanymi z obecnością ciał obcych;
- ♦ Monitorowanie drgań asynchronicznych łopatek (oderwania, flutter, pompaż).

### CZUJNIKI DRGAŃ ŁOPATEK

Pasywne czujniki wiroprądowe do pomiaru czasu przyścia łopatek, zaprojektowane do długotrwałej pracy w niekorzystnych warunkach.



**CI-1B** – czujnik przeznaczony dla tytanowych łopatek sprężarki wojskowego silnika dwuprzepływowego RD-33.

**TF-2** – czujnik dla łopatek tytanowych wentylatora silnika wojskowego. Wbudowany wzmacniacz z dwoma wyjściami analogowymi (XY). Możliwość pomiaru skręcenia łopatki.



**HPTT** – czujnik dla łopatek wentylatora silnika cywilnego, przygotowany do pracy z dużym luzem wierzchołkowym (do 0.5") na dużym promieniu wirowania. Wbudowany wzmacniacz z dwoma wyjściami: analogowym i cyfrowym (tip-timing).

**CCM-2b** – czujnik dla łopatek turbiny wysokiego ciśnienia wojskowego silnika dwuprzepływowego, pracujących w temperaturze przekraczającej 1000°C. Chłodzony pasywnie przez powietrze kanału zewnętrznego.



**CCM-1a** – wytrzymały czujnik dla turbiny wojskowego silnika odrzutowego. Generuje sygnał pochodzący od łopatek turbinowych, pracujących w temperaturze przekraczającej 800°C. Chłodzony pasywnie przez powietrze atmosferyczne.



### Komputer wbudowany (pokładowy)

Monitorowanie drgań łopatek w czasie rzeczywistym, rejestracja i podstawowa analiza danych. Wykonany w architekturze FPGA, zapis danych na kartach SD.





## COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

1/2012 (148)

Rok XLXI

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. Krzysztof Wisłocki – Chairman, Poland

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Karol Cupiał – Poland

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Leszek Piaseczny – Poland

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszynski – UK

#### Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652118

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

prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz (Editor-in-Chief/redaktor naczelny)

mgr Krystyna Bubacz (Editorial Office/sekretarz redakcji)

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

dr inż. Ireneusz Pielecha, dr inż. Mirosław Kozak

prof. dr hab. inż. Marek Brzeżański, dr inż. Jacek Pielecha

#### Collaboration/Współpraca:

mgr inż. M. Andrzejewski, dr inż. M. Bajerlein, mgr T. Pawlak,

dr inż. M. Waligórski, mgr inż. M. Nowak, dr inż. P. Lijewski

#### Editorial

Dear readers,

This one is the first of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* in 2012. We should note here that the first issue ever of the magazine was published in 1961; hence this year our magazine began its second half-century of its existence.

One of the main statutory goals of PTNSS is tightening collaboration between the scientific and industrial circles. A significant element of the realization of this goal, as reckoned by the Program Board and Editorial of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*, is the increase in the number of publications originating from the representatives of the industry. During talks with the industry-affiliated professionals, we understood that developing a full paper is not always possible. Hence, the parties arranged that an alternative way to present the latest achievements of individual manufacturers would be electronic presentations attached to the magazine. As we think, this will extend the range of engine-related publications in *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* and will, at the same time, boost the informative value of the magazine. In this issue you will find presentations by such renowned manufacturers as Solaris, MAN and Scania.

Skyrocketing prices of conventional fuels and the awareness of the limited resources necessary for their production force engineers to seek alternative fuels and stimulate research and development works on engines that can be fueled with such fuels. Due to the gravity of the problem the editorial have decided to extensively devote the current issue of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* to the topic of alternative engine fuels including, in particular renewable fuels (biofuels). Renewable fuels are today more frequently used in public transit as they reduce the local environmental impact and the costs of operation. Hoping to provide a more thorough presentation of the problem, a CD has been attached to the magazine hardcopy containing materials from the international research project *Baltic Biogas Bus* financed by the European Union, whose primary aim is to increase the use of biogas in municipal transport.

Editorial/Program Board  
*Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

Szanowni Czytelnicy,

z przyjemnością przekazujemy Wam pierwszy numer kwartalnika *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* w 2012 r. Teraz warto przypomnieć, że pierwszy numer *Silników Spalinowych* ukazał się w roku 1961, zatem w tym roku nasz kwartalnik wszedł w drugie półwiecze swojego istnienia.

Jednym z głównych celów statutowych PTNSS jest zacieśnienie współpracy między środowiskiem naukowym i przemysłowym. Jako istotny element realizacji tego celu Rada Programowa oraz Redakcja *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* widzą zwiększenie udziału w treści kwartalnika prac publikowanych przez przedstawicieli przemysłu silnikowego. Podczas rozmów ze środowiskiem przemysłowym okazało się, że przygotowanie pełnego artykułu przez przedstawicieli przemysłu nie zawsze jest możliwe. Uzgodniono zatem, że alternatywnym sposobem do przedstawienia najnowszych osiągnięć poszczególnych producentów będą prezentacje dołączane do numeru kwartalnika na nośniku elektronicznym. Zdaniem redakcji rozszerzy to zakres publikowanych na łamach *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* zagadnień silnikowych i zwiększy jednocześnie wartość informacyjną kwartalnika. W bieżącym numerze czytelnik znajdzie prezentacje przygotowane między innymi przez takie firmy, jak: Solaris, MAN i Scania.

Wysokie ceny konwencjonalnych paliw silnikowych oraz świadomość ograniczonych zasobów surowcowych do ich produkcji skłaniają do poszukiwania paliw zastępczych, a także stymulują prace badawczo-rozwojowe nad silnikami zasilanymi alternatywnymi paliwami. Zważywszy na wagę tego problemu, redakcja zdecydowała bieżący numer *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* w dużej mierze poświęcić tematyce alternatywnych paliw silnikowych, w tym szczególnie paliw odnawialnych (biopaliw). Paliwa odnawialne coraz częściej stosowane są do zasilania pojazdów komunikacji zbiorowej, gdyż pozwalają zmniejszyć szkodliwość pojazdów dla środowiska lokalnego, a często także obniżyć koszty funkcjonowania komunikacji. Aby szerzej przedstawić czytelnikom to zagadnienie, do bieżącego numeru dołączono płytę CD z materiałami międzynarodowego projektu badawczego *Baltic Biogas Bus* finansowanego ze środków Unii Europejskiej, którego celem jest rozwój wykorzystania biogazu do zasilania autobusów miejskich.

Rada Programowa oraz Redakcja  
*Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

**Contents/Spis treści**

Editorials/Od Redakcji .....	1
<i>F. Eslami, M.L. Wyszyński, A. Tsolaskis, H. Xu, S. Norouzi, K. Dearn: Experimental investigation on lubricity of 2,5-dimethylfuran blends/Badania eksperymentalne właściwości smarnych paliw zawierających 2,5-dwumetylofuran (DMF) (2012-SS1-101)</i> .....	2
<i>W. Tutak: An analysis of EGR impact on combustion process in the SI test engine/Analiza wpływu EGR na proces spalania w badawczym silniku ZI (2012-SS1-102)</i> .....	11
<i>V.B. Kovacs, A. Torok, A. Bereczky, S. Szewaj: Biogas utilization in an internal combustion engine working in a serial hybrid propulsion system/Utylizacja biogazu w silniku spalinowym pracującym w napędzie hybrydowym szeregowym (2012-SS1-103)</i> .....	17
<i>T. Kniaziewicz, L. Piaseczny: Selected aspects of application of dual fuel marine engines/Wybrane aspekty stosowania okrętowych dwupaliwowych silników spalinowych (2012-SS1-104)</i> .....	25
<i>J. Merkiś, M. Kozak, J. Pielecha, M. Andrzejewski: The influence of application of different diesel fuel-RME blends on PM emissions from a diesel engine/Wpływ zastosowania mieszanin oleju napędowego i RME o różnym składzie na emisję cząstek stałych z silnika ZS (2012-SS1-105)</i> .....	35
<i>S. Szewaj, W. Tutak, K. Grab-Rogaliński, A. Jamrozik, A. Kociszewski: Selected combustion parameters of biogas at elevated pressure-temperature conditions/Wybrane parametry procesu spalania biogazu w warunkach podwyższonego ciśnienia i przy podwyższonej temperaturze (2012-SS1-106)</i> .....	40
<i>A.P. Polivyanchuk, O.R. Ignatov: The analysis of the influence of stabilization conditions of working filters on the sample mass of diesel particulates/Analiza wpływu warunków kondycjonowania filtrów na masę próbki cząstek stałych (2012-SS1-107)</i> .....	48
<i>M. Gis, W. Gis: Selected issues related to the reduction of the CO<sub>2</sub> emission from combustion engines fitted in vehicles of the M and N categories/Wybrane zagadnienia dotyczące ograniczania emisji CO<sub>2</sub> z silników spalinowych pojazdów samochodowych kategorii M i N (2012-SS1-108)</i> .....	53
<i>R. Michałowski, K. Mikiewicz, M. Tkaczyk: Numerical comparative analysis of the combustion process in an engine powered by CNG/Numeryczna analiza porównawcza procesów spalania w silnikach zasilanych CNG (2012-SS1-109)</i> .....	62
<i>A. Mayer, J. Czerwinski, P. Bonsack, L. Karvonen: DPF regeneration with high sulfur fuel/Regeneracja filtra DPF dla paliw o dużej zawartości siarki (2012-SS1-110)</i> .....	71
<i>W. Gis, E. Menes, J. Waśkiewicz: The analysis of the potential for the use of gaseous fuels in the municipal bus transport in Poland – part I/Analiza możliwości zastosowania gazowych paliw w miejskim transporcie autobusowym w Polsce – część I (2012-SS1-111)</i> .....	82
<i>A. Niewczas, L. Gil, P. Ignaciuk: Chosen aspects of biofuel usage on the example of camelina oil methyl ester/Wybrane aspekty stosowania biopaliw na przykładzie estrów metylowych oleju lnianki (2012-SS1-112)</i> .....	89
Abstracts of papers available on the attached CD-ROM/ Streszczenia artykułów znajdujących się na płycie CD .....	95
Abstracts of presentation available on the attached CD-ROM/ Streszczenia prezentacji znajdujących się na płycie CD.....	102

**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.

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



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

**Cover/Okladka**

I – DAF MX Engine (V = 12.9 dm<sup>3</sup>, SCR system) (fot. [www.daf.com](http://www.daf.com)), background (© Kwest – Fotolia.com)  
IV – Scania engine management and ignition (fot. [imagebank.scania.com](http://imagebank.scania.com))

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.

Farshad ESLAMI  
 Mirosław Lech WYSZYŃSKI  
 Athanasios TSOLASKIS  
 Hongming XU  
 Shahrouz NOROUZI  
 Karl DEARN

## Experimental investigation on lubricity of 2,5-dimethylfuran blends

Spark ignition engines fuelled with alternative fuels are the topic of many studies. As alternatives for gasoline, ethanol and recently 2,5-dimethylfuran (DMF) have been investigated for their different properties. Lubricity analysis of fuels in fuel systems is vital because of the lubricating role of fuel. Lubricity of gasoline and its alternatives became important since introduction of direct-injection gasoline fuel pump with high injection pressure becoming closer to diesel pumps. Therefore, this work examines the lubricity properties of gasoline and its blends with alternative fuels using a HFRR lubricity test rig. Results showed that DMF as an additive to gasoline improved the lubricity of blend; this effect was increasing with the percentage of DMF. These results can be compared with DMF-ethanol blends which displayed the same pattern but with lower enhancing role of DMF. The DMF fuel was kept in storage for seven months and then the same experiments were repeated (DMF Ageing). Smaller wear scar and better lubricity effects were achieved by using the aged DMF. These results highlight the potential of DMF to become an additive for gasoline and its alternatives.

Key words: lubricity, 2,5-dimethylfuran, HFRR, wear scar, gasoline, ethanol

### Badania eksperymentalne właściwości smarnych paliw zawierających 2,5-dwumetylofuran (DMF)

Silniki o zapłonie iskrowym (ZI) zasilane paliwami alternatywnymi są tematem wielu programów badawczych. Badane są różne właściwości paliw alternatywnych dla benzyny, etanolu, a ostatnio również 2,5-dwumetylofuranu (DMF). Z uwagi na rolę paliwa jako czynnika smarującego nieodzowne jest prowadzenie badań smarności paliw alternatywnych. Wprowadzenie wysokociśnieniowych pomp paliwa i systemów zasilania z wtryskiem bezpośrednim do silników o zapłonie iskrowym wymaga dobrej smarności stosowanych paliw. W artykule zaprezentowano wyniki badań smarności przeprowadzonych z użyciem aparatu o ruchu posuwisto-zwrotnym wysokiej częstotliwości (HFRR) dla mieszanek benzyny i paliw alternatywnych. Wyniki wykazują, że dodatek DMF poprawia właściwości smarne paliw wraz ze wzrostem zawartości DMF w mieszance. Podobną tendencję zaobserwowano dla mieszanek DMF i etanolu, w których jednak pozytywny wpływ DMF jest mniej widoczny. Badania powtórzono przy użyciu DMF przechowywanego przez 7 miesięcy. Zmierzone średnice śladu zużycia wskazują na lepsze właściwości smarne tak sezonowanego DMF. Wyniki przeprowadzonych badań potwierdzają duży potencjał 2,5-dwumetylofuranu jako dodatku poprawiającego smarność benzyn i etanolu.

Słowa kluczowe: smarność, 2,5-dwumetylofuran, HFRR, benzyna, etanol, średnica śladu zużycia

### 1. Introduction

Damage caused by changes in global temperature made several countries aware of the dangers threatening their people and environment. As a part solution to this problem different countries (especially in the European Union) introduced strict regulations for greenhouse gas emissions from internal combustion engines. Fuels used for transportation sector must have specific physical properties allowing efficient combustion, storage and distribution. These properties are all available with non-renewable petroleum based fuels. Ethanol as the only mass produced renewable fuel for SI engines fulfils many of these properties, but still with many limitations [1, 2]. In parallel, fuels must provide adequate lubrication of the moving parts in the fuel supply system, thus research on the effect of specification of fuel compositions on lubricity is of paramount importance [3, 4].

Among the fuels available for gasoline alteration or additive, ethanol is an attractive candidate with huge sources of production and also simple fabrication process [2]. Another potential alternative for gasoline is 2,5-dimethylfuran (DMF)

### 1. Wprowadzenie

Szkody wywołane przez zmiany klimatu spowodowały w wielu krajach wzrost świadomości ludzi zagrożeń dla środowiska. Częściowym rozwiązaniem problemu jest wprowadzenie limitów emisji gazów cieplarnianych przez silniki pojazdów samochodowych (szczególnie w krajach UE). Paliwa używane do napędu pojazdów samochodowych muszą charakteryzować się odpowiednimi właściwościami zapewniającymi dobry przebieg procesu spalania, łatwość ich przechowywania i dystrybucji. Właściwościami takimi charakteryzują się paliwa otrzymywane w procesie rafinacji ropy naftowej. Etanol, jako jedyne biopaliwo produkowane na skale masową, spełnia większość wymienionych wymagań, chociaż występują ograniczenia jego stosowania [1, 2]. Paliwa muszą jednocześnie wykazywać dobre właściwości smarne, zapewniając tym samym odpowiednią współpracę ruchomych elementów systemu zasilania; z tego względu badania nad wpływem składu paliwa na smarność mają duże znaczenie [3, 4].

Wśród paliw alternatywnych i dodatków do benzyn, etanol może być rozpatrywany jako atrakcyjny ze względu

[5]. There are prospective improvements in large scale production of DMF as Leshkov et al. proposed a catalytic strategy for the production of this fuel [6]. Also as Daniel, Leshkov et al. and others mentioned in their papers, DMF has many physico-chemical properties competitive to ethanol and also gasoline; these properties include boiling point, energy density and very good anti-knock qualities [6, 7].

There are many investigations published on diesel and biodiesel fuel lubricity characteristics, but there is lack of data on lubricity of gasoline and gasoline type bio-fuels. Most gasoline fuel injection systems inject fuel into the inlet port upstream of the inlet valves; consequently the operation is at much lower pressure compared to diesel pumps [8, 9]. This reduction in operation pressure results in lower lubricity requirements for gasoline compared with diesel [10]. It was discovered that gasoline which has higher sulphur content, has good lubricity. It is believed that this good lubricity is a result of polar-type compounds which absorb themselves into the alloy and form a protective film coating [11].

Ping et al. [10] was the first groups researching the lubricity of gasoline. They modified the High Frequency Reciprocating Rig (HFRR) which is mainly used as the instrument for measuring the lubricity of diesel fuel for testing the gasoline. They reported that the gasoline without additives gave higher wear than highly refined Class I diesel fuels. Also they reported that adding detergent additives to gasoline decreases the wear. Lapuerta et al. [12] reported that adding ethanol to biodiesel blends resulted in loss of lubricity at high concentrations of ethanol in blend. Agudelo et al. [13] reported that adding different percentages of ethanol to gasoline (E20–E85) did not impact significantly the blend lubricity, but that addition of hydrated ethanol slightly improved blend lubricity in comparison with adding anhydrous ethanol.

In this paper the lubricity of DMF, gasoline and ethanol will be compared.

## 2. Methodology

The experiments were performed using the High Frequency Reciprocating Rig (HFRR). The conventional HFRR test rig is used for measuring diesel fuel lubricity, in this rig an open fuel bath is used, but due to high volatility of gasoline this rig was modified by using a gasoline conversion kit preventing excessive evaporation. The HFRR makes possible

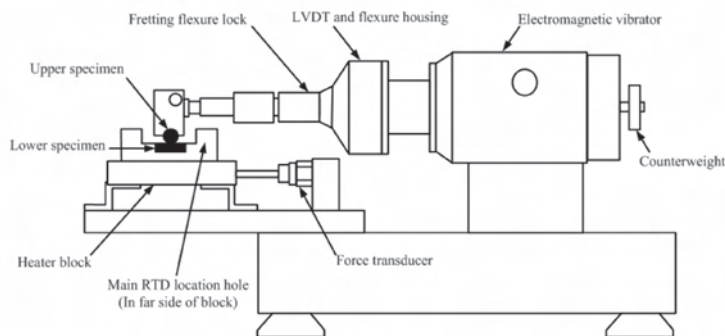


Fig. 1. Schematic diagram of HFRR  
Rys. 1. Schemat aparatu HFRR

na szeroką dostępność surowca – biomasy, jak również prosty proces jego otrzymywania [2]. Inną substancją, która może stanowić alternatywę dla benzyn jest 2,5-dwumetylofuran DMF [5]. Proponowany proces produkcji DMF ulega ciągłym modyfikacjom; Leshkov i in. proponują otrzymywanie paliwa na drodze katalitycznej. Zarówno Daniel, jak i Leshkov wskazują na istotne podobieństwo właściwości fizycznych i chemicznych DMF do właściwości benzyn i etanolu, takich jak: temperatura wrzenia, wartość opałowa i właściwości przeciwstukowe [6, 7].

Opublikowano liczne wyniki badań nad smernością olejów napędowych i biodiesla, brakuje natomiast danych dotyczących smerności benzyn i ich zamienników. Większość silników o zapłonie iskrowym wyposażona jest w system wielopunktowego wtrysku paliwa z wtryskiwaczem umieszczonym przed zaworem dolotowym. Cechą charakterystyczną tych systemów jest ciśnienie wtrysku znacznie niższe od ciśnienia systemów stosowanych w silnikach o zapłonie samoczynnym [8, 9]. Wymagania dotyczące właściwości smarnych są mniejsze ze względu na niższe ciśnienie pracy układu [10]. Benzyny o większej zawartości siarki mają lepsze właściwości smarne. Występujące cząstki polarne przylegają do podłoża i tworzą cienką warstwę ochronną współpracujących powierzchni [11].

Pierwsze wyniki badań nad smernością benzyn zostały opublikowane przez Pinga i in. [10]. Aparat o ruchu posuwisto-zwrotnym wysokiej częstotliwości (HFRR), używany do badań olejów napędowych, został zmodyfikowany i przystosowany do badania benzyn. Otrzymana średnica śladu zużycia była dla benzyny bez dodatków większa niż dla wysokorafinowanego oleju napędowego (klasy 1). Zastosowanie dodatków myjących poprawiło właściwości smarne. Negatywny wpływ dużej zawartości etanolu w mieszaninie z biodieslem na smarność został opisany przez Lapuerta i in. [12]. Badania prowadzone przez Agudelo i in. [13] wskazują na niewielki wpływ dodatku etanolu do benzyny na smarność mieszaniny E20–E85. Wprowadzenie etanolu uwodnionego do mieszaniki nieznacznie poprawiło smarność mieszaniny w porównaniu ze smernością etanolu odwodnionego.

W niniejszej publikacji porównano smarność benzyn, etanolu i DMF.

## 2. Metoda badań

Badania przeprowadzono przy użyciu aparatu o ruchu posuwisto-zwrotnym wysokiej częstotliwości. Aparat jest przeznaczony do badania smerności olejów napędowych i wyposażony w otwarty zbiornik badanego paliwa. Stanowisko HFRR przystosowano do badań paliw o zwiększonej lotności przez zainstalowanie zestawu adaptacyjnego zawierającego między innymi zamknięty zbiornik paliwa ograniczający parowanie próbki. Aparat HFRR umożliwia szacowanie smerności olejów i paliw z dużą dokładnością i powtarzalnością. Schemat stanowiska przedstawiono na rys. 1. Warunki przeprowadzenia testu podano w tabeli 1.

Paliwa użyte do testów charakteryzują się różną czystością i właściwościami. 2,5-dwumetylofuran

Table 1. HFRR test conditions  
Tabela 1. Warunki testów HFRR

Parameter/parametr	Value/wartość
Fluid volume/objętość próbki płynu, ml	2 ± 0.2
Stroke length/długość skoku, mm	1 ± 0.02
Frequency/częstotliwość, Hz	50 ± 1
Fluid temperature/temperatura płynu, °C	25 ± 1
Test load mass/obciążenie, g	200
Test duration/czas trwania testu, min	75 ± 0.1

Table 2. Test fuel properties  
Tabela 2. Właściwości badanych paliw

Properties/właściwości	DMF	Ethanol/etanol	Gasoline/benzyna
Summary chemical formula/sumaryczny wzór chemiczny	C <sub>6</sub> H <sub>8</sub> O	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	C <sub>2</sub> -C <sub>14</sub>
Density at/gęstość przy 20 °C (kg/m <sup>3</sup> )*	889.7*	790.9*	744.6
Gravimetric oxygen content/masowa zawartość tlenu (%)	16.67	34.78	0
H/C ratio/stosunek H/C	1.333	3	1.795
O/C ratio/stosunek O/C	0.167	0.5	0
Stoichiometric air/fuel ratio (gravimetric)/stechiometryczny (masowy) stosunek powietrze/paliwo (kg/kg)	10.72	8.95	14.46
LHV/mniejsze ciepło spalania (MJ/kg)	33.7*	26.9*	42.9
Initial boiling point/początkowa temperatura wrzenia (°C)	92	78.4	32.8
Research Octane Number/liczba oktanowa metodą badawczą (RON)	n/a	106	96.8
Heat of vaporization/entalpia parowania (kJ/kg)	332	840	373

\* Measured at the University of Birmingham /zmierzono na Uniwersytecie Birmingham

performance assessment of lubricants with high accuracy and repeatability. The schematic diagram of the rig used for these experiments is shown in Figure 1. Test conditions are presented in Table 1.

Fuels used for these experiments have different purity and properties. 2,5-dimethylfuran was supplied by Shijiazhuang Lida Chemical Co., Ltd, China. Gasoline and ethanol were supplied by Shell Global Solutions UK. The properties of all fuels are listed in Table 2.

### 3. Results and discussion

In the HFRR lubricity test, for pure DMF, ethanol and gasoline results have been obtained after 75 minutes of test

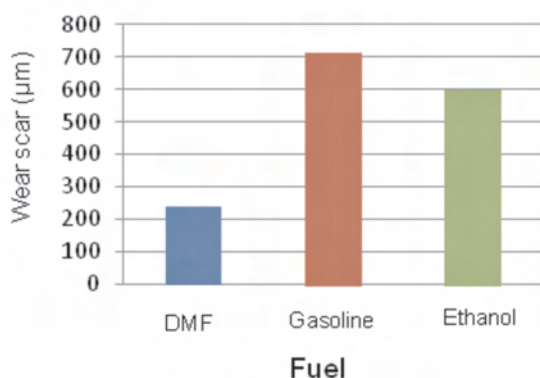


Fig. 2. Comparison of pure fuels wear scar sizes  
Rys. 2. Porównanie średnicy śladu zużycia

dostarczyła firma Shijiazhuang Lida Chemical Co., Ltd, Chiny, benzynę oraz etanol – firma Shell Global Solutions, UK. Właściwości badanych paliw przedstawiono w tabeli 2.

### 3. Wyniki i dyskusja

Smarność paliw oceniono przez pomiar pod mikroskopem średnicy śladu zużycia, uzyskanej po 75 minutach testu. Największą średnicę śladu zużycia zmierzono dla benzyny – 714 µm, a najmniejszą dla DMF – 238,5 µm. DMF charakteryzuje się najlepszymi właściwościami smarnymi w porównaniu z właściwościami benzyny lub etanolu. Zmiany

Table 3. Pure fuels wear scar sizes

Tabela 3. Średnica śladu zużycia badanych paliw

Pure fuels/paliwo	Wear scar/średnica śladu zużycia (µm)
DMF	238.5
Ethanol/etanol	596
Gasoline/benzyna	714

współczynnika tarcia i udziału powierzchniowego filmu dla trzech badanych paliw przedstawiono na rys. 3 i 4 dla warunków testu: temperatura 25 °C i wilgotność względna 35–45%.

Spośród badanych paliw największe zmiany i wahania współczynnika tarcia zanotowano dla benzyny, stąd też największa zmierzona średnica śladu zużycia.

Współczynnik tarcia dla DMF jest względnie niezmienny podczas przeprowadzania testu, w przeciwieństwie do współczynników uzyskanych dla benzyny i etanolu, które wykazują tendencje do wzrostu w miarę upływu czasu trwania testu.

Analiza wykresów przedstawionych na rys. 3 pozwala stwierdzić, że współczynnik tarcia, który dla DMF wynosi 0,271 jest niższy od współczynnika zmierzonego dla benzyny (0,466) o prawie 42% oraz jest ponad 20% niższy od współczynnika zmierzonego dla etanolu (0,355). Potwierdza to dobre właściwości smarne DMF. Udział powierzchniowy filmu smarnego, przedstawiony na rys. 4, wynosi 68% i jest

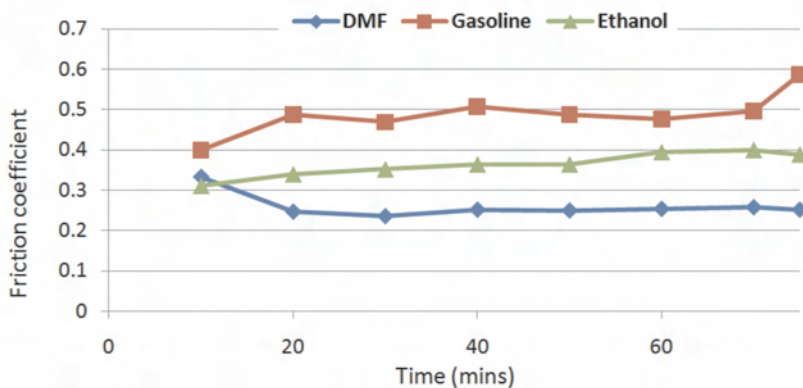


Fig. 3. Friction coefficient comparison of pure fuels during experiment (75 minutes)  
 Rys. 3. Porównanie współczynnika tarcia badanych paliw podczas testu (75 minut)

and by measuring wear scar under the microscope; the results show that the largest wear scar is for gasoline – 714 μm and the lowest one is for DMF – 238.5 μm. Therefore, DMF has the best lubricity in comparison with ethanol and gasoline. Figures 3 and 4 illustrate how friction coefficient and lubrication film of DMF, ethanol and gasoline change with time at 35–45% relative humidity and 25 °C.

Among tested fuels, gasoline displays biggest changes and large fluctuations in friction coefficient during the test, and this is why it has the largest wear scar.

The friction coefficients of DMF are relatively stable and constant during the experiment in comparison with gasoline and ethanol which display increasing trends.

Figure 3 demonstrates that the average friction coefficient of DMF is 0.271 which is almost 42% lower than that of gasoline (0.466) and over 20% lower than that of ethanol (0.355). That is why DMF has the best lubricity among three fuels. Also, the average percentage of lubrication film coverage of the three fuels has been illustrated in Figure 4 where DMF average lubrication film coverage is 68% while this value is 53% and 46% for gasoline and ethanol respectively. High film coverage of DMF can result in smaller wear scar. Highest value of film coverage for DMF is 83% during experiment.

#### 4. DMF blends with gasoline and ethanol

Figures 5 and 6 demonstrate the effect of DMF concentration in blends with gasoline on the values of friction coefficient and lubrication

znacząco wyższy niż wartości zmierzone dla benzyny (53%) i etanolu (46%). Większy udział powierzchniowy filmu dla DMF może skutkować zmniejszeniem średnicy śladu zużycia. Największy zmierzony udział powierzchniowy filmu dla DMF wyniósł 83%.

#### 4. Mieszanki DMF z benzyną i etanolem

Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono wpływ zawartości DMF w mieszance z benzyną na współczynnik tarcia i udział filmu. Mieszanki o większym udziale DMF charakteryzują się znacznie niższym współczynnikiem tarcia. Dla

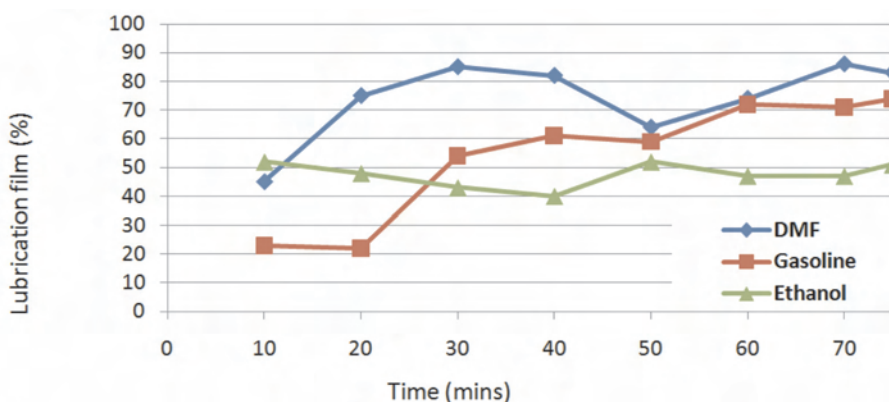


Fig. 4. Lubrication film comparison of pure fuels during experiment (75 minutes)  
 Rys. 4. Porównanie udziału filmu badanych paliw podczas testu (75 minut)

mieszanek o zawartości DMF w granicach 0–70% zaobserwowano zmienny udział filmu, najprawdopodobniej spowodowany błędami pomiarowymi lub wahaniami warunków pomiaru, takimi jak temperatura paliwa lub wilgotność powietrza. Badania wykazały obniżenie współczynnika tarcia i zużycia powierzchni nawet dla niewielkiej zawartości DMF

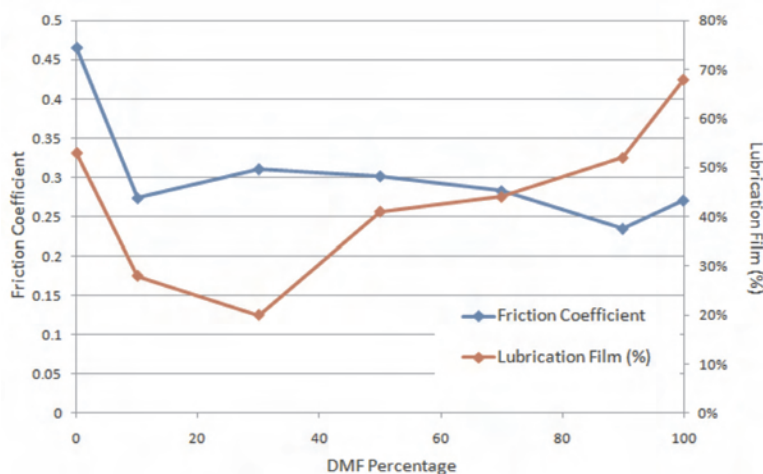


Fig. 5. Friction coefficient and lubrication film coverage effect of DMF and gasoline blends  
 Rys. 5. Współczynnik tarcia i udział powierzchniowy filmu dla mieszanin DMF i benzyny

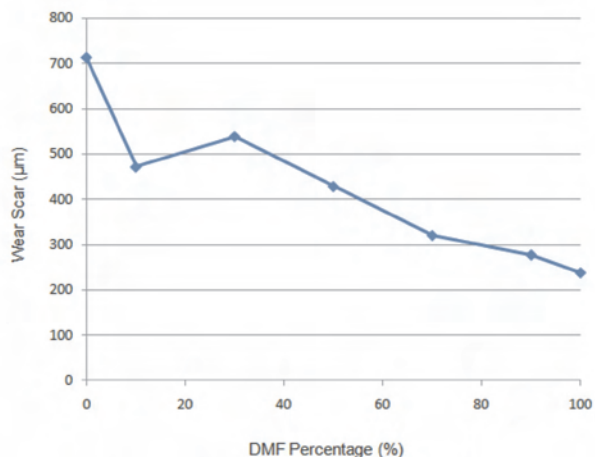


Fig. 6. Wear scars of DMF and gasoline blends

Rys. 6. Średnica śladu zużycia dla mieszanin DMF i benzyny

tion film coverage. It seems obvious that friction coefficient decreases gradually for larger percentages of DMF and lubrication film coverage has increasing trend with larger concentration of DMF in the blends. For 0% to 70% DMF blends, some irregularities can be seen in the lubrication films results due to experimental errors such as controlling temperature of fuel or relative humidity; these kinds of errors can have a direct effect on the lubrication film coverage. It can be concluded that there is a decreasing trend in wear and friction coefficient at low concentration of DMF in blends with gasoline. By addition of 10% of DMF the wear scar size is reduced by almost 34% to 472 µm from 714 µm at 0% DMF.

Larger concentrations of DMF in blends can further decrease the wear scar size. At 90% DMF, the wear scar size reduced to 278 µm.

Figure 7 indicates friction coefficient and lubrication film coverage for dif-

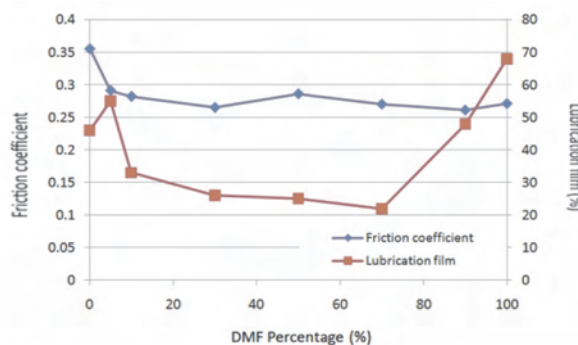


Fig. 7. Friction coefficient and lubrication film effect of DMF and ethanol blends

Rys. 7. Wpływ stężenia DMF na współczynnik tarcia i udział powierzchniowy filmu dla mieszanin etanolu i DMF

w mieszance. Dodatek 10% DMF skutkuje zmniejszeniem średnicy śladu zużycia o prawie 34% z 714 µm do 472 µm. Zwiększanie zawartości DMF w mieszance powoduje dalsze zmniejszanie średnicy śladu zużycia. Dla zawartości 90% średnica śladu zużycia spadła do 278 µm.

Na rysunku 7 przedstawiono wpływ zawartości DMF w mieszance z etanolem na współczynnik tarcia i udział powierzchniowy filmu. Zaobserwowano zróżnicowany wpływ zwiększania zawartości DMF w mieszance na współczynnik tarcia i udział powierzchniowy filmu. Współczynnik tarcia początkowo obniżył się, a następnie nie ulegał zmianie w miarę zwiększania zawartości DMF. Średnica śladu zużycia i współczynnik tarcia są niższe

Table 4. Test results for 2,5-dimethylfuran (DMF) and gasoline blends

Tabela 4. Wyniki badań dla mieszanin benzyny i DMF

Fuel blend/ mieszanina	Average wear scar/średnia średnica śladu zużycia (µm)	Average friction coefficient/ średni współczynnik tarcia	Average lubrication film coverage/ średni udział powierzchniowy filmu
100GAS	714	0.466	53%
10DMF90GAS	472	0.274	28%
30DMF70GAS	539.5	0.311	20%
50DMF50GAS	429	0.302	41%
70DMF30GAS	322	0.283	44%
90DMF10GAS	278	0.235	41%
100DMF	238.5	0.271	68%

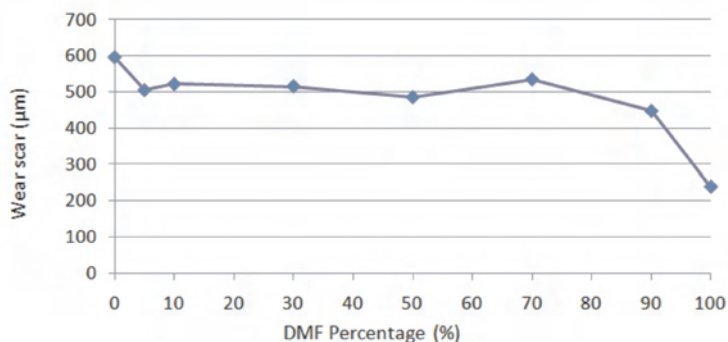


Fig. 8. Wear scars of DMF and ethanol blends

Rys. 8. Wpływ stężenia DMF na średnice śladu zużycia mieszanin etanolu i DMF

nawet dla niewielkiej zawartości DMF w mieszance z etanolem.

Udział powierzchniowy filmu spadł o 28% przy zawartości 10% DMF w mieszance. Dalsze zwiększanie zawartości nie zaowocowało znaczącą zmianą udziału filmu. Średnica śladu zużycia dla mieszanki o 10% zawartości DMF zmniejszyła się o 12% od 596 µm do 521,5 µm (w porównaniu do zmniejszenia o 38% dla mieszanki z benzyną) i pozostała przy tej wartości aż do 70% DMF. Dla 90% zawartości DMF średnica śladu zużycia zmniejszyła się do 447 µm. Na rysunku 8 przedstawiono porównanie wpływu zawartości

Table 5. 2,5-dimethylfuran and ethanol blend test results

Tabela 5. Wyniki badań dla mieszanin etanolu i DMF

Fuel blend/ mieszanina	Average wear scar/średnica ślądu zużycia (µm)	Average friction coefficient/ średni współczynnik tarcia	Average lubrication film cover- age/średni udział filmu
100ETH	596	0.355	46%
10DMF90ETH	521.5	0.282	33%
30DMF70ETH	515.5	0.265	26%
50DMF50ETH	485	0.286	25%
70DMF30ETH	534.5	0.27	22%
90DMF10ETH	447	0.261	48%
100DMF	238.5	0.271	68%

DMF w mieszance na średnicę śladu zużycia. Zwiększanie zawartości DMF dla mieszanek z etanolem daje mniej znaczącą poprawę właściwości smarnych niż dla mieszanek z benzyną. Nawet niewielki dodatek DMF poprawia bardziej smarność benzyny niż etanolu.

ferent percentages of DMF and ethanol blends. It was realized that by increasing the percentage of DMF, the friction coefficient and lubrication film coverage varied differently. The friction coefficient dropped initially and then remained relatively constant for increasing concentrations of DMF in the blend. There is a reduction in both the wear scar and friction coefficient for lower DMF concentration in blends with ethanol.

The lubrication film coverage was decreased by 28% upon addition of 10% DMF after which it fluctuates upon further addition. In DMF and ethanol blends, 10% DMF reduced the wear by 12% from 596 µm to 521.5 µm compared to the 38% reduction in gasoline and it stayed at around 525 µm until 70% DMF in the blend. The wear scar was decreased to 447 µm at 90% DMF. This can be proved by Fig. 8 in which it is shown that increase in DMF concentration in blends with ethanol resulted in smaller reduction of wear scar compared with gasoline blends. The analysis of results indicates that small amount percentages of DMF to gasoline can improve the lubricity of gasoline more significantly than that of ethanol.

In general, the study of friction coefficient of DMF in blends with ethanol and gasoline illustrate the important role of DMF for enhancement of gasoline lubricity properties. As it is illustrated by the results, DMF has better effect on gasoline lubricity properties

Podsumowując, analiza wpływu zawartości DMF w mieszankach na współczynnik tarcia dowodzi, jak dużą rolę może odegrać DMF jako dodatek do benzyny i etanolu poprawiający smarność. Wyniki badań dowodzą, iż dodatek 2,5-dwumetylofuranu do benzyn skutkuje bardziej znaczącą poprawą właściwości smarnych niż w przypadku mieszania z etanolem. Na rysunku 9 przedstawiono przeciwstawne trendy wiążące udział filmu i współczynnik tarcia dla mieszanki etanolu i DMF (50/50). Wzrost współczynnika tarcia skutkuje obniżeniem udziału filmu – przedstawione wyniki dowodzą, że istnieje odwrotna zależność łącząca udział filmu i współczynnik tarcia.

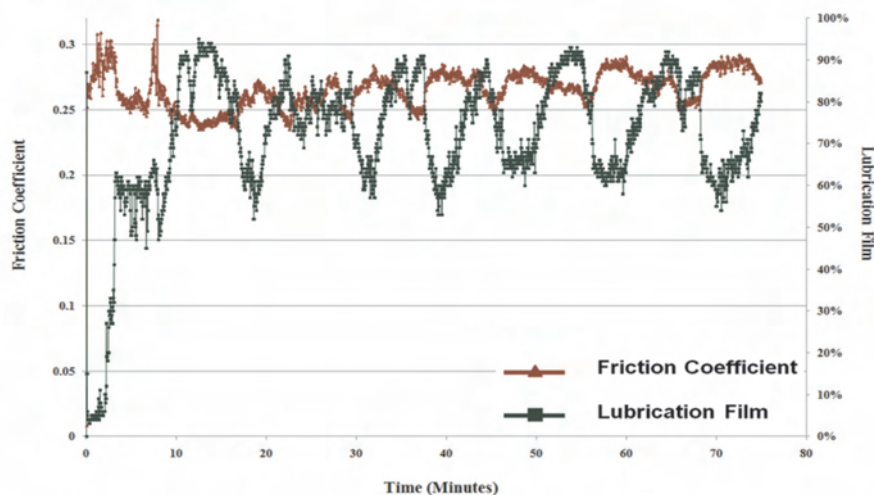


Fig. 9. Inverse relationship of friction coefficient and lubrication film coverage  
Rys. 9. Odwrotna zależność współczynnika tarcia i udziału powierzchniowego filmu

Table 6. Lubricity parameters for non-aged and aged DMF

Tabela 6. Parametry smarności świeżego i sezonowanego paliwa DMF

Fuel/ paliwo	Average wear scar/ średnica śladu zużycia (µm)	Average friction coefficient/ średni współczynnik tarcia	Average lubrication film coverage/średni udział filmu
Non-aged DMF/świeży DMF	324	0.29	49%
Aged DMF/stary (sezonowany) DMF	238.5	0.271	68%

### 5. Sezonowanie DMF

W celu zbadania wpływu sezonowania paliwa na zmiany jego właściwości smarnych 2,5-dwumetylofuran był przechowywany przez siedem miesięcy w zaciemnionym pomieszczeniu w naturalnych warunkach atmosferycznych. Wyniki pomiarów dokonanych na tej samej próbce

in comparison with ethanol. Figure 9 represents inverse relationship of lubrication film coverage and friction coefficient in DMF ethanol blend (50 DMF 50 ETH). As much as friction coefficient is increased, the percentages of lubrication film coverage is decreased and this issue proves that lubrication film and friction coefficient of fuel have inverse relationship.

## 5. DMF aging

2,5-dimethylfuran was stored in dark cupboard at atmosphere condition for seven months to investigate on changes of lubricity properties of fuel after storage. Results on same DMF after seven months showed that the DMF lubricity properties were changed during storage. Results demonstrate

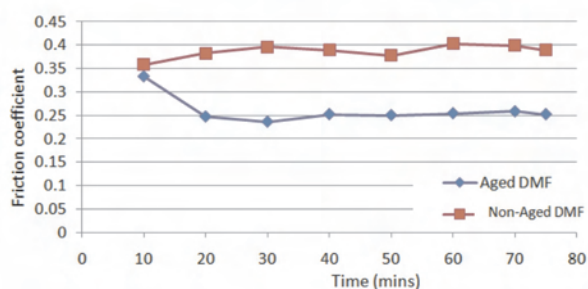


Fig. 10. Comparison of friction coefficient of non-aged DMF and aged DMF

Rys. 10. Porównanie współczynników tarcia świeżego i sezonowanego DMF

lower average wear scar which means better lubricity properties for DMF. Figure 10 illustrates the friction coefficient and lubrication film percentage of the non-aged and aged sample of DMF with respect to time at 35–45% relative humidity and 25 °C.

The average lubrication film coverage has been varied slightly from 65% to 68% and the average friction coefficient is decreased considerably by almost 30% during seven months. The main reason for these properties changes is high volatility of DMF and also effect of air-trapped in the bottle in which the DMF was stored. Also, wear scar was improved during seven months and aged DMF is 28% smaller than the non-aged DMF (Fig. 11).

## 6. Conclusion

This study considers effect of DMF (2,5-dimethylfuran) in blends with commercial gasoline and ethanol. Experiment was done in High Frequency Reciprocating Rig (HFRR) with particular test conditions (Tab. 1). Based on the experiments, the following conclusions can be achieved:

1. Pure DMF and ethanol friction coefficient maintained roughly constant values during the experiments, but for gasoline this changed to increasing trend resulting in poor lubricity of gasoline among other alternatives.
2. DMF enhanced the lubricity of gasoline. By increasing the concentration of DMF lubricity of gasoline improved. This can be mentioned for DMF-ethanol blend as well.
3. Effect of adding DMF to gasoline was more significant in lubricity compared to ethanol.

DMF po siedmiu miesiącach wykazały zmiany smerności. Średnia średnica zużycia jest mniejsza, co wskazuje na lepsze właściwości smarne. Na rysunku 10 przedstawiono zmiany współczynnika tarcia i procentu udziału powierzchniowego filmu smarnego w czasie eksperymentu w warunkach wilgotności względnej 35–45% i temperatury 25 °C dla próbek świeżych i sezonowanych. Po upływie 7 miesięcy średni udział powierzchniowy filmu smarnego zmienił się niewiele: z 65% do 68%, natomiast średni współczynnik tarcia zmniejszył się znacznie, bo prawie o 30%. Głównym powodem tych zmian właściwości jest prawdopodobnie duża lotność DMF, a także efekt działania powietrza zamkniętego w butli, w której przechowywany był DMF. Nastąpiła również poprawa średnicy zużycia, która w przypadku DMF

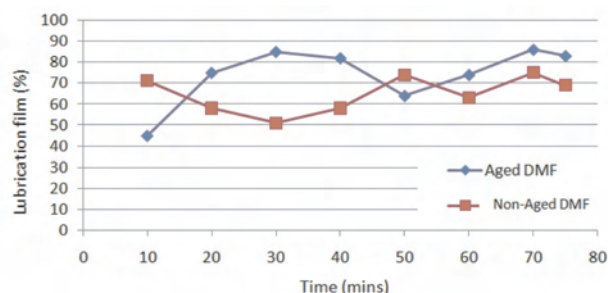


Fig. 11. Comparison of lubrication film coverage of non-aged DMF and aged DMF

Rys. 11. Porównanie udziału powierzchniowego filmu dla świeżego i sezonowanego DMF

sezonowanego przez 7 miesięcy jest o 28% mniejsza w porównaniu ze średnicą świeżej próbki (rys. 11).

## 6. Wnioski

Niniejsze badania dotyczą efektów DMF (2,5-dwumetylofuranu) w mieszaninach z benzyną (klasy detalicznej) i etanolem. Eksperyment przeprowadzany był w aparacie o ruchu posuwisto-zwrotnym wysokiej częstotliwości (HFRR) w ściśle określonych warunkach testów (tab. 1). W wyniku przeprowadzonych eksperymentów można przedstawić następujące wnioski:

1. Dla czystego DMF i etanolu współczynnik tarcia wykazywał stałe wartości podczas trwania eksperymentu, natomiast dla benzyny wartość współczynnika tarcia wzrastała, skutkiem czego smarność benzyny jest gorsza w porównaniu z jej alternatywnymi paliwami.
2. Dodatek DMF poprawiał smarność benzyny. W miarę wzrostu proporcji DMF następowała dalsza poprawa smerności. To samo można powiedzieć o mieszaninach DMF i etanolu.
3. Efekt poprawy smerności w sytuacji dodawania DMF do benzyny był silniejszy niż przy dodawaniu go do etanolu.
4. Potwierdzono istnienie odwrotnej zależności pomiędzy udziałem powierzchniowym filmu smarnego i współczynnikiem tarcia.
5. Sezonowanie DMF prowadziło do poprawy smerności jego mieszanin z benzyną i etanolem w porównaniu do smerności z ich mieszaninami ze świeżym DMF.

4. It was confirmed that lubrication film coverage and friction coefficient has inverse relationship.
5. Aging of DMF improved the lubricity of gasoline and ethanol blends compared to those with non-aged fuel.

Overall, these experiments highlight the effective role of DMF and ethanol as an additive or alternative fuel for gasoline in terms of lubricity.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

W podsumowaniu – przedstawione tu badania pod względem poprawy smarności podkreślają skuteczną rolę tak DMF, jak i etanolu jako dodatku lub paliwa alternatywnego dla benzyny.

### Nomenclature/Oznaczenia

DMF	2,5-dimetylfuran/2,5-dwumetylofuran
GAS	gasoline/benzyna
ETH	ethanol/etanol
HFRR	High Frequency Reciprocating Rig/HFRR aparat z ruchem posuwisto-zwrotnym wysokiej częstotliwości

### Bibliography/Literatura

- [1] Park J., Yoo Y.H.: Corrosion characteristics of aluminium alloy in bioethanol blended gasoline fuel. *Fuel* 90(2011) 633-639.
- [2] Mousdale D.M.: Bio-ethanol as a fuel: biotechnology, biochemical engineering and sustainable development. Boca Raton: CRC Press; 2008.
- [3] Wei D., Spikes H.A.: The lubricity of diesel fuels. *Wear*. 1986, 111:217–235.
- [4] Downstream alternatives Inc. (DAI) Lubricity of Reformulated and oxygenated Gasolines. DAI Informational document #970301, March 1997.
- [5] Binder J.B., Raines R.T.: Simple chemical transformation of lignocellulosic biomass into furans for fuels and chemicals. *J Am Chem Soc* 2009;131(5): p. 1979–1985.
- [6] Roman-Leshkov R., Barrett C.J., Liu Z.Y., Dumesic J.A.: Production of dimethylfuran for liquid fuels from biomass-derived carbohydrates. *Nature* 2007, 447, p. 982–986.
- [7] Daniel R., Tian G.: Effect of spark timing and load on a DISI engine fuelled with 2,5-dimethylfuran, *Fuel* 90 (2011), 449–458.
- [8] Heywood J.B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill: New York, 1988. ISBN: 0071004998.
- [9] Ferguson C.R.: *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. Wiley: New York, 1986 ISBN 13: 9780471356172.
- [10] Ping W.D., Korcek S., Spikes H.: Comparison of the lubricity of Gasoline and Diesel Fuels. SAE Tech. Paper 962010, (1996).
- [11] Peter R.N., Childs, Stobart R.: *Total Vehicle Technology. Proceedings of the 3rd IMechE Automobile Division Southern Centre Conference* ISBN: 1 86058 460 8, p. 38.
- [12] Lapuerta M., Garcia-Contreras R.: Lubricity of ethanol-biodiesel-diesel fuel blends. *Energy Fuels* 2010, 24, p. 1374–1379.
- [13] Agudelol J., Benjumea P.: The lubricity of ethanol-gasoline fuel blends. *Revista Facultad de Ingenieria Universidad de Antioquia*, 2011, ISSN 0120-6230, p. 9–16.

Farshad Eslami, MEng. – research student in the School of Mechanical Engineering at the University of Birmingham, UK.

Inż. Farshad Eslami – pracownik na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Birmingham, Wielka Brytania.

e-mail: [fxe632@bham.ac.uk](mailto:fxe632@bham.ac.uk)



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

Prof. dr hab. 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)



Athanasios Tsolakis, PhD. – senior lecturer in the School of Mechanical Engineering at the University of Birmingham, UK.

Dr Athanasios Tsolakis – starszy wykładowca na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Birmingham, Wielka Brytania.

e-mail: [A.Tsolakis@bham.ac.uk](mailto:A.Tsolakis@bham.ac.uk)



Prof. Hongming Xu, PhD, DIC, MSAE, CEng, FIMechE, FHEA – Professor in the School of Mechanical Engineering at the University of Birmingham, UK.

Prof. Hongming Xu – profesor na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Birmingham, Wielka Brytania.

e-mail: [H.M.Xu@bham.ac.uk](mailto:H.M.Xu@bham.ac.uk)



Shahrouz Norouzi – research student in the School of Mechanical Engineering at the University of Birmingham, UK.

Shahrouz Norouzi – student na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Birmingham, Wielka Brytania.

e-mail: [sxn633@bham.ac.uk](mailto:sxn633@bham.ac.uk)



Karl Dearn, PhD. – lecturer in the School of Mechanical Engineering at the University of Birmingham, UK.

Dr Karl Dearn – wykładowca na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Birmingham, Wielka Brytania.

e-mail: [K.D.Dearn@bham.ac.uk](mailto:K.D.Dearn@bham.ac.uk)

## An analysis of EGR impact on combustion process in the SI test engine

*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 ignition delay and the combustion duration 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. The results indicated a significant impact of EGR on the ignition delay and combustion duration.*

Key words: *ignition delay, combustion duration, modelling, exhaust gas recirculation*

### Analiza wpływu EGR na proces spalania w badawczym silniku ZI

*W pracy przedstawiono wyniki modelowania obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego z recyrkulacją spalin. Przedstawiono wyniki wpływu EGR na zwłokę zapłonu oraz na długość spalania. Przeprowadzono optymalizację obiegu silnika pod względem kąta wyprzedzenia zapłonu w celu osiągnięcia największej wartości sprawności obiegu przy niskiej emisji NO. Wyniki wykazały znaczny wpływ EGR na opóźnienie zapłonu i na długość spalania.*

Słowa kluczowe: *opóźnienie zapłonu, długość spalania, modelowanie, recyrkulacja spalin*

#### 1. Introduction

Ignition delay is the most important parameter of ignition and combustion of engines which will directly impact on the performance, emissions, combustion noise and other parameters. Number of researchers have been studied the ignition delay on constant-volume bomb, steady-flow reactor and internal combustion engine, respectively. The results showed that the ignition delay depends on the mixture of parameters, the temperature, pressure and the air fuel ratio [7]. Zou [18] and coworkers in their work has conducted an investigation on the ignition delay of a dual fuel engine operating with methanol ignited by pilot diesel on direct-injection diesel engine. They found that the ignition delay increases with the increase in methanol mass fraction. With the increase in engine speed, the ignition delay of the dual fuel engine by time scale decreases clearly under all engine operating conditions [18]. Li and all [9] in their work has experimentally investigated the effects of injection and ignition timings on performance and emissions from a high-compression direct-injection stratified charge spark-ignition methanol engine. Methanol injection timing and ignition timing have a significant effect on engine performance, combustion, and exhaust emissions. At an engine speed of 1600 rpm, full load, after optimization of injection and ignition timings, engine can obtain shorter ignition delay, lower cycle-by-cycle variation, the maximum in-cylinder pressure, the maximum heat release rate, and higher thermal efficiency compared to the case of non-optimized injection and ignition timings [9]. For the smallest values of ignition delay, they had received the highest value of indicated efficiency of engine. The smallest value to ignition delay was 16 deg, with efficiency at nearly 52%. Under these conditions, there was also the smallest cycle-to-cycle variations. Yamin and coworkers [17] has investigated an effect of combustion

#### 1. Wstęp

Zwłoka zapłonu jest bardzo ważnym parametrem inicjowania zapłonu oraz procesu spalania w silniku. Wpływa ona bezpośrednio na parametry silnika, emisję spalin, hałas spalania oraz inne parametry. Wielokrotnie badano zjawisko opóźnienia zapłonu w komorach o stałej objętości, w reaktorach o ustalonym przepływie lub w silniku spalinowym. Uzyskane rezultaty pokazały, że zwłoka zapłonu zależy od parametrów mieszanki, temperatury, ciśnienia oraz od współczynnika nadmiaru powietrza [7]. Zou i inni [18] prowadzili badania określające zwłokę zapłonu w silniku dwupaliwowym pracującym na metanolu, o zapłonie inicjowanym dawką wtryskiwanego oleju napędowego. Stwierdzili oni, że zwłoka zapłonu wzrasta ze wzrostem udziału masowego metanolu. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika, w silniku dwupaliwowym, zwłoka zapłonu maleje we wszystkich warunkach pracy silnika [18]. Li i inni [9] badali eksperymentalnie wpływ kąta wtrysku paliwa i zapłonu na parametry oraz emisję spalin silnika ZI o wysokim stopniu sprężania, zasilanego metanolem. Kąt wtrysku metanolu oraz kąt zapłonu miały znaczący wpływ na parametry silnika, spalanie i emisję spalin. Przy prędkości obrotowej 1600 obr/min, pełnym obciążeniu, po optymalizacji kątów wtrysku i zapłonu uzyskano najmniejszy czas zwłoki zapłonu, najmniejszą niepowtarzalność obiegu w kolejnych cyklach, maksymalne ciśnienie, największą szybkość wydzielania ciepła i największą sprawność w porównaniu do osiągnięć przed optymalizacją [9]. Dla najmniejszych wartości zwłoki zapłonu uzyskali oni największą wartość sprawności silnika. Najmniejsza wartość zwłoki zapłonu wynosiła 16° OWK, przy sprawności około 53%. W tych warunkach uzyskano także najmniejszą niepowtarzalność cykli pracy silnika. Yamin i inni [17] badali wpływ długości spalania

duration on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine. The main conclusion of their study was that the combustion duration has a significant effect on both performance and emission characteristics of the engine and has to be carefully designed to achieve the best engine performance characteristics. They also found that operating at lean or rich mixtures tends to increase the combustion duration. This effect was more predominant at higher speeds. This was because of the lesser energy contained in leaner mixtures which increases the ignition delay and slows the flame propagation. They also reported that the combustion duration has minimum at equivalence ratios nearly equal to 1.0 for all engine speeds [17]. An increase in the combustion duration caused the peak temperature and the brake mean effective pressure to decrease. This was because of the increased heat losses. On the basis of the results [17], they reported that for better performance in terms of power and economy, the combustion duration has to be between 4–6 ms which means that the engine should run on a mixture slightly leaner than stoichiometric ( $\lambda = 1.0$ – $1.1$ ). Bayraktar and Durgun [4] has presented the development of an empirical correlation for combustion duration for SI engine. In that correlation, the effects of engine operating parameters on combustion duration were taken into account. Combustion duration was taken as the crank angle interval from the time of spark discharge to the instant at which the charge is fully burned. Based on modelling results, it was found that the increase in compression ratio from 7 to 8.5 resulted in decreasing of combustion duration. Further increase the rate of compression did not cause decreasing of combustion duration (engine parameters:  $n = 1000$  rpm,  $ST = -30$  CA BTDC,  $\lambda = 1.0$ ). It was also found that a very significant impact on the duration of combustion has the ignition angle.

Based on an analysis of selected research work can be stated that the duration of the combustion in the engine is essential to obtain parameters of the engine and exhaust toxicity. The paper presented results of modelling the impact of EGR on the ignition delay and the combustion duration of spark ignition internal combustion engine.

## 2. Modelling results

Modelling of the thermal cycle of the test SI engine using the FIRE software [3] was conducted. As the research object was taken internal combustion spark ignition, naturally aspirated test engine S320ER, operated at constant rotational speed equal to 1000 rpm. The 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 [11, 14–16].

As a fuel  $C_8H_{17}$  hydrocarbon (gasoline) was taken. For modelling the combustion process used Extended Coherent Flame Model (ECFM) [3]. Turbulence was modeled using k-zeta-f model. Homogeneous mixture was delivered to the cylinder. The percentage of exhaust gases recycled back to the engine intake (% EGR) was calculated as a percentage

na charakterystyczne parametry termodynamiczne i emisję silnika o zapłonie iskrowym. Głównym wnioskiem było stwierdzenie, że długość spalania ma istotny wpływ zarówno na osiągi, jak i emisję silnika i parametr ten powinien być starannie określony w celu uzyskania optymalnych parametrów pracy silnika. Stwierdzili także, że praca silnika na mieszance uboższej lub bogatej powoduje wydłużenie czasu spalania. Efekt ten jeszcze bardziej uwidaczniał się przy większych prędkościach obrotowych silnika. Było to spowodowane tym, że mniejsza energia zawarta w uboższej mieszance wpływała na zwiększenie zwłoki zapłonu i spowalniało to rozprzestrzenianie się płomienia. Stwierdzono także, że najmniejszy czas spalania uzyskuje się dla mieszanek o współczynniku nadmiaru powietrza bliskim 1,0 dla wszystkich prędkości obrotowych [17]. Wzrost długości spalania powodował zmniejszenie maksymalnej temperatury oraz średniego ciśnienia efektywnego. Było to spowodowane wzrostem strat ciepła. Na podstawie wyników z pracy [17] stwierdzono także, że w celu uzyskania najlepszych osiągnięć silnika, mocy i zużycia paliwa, długość spalania powinna być w granicach 4–6 ms, to znaczy, że silnik powinien pracować na mieszance uboższej niż stechiometryczna ( $\lambda = 1,0$ – $1,1$ ). Bayraktar i Durgun [4] zaprezentowali korelację empiryczną dla określania długości spalania w silniku ZI. W tej korelacji ujęto wpływ parametrów pracy silnika na długość spalania. Długość spalania określono jako okres od wystąpienia zapłonu od iskry świecy zapłonowej do czasu całkowitego wypalenia dawki paliwa. Na podstawie wyników modelowania stwierdzono, że wzrost stopnia sprężania z 7 do 8,5 spowodowało skrócenie długości spalania. Dalsze zwiększanie stopnia sprężania nie spowodowało skrócenia długości spalania (parametry silnika:  $n = 1000$  obr/min, zapłon  $30^\circ$  przed GMP,  $\lambda = 1,0$ ). Potwierdzono także, że kąt zapłonu wpływa na długość spalania.

Na podstawie analizy wybranych prac badawczych można stwierdzić, że długość spalania mieszanki w silniku ma istotne znaczenie dla uzyskiwanych parametrów pracy silnika oraz dla toksyczności spalin. W pracy przedstawiono wyniki modelowania wpływu EGR na opóźnienie zapłonu oraz na długość spalania w silniku z zapłonem iskrowym.

## 2. Wyniki modelowania

Modelowanie obiegu cieplnego silnika ZI przeprowadzono w programie FIRE [3]. Jako obiekt badań wykorzystano badawczy tłokowy, wolnossący 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 [11, 14–16]. Jako paliwo przyjęto węglowodór  $C_8H_{17}$  (ben-

of the total inlet mass flow rate. The mean indicated pressure was determined for the angular range from  $-180$  deg BTDC to  $180$  deg ATDC. Determined an engine efficiency is the gross efficiency, the modelling does not include charge exchange loop. The ignition delay is defined as the time interval between the start of ignition and start of combustion. Start of the combustion is defined as the time at which the heat release rate reaches  $1 \text{ J/deg}$  [9]. The end of the combustion process assumed the moment at which the heat release rate decreased by 90% after reaching its maximum [2].

Computational domain and results of experimental verification of model are presented in the already published or accepted for printing articles [14–16]. Modelling 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.

Effects of the use of exhaust gas recirculation is preferably on the content of  $\text{NO}_x$  in the exhaust but also adversely affects of the thermodynamic parameters of thermal cycle engine. Optimizing the engine cycle in terms of the angle

zyna). Modelowanie procesu spalania przeprowadzono z wykorzystaniem modelu Extended Coherent Flame Model (ECFM) [3]. Wykorzystano model turbulencji k-zeta-f. Do cylindra doprowadzona była mieszanka homogeniczna. Udział procentowy recykulowanych spalin do układu dolotowego silnika (% EGR) był określany jako procent całkowitej masy dostarczanej do cylindra. Średnie ciśnienie indykowane zostało określone dla zakresu kąтового od  $-180^\circ$  przed GMP do  $180^\circ$  po GMP. Wyznaczoną sprawność silnika należy traktować jako wartość brutto, ponieważ nie uwzględniono pętli wymiany ładunku. Okres opóźnienia zapłonu został zdefiniowany jako czas od momentu zapłonu do zapoczątkowania procesu spalania. Początek spalania został określony jako moment, w którym szybkość wydzielania ciepła osiągnęła wartość  $1 \text{ J}^\circ \text{ OWK}$  [9]. Za koniec procesu spalania przyjęto moment, w którym szybkość wydzielania ciepła spadła o 90% po osiągnięciu swojego maksimum [2]. Siatka obliczeniowa komory spalania oraz wyniki weryfikacji modelu zostały zaprezentowane w już opublikowanych i przyjętych do druku pracach [14–16]. W modelowaniu uwzględniono recyrkulację spalin. Dla wszystkich udziałów

EGR od 0 do 12,5% co 2,5% przeprowadzono optymalizację kąta zapłonu.

Stosowanie recyrkulacji spalin korzystnie wpływa na zawartość  $\text{NO}$  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  $\text{NO}$  w spalinach. Ograniczeniem udziału EGR jest pogorszenie się warunków propagacji płomienia powiązane z mniejszą koncentracją tlenu w komorze spalania silnika. Wzrost zawartości recykulowanych spalin rozcieńcza mieszankę paliwowo-powietrzną, zmniejszając koncentrację tlenu, a w konsekwencji zmniejsza znacznie szybkość spalania.

Na rysunku 1 przedstawiono przebiegi wyznaczonej długości spalania i opóźnienia zapłonu w silniku badawczym przy różnych udziałach EGR. Na podstawie wyników można stwierdzić, że wzrost udziału EGR w silniku ZI powoduje wzrost długości spalania. Bez udziału EGR wzrost współczynnika nadmiaru powietrza z 1,0 do 1,3 spowodowało wzrost długości spalania z 3,8 ms do 5,5 ms, czyli długość spalania wzrosła o prawie 45%. Dla 12,5-procentowego udziału EGR parametr ten wzrósł z 5 ms do 8,3 ms, czyli długość spalania wzrosła o prawie 65%. Recyrkulacja spalin spowodowała także wzrost opóźnienia zapłonu. W sytuacji bez udziału recyrkulacji wzrost współczynnika nadmiaru powietrza z 1,0 do 1,3 spowodował wzrost opóźnienia zapłonu o 100%, z 0,66 ms do

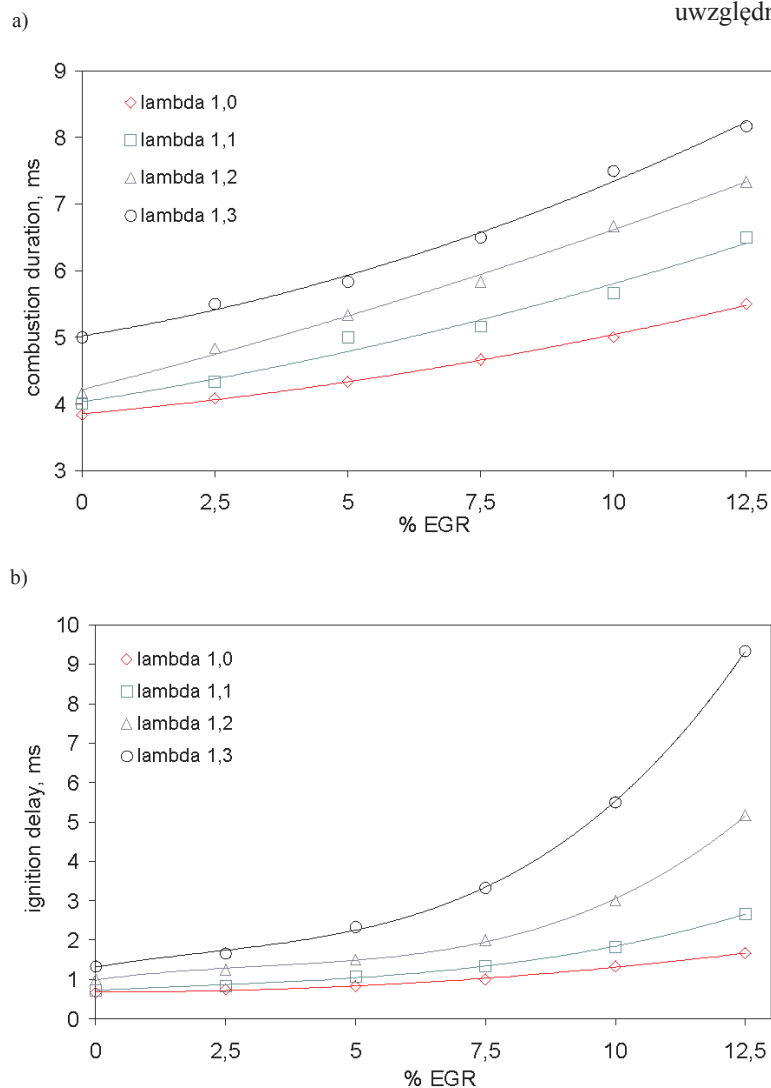


Fig. 1. Combustion duration (a) and ignition delay (b)

Rys. 1. Długość spalania (a) i opóźnienie zapłonu (b)

of ignition is achieved satisfactory thermo-dynamic parameters of the engine at relatively low values of  $NO_x$  in the exhaust. 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 1 shows the calculated the combustion duration and ignition delay for the test engine at different EGR share. On the basis of results can be seen that with increasing participation of EGR increases the combustion duration in the SI test engine. Without the participation of EGR increase in excess air ratio of 1.0 to 1.3 caused an increase in the combustion duration of 3.8 ms to 5.5 ms, the combustion duration increased nearly by 45%. For a 12.5% share of EGR, this increase was respectively from 5 ms to 8.3 ms, the combustion duration increased nearly by 65%.

Exhaust gas recirculation are also affected on the so-called ignition delay. In the case of a without EGR, increase of excess air ratio from 1.0 to 1.3 caused an increase in ignition delay by 100%, from 0.66 ms to 1.3 ms. Contrast with 12.4% EGR ignition delay increased from 1.3 ms to 9.3 ms, which increased more than 7 times.

In Figure 2 are presented investigations of influence of excess air ratio on the combustion duration and ignition delay period for the engine with exhaust gas recirculation.

With the increase of excess air ratio, the modelled engine for various shares of the EGR, there was a rise in both the combustion duration and ignition delay period (Fig. 2). With the increase of excess air ratio while increasing the EGR participation, respectively these periods become longer.

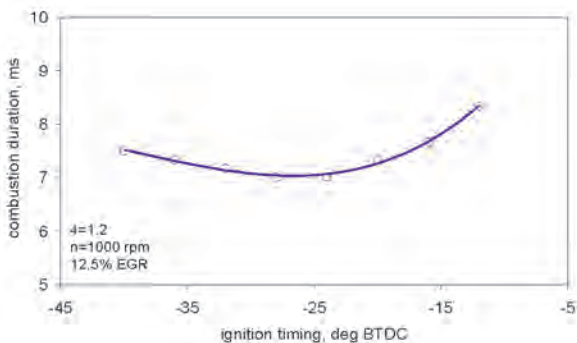


Fig. 3. Impact of timing advance for the combustion duration  
Rys. 3. Wpływ kąta zapłonu na długość spalania

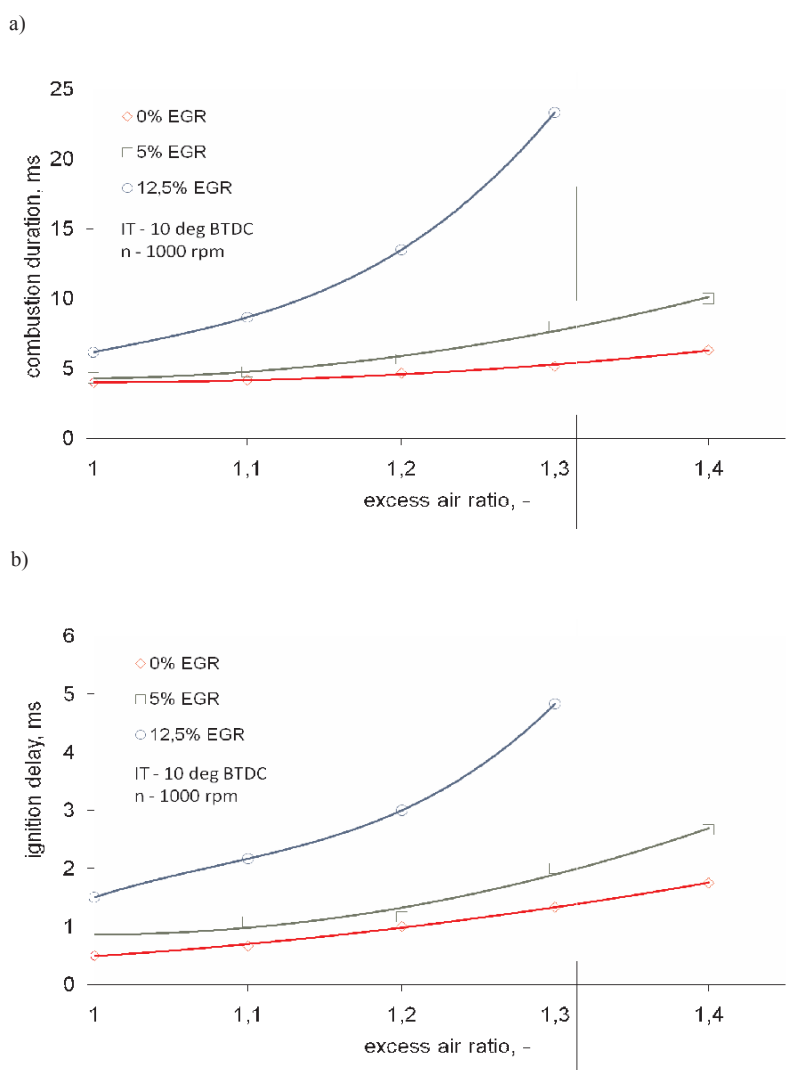


Fig. 2. Influence of excess air ratio on the combustion duration (a) and ignition delay period (b) for the engine with exhaust gas recirculation

Rys. 2. Wpływ współczynnika nadmiaru powietrza na długość spalania (a) i opóźnienie zapłonu (b) dla silnika z recyrkulacją spalin

1,3 ms. Przy 12,5-procentowym udziale EGR opóźnienie zapłonu wzrosło z 1,3 ms do 9,3 ms, czyli wzrosło ponad 7-krotnie.

Na rysunku 2 przedstawiono wyniki badania wpływu współczynnika nadmiaru powietrza na długość spalania i opóźnienie zapłonu dla silnika z recyrkulacją spalin.

Wraz ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza, dla modelowanego silnika z różnymi udziałami EGR, nastąpił wzrost zarówno długości spalania, jak i opóźnienia zapłonu (rys. 2). Ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza i jednocześnie wzrostem udziału EGR okresy te uległy wydłużeniu.

Teoretycznie [17] szybkość spalania powinna być taka, żeby długość spalania była minimalna przy dużym przyroście ciśnienia. Ciśnienie powinno osiągać maksimum w GMP, aby jak najmocniej oddziaływać w czasie suwu ekspansji. W praktyce silniki są tak konstruowane, aby tylko 50% przyrostu ciśnienia występowało przed GMP, co powoduje, że wartość maksymalna ciśnienia i temperatury jest osiągnięta

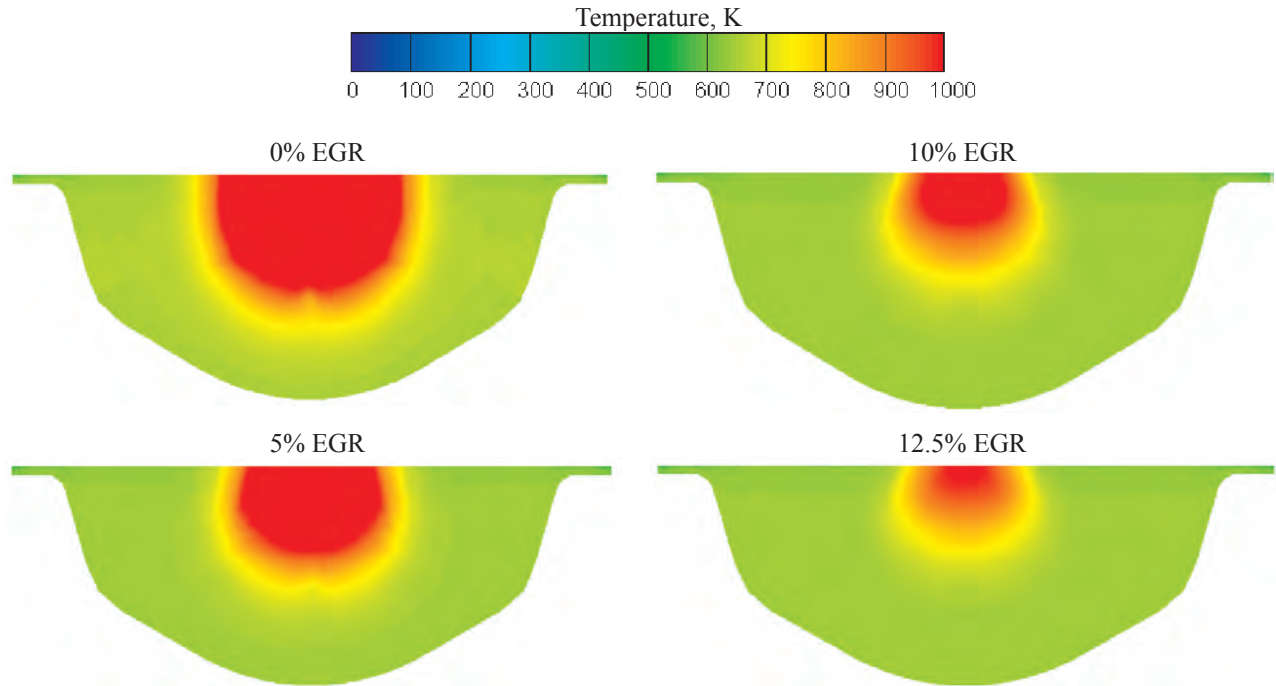


Fig. 4. Flame propagation in the combustion chamber of test engine at a range of EGR share, for  $\lambda = 1.2$ , the position of the piston – TDC  
 Rys. 4. Rozprzestrzenianie się płomienia w komorze spalania silnika badawczego z EGR, przy  $\lambda = 1.2$ , położenie tłoka w GMP

Theoretically [17], the rate of combustion should be such that combustion duration is minimum with the high rate of pressure rise. Pressure should be maximum just at TDC to produce greater force acting through a long period of the power stroke. In practice, engines are so designed that only 50% of the pressure rise is completed by the TDC, resulting in peak pressure and temperature occurring at 10–15 deg after TDC which reduces the heat loss and make the engine operation smooth [17].

Figure 3 shows the effect of timing advance for the combustion duration. In the test engine combustion process occurred fastest for timing advance equal to 28 deg BTDC ( $\lambda = 1.2$ ,  $n = 1000$  rpm, 12.5% EGR) and was about 7 ms. The advancing and delaying the ignition angle caused an increase combustion delay.

Figure 4 shows the cross section of the combustion chamber, which shows the spreading flame front, the piston at TDC, with different shares of EGR. With the increasing share of the recirculated exhaust gases, the flame front spreads with less and less speed. This is probably caused by the ignition delay. Slower flame propagation increases the combustion duration.

### 3. Summary

The paper presents the impact of exhaust gas recirculation on ignition delay and combustion duration 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 results indicated a significant impact of EGR on the combustion duration. For a 12.5% share of the

przy 10–15° OWK po GMP, a to redukuje straty ciepła i sprawia, że silnik pracuje miękko [17].

Rysunek 3 przedstawia wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na długość spalania. W silniku badawczym proces spalania zachodził najszybciej dla kąta zapłonu równego 28° po GMP ( $\lambda = 1.2$ ,  $n = 1000$  obr/min, 12,5% EGR) i wynosił 7 ms. Wzrost kąta wyprzedzenia zapłonu powodował wzrost długości spalania.

Rysunek 4 przedstawia przekroje komory spalania, na których uwidoczniono rozprzestrzenianie się frontu płomienia, dla położenia tłoka w GMP, przy różnych udziałach EGR. Ze wzrostem udziału recykulowanych spalin front płomienia rozprzestrzenia się z coraz wolniej. Jest to prawdopodobnie spowodowane zwłoką zapłonu. Wolniejsze rozprzestrzenianie się płomienia powoduje wzrost długości spalania.

### 3. Podsumowanie

W artykule przedstawiono wpływ recyrkulacji spalin na opóźnienie zapłonu oraz długość spalania w obiegu cieplnym tłokowego silnika spalinowego. Przeprowadzono optymalizację obiegu silnika pod względem kąta wyprzedzenia zapłonu w celu uzyskania możliwie największej sprawności.

Wyniki badań wykazały wpływ EGR na długość spalania. Dla  $\lambda = 1.2$  i 12,5% EGR, w zoptymalizowanych warunkach, długość spalania wzrosła o prawie 65% w stosunku do pracy bez EGR. Przedstawiono także wpływ EGR na tzw. zwłokę zapłonu. Uwidoczniono silny wpływ recyrkulacji spalin na ten parametr. Dla rozpatrywanych warunków ( $\lambda = 1.2$  i 12,5% EGR) uzyskano 7-krotnie

EGR and  $\lambda = 1.2$ , in optimized conditions, the combustion duration increased nearly by 65% in relation to the operation without EGR. It also describes the impact of EGR on the so-called ignition delay. Shown to strongly impact the exhaust gas recirculation on this parameter. For these conditions, the increase in ignition delay was 7 times bigger in comparison to conditions without EGR. 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.

An increase in the combustion duration causes the peak temperature and mean indicated pressure to decrease. On the basis of results, it may be seen that NO emission is lower when combustion duration is high. This is because the peak temperature is low and therefore the formation of NO is reduces.

Exhaust gas recirculation is beneficial not only to reduce the toxicity of exhaust gases but it also strongly influences of the ignition delay and combustion duration of the engine.

wzrost opóźnienia zapłonu w porównaniu do warunków bez EGR. Przy 12,5-procentowym udziale EGR uzyskano także 2,5-krotny wzrost szybkości wydzielania ciepła. Najlepszy kompromis pomiędzy wartością sprawności indykowanej a emisją spalin uzyskano dla optymalnego kąta zapłonu.

Wzrost długości spalania powoduje zmniejszenie wartości maksymalnej temperatury i średniego ciśnienia indykowanego. Na podstawie wyników można stwierdzić, że emisja NO jest niższa, gdy długość spalania jest większa. Jest to spowodowane właśnie zmniejszeniem wartości maksymalnej temperatury, a przez to ograniczenie tworzenia się NO. Recyrkulacja spalin nie tylko korzystnie wpływa na toksyczność spalin, ale także silnie wpływa na wartości opóźnienia zapłonu oraz na długość spalania w silniku tłokowym.

*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 2009 ICE Physics & Chemistry. Combustion, Emission, Spray, Wallfilm. Users Guide, 2009.
- [4] Bayraktar H., Durgun O.: Development of an empirical correlation for combustion durations in spark ignition engines. *Energy Conversion and Management* 45, 2004.
- [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] Cupiał K., Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: The accuracy of modelling of the thermal cycle of a compression ignition engine. *Combustion Engines*, 2011.
- [7] Heywood J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [8] Jamrozik A., Tutak W.: Modelling of combustion process in the gas test engine. *Perspective Technologies and Methods in Mems Design, MEMSTECH, Lviv – Polyana, Ukraine* 2010.
- [9] 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.
- [10] Szwaia 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*, s. 3–88, Hungary 2009.
- [11] Tutak W., Jamrozik A.: Modeling of thermal cycle of gas engine using AVL FIRE software. *Silniki Spalinowe* 2010.
- [12] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Improved Emission Characteristics of SI Test Engine by EGR, *Proceedings of VIIth International Conference in MEMS Design, MEMSTECH'2011, Lviv-Polyana* 2011.
- [13] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M.: Numerical analysis of initial swirl profile influence on modelled piston engine work cycle parameters. *Combustion Engines, 2007-SC2*, 2007.
- [14] 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, Balatonfured, Hungary* 2011.
- [15] Tutak W.: Numerical analysis of some parameters of SI internal combustion engine with exhaust gas recirculation. *TEKA PAN, Lublin* 2011.
- [16] Tutak W.: Numerical analysis of the impact of EGR on the knock limit in SI test engine. *TEKA PAN, Lublin* 2011.
- [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.
- [18] Zou H., Wang L., Liu S., Li Y.: Ignition delay of dual fuel engine operating with methanol ignited by pilot diesel. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China* 2008.

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@imtis.pcz.czest.pl](mailto:tutak@imtis.pcz.czest.pl)



## Biogas utilization in an internal combustion engine working in a serial hybrid propulsion system

*Due to increase in demand for fossil fuels and aspects of natural environment protection, there is a major need to utilize alternative and renewable energy sources in order to promote sustainable development. The use of biogas as a source of renewable energy could provide effective and alternative way to satisfy a remarkable part of this demand for the transportation sector. As biogas has high inert content of carbon dioxide, its heating value is lower compared to CNG. Applying these low heating value renewable gaseous fuels for means of transport is not fully worked out yet because their combustion characteristics significantly differ from liquid fuels that are currently used or propane, or natural gas based systems that are becoming more and more popular in transportation. Biogas is not in common use, thus its utilization is recently limited for engines with conventional equipment burning other fuels. Thus, theoretical and experimental analysis was made to investigate the usability of biogas. On the basis of conducted investigation, it was found that effective biogas utilization as a fuel for means of transport can be achieved in a serial hybrid system consisted of internal combustion reciprocating engine.*

Key words: *fuels, internal combustion engines, power, natural gas, biogas, carbon dioxide*

### Utylizacja biogazu w silniku spalinowym pracującym w napędzie hybrydowym szeregowym

*Potrzeba zagospodarowywania alternatywnych źródeł energii, w tym źródeł odnawialnych, stymulowana jest koniecznością zaspokojenia narastającego zapotrzebowania na paliwa kopalne oraz ochroną środowiska naturalnego. Wykorzystanie biogazu jako źródła energii odnawialnej może być skutecznym a także alternatywnym środkiem do zaspokojenia znaczącej części tego zapotrzebowania na potrzeby sektora transportu. Biogaz, w porównaniu do CNG, charakteryzuje się mniejszą wartością opałową z powodu występowania w nim dużej ilości składnika niepalnego, jakim jest dwutlenek węgla. Wykorzystanie tego niskokalorycznego paliwa gazowego na potrzeby środków transportu nie jest jeszcze w pełni naukowo zbadane z powodu znaczących różnic w zakresie przebiegu spalania w porównaniu do propanu, metanu lub paliw ciekłych. Pomimo tego paliwa te stają się coraz bardziej popularne w sektorze transportu. Obecnie biogaz nie jest jeszcze powszechnie stosowany, dlatego jego wykorzystanie jako paliwa trakcyjnego jest ograniczane do klasycznych silników tłokowych standardowo spalających inne paliwa. Zatem w celu zbadania przydatności biogazu jako paliwa trakcyjnego przeprowadzono analizę teoretyczną i badania eksperymentalne. Na podstawie przeprowadzonych badań uznano, że efektywne wykorzystanie biogazu jako paliwa do środków transportu można osiągnąć w wyniku jego spalania w szeregowym, hybrydowym zespole napędowym zawierającym tłokowy silnik spalinowy.*

Słowa kluczowe: *paliwo, silnik spalinowy, moc, gaz ziemny, biogaz, dwutlenek węgla*

### 1. Introduction

This paper is focusing on investigation into the combustion characteristics of biogas with respect to energetic utilization in a LPG or CNG fueled research engine working in a serial hybrid propulsion system. The utilization of the renewable alternative energy sources like liquid biofuels [13, 14, 17] or biogas will have a major role in mitigating climate change while the increasing energy and mobility demand for mankind need to be satisfied and sustainable development should be maintained [4, 5, 8, 9, 18]. Renewable gaseous fuels like biogas utilized in gaseous engines can be managed as optional and effective way to meet a remarkable part of such demand [6, 14]. Firstly, authors have investigated construction of serial hybrid LPG vehicles, then, they have analyzed biogas utilization in such vehicles. The drivetrain of a vehicle is consisted of components that are responsible for transmitting power from the engine to the wheels of the

### 1. Wstęp

W artykule skoncentrowano się na badaniach nad charakterystyką spalania biogazu w silniku badawczym przystosowanym do paliw LPG lub CNG i wchodzącym w skład hybrydowego szeregowego zespołu napędowego. Energetyczna utylizacja paliw pochodzących z odnawialnych źródeł energii – biopaliw ciekłych [13, 14, 17] lub biogazu może znacząco spowalniać zmiany klimatyczne związane z narastającym zapotrzebowaniem energii i transportu przez ludzkość [4, 5, 8, 9, 18]. Paliwa gazowe, takie jak biogaz, traktowane jako rezerwowe paliwa alternatywne stosowane do gazowego silnika spalinowego, mogą stanowić znaczący udział w tym ogólnym zapotrzebowaniu energetycznym [6, 14]. Wstępnie przeanalizowano budowę pojazdów hybrydowych zasilanych LPG, a następnie możliwość wykorzystania biogazu do tych pojazdów. W zespole napędowym takiego hybrydowego pojazdu mogą występo-

vehicle. With hybrids, there are three possible setups for the drivetrain as follows: the serial drivetrain, the parallel drivetrain, and the combined drivetrain. The serial drivetrain is the simplest hybrid configuration. In a serial hybrid, the electric motor is the only means of providing power to force vehicle's wheels turning. The wheel receives energy from either the battery pack or from a generator driven by an internal combustion engine. A computer determines how much of this energy comes from the battery or the engine/generator set. Both the engine/generator and regenerative braking recharge the battery pack. The internal combustion engine is typically smaller in a serial drivetrain because it only has to meet average driving power demands; the battery pack features generally with higher energy capacity than the one in parallel hybrids in order to provide remaining peak driving power needs. While the engine in a conventional vehicle is forced to operate inefficiently in order to satisfy varying power demands of stop-and-go driving, serial hybrids perform at their best in such conditions. This is because the internal combustion engine in a serial hybrid is not coupled to the wheels directly. This means the engine is no longer subject to the widely varying power demands experienced in stop-and-go driving and can instead operate in a narrow power range at near optimum efficiency. This also eliminates the need for a complicated multi-speed transmission system and a clutch. Because serial drivetrains perform best in stop-and-go driving, they are primarily being considered for buses and urban vehicles.

## 2. Theoretical investigation

Within the transportation sector, the road transport market share is the largest in the EU and is still increasing due to

wać 3 warianty przeniesienia napędu na koła: szeregowo, równoległe lub w sposób mieszany. W szeregowym zespole napędowym, będącym jednocześnie najprostszym hybrydowym układem napędowym, silnik elektryczny służy wyłącznie do napędu kół i pobiera energię z akumulatorów lub z prądnicy, która jest napędzana silnikiem spalinowym. Komputer pokładowy pojazdu decyduje, jaka ilość energii ma być przekazywana z obydwu wymienionych źródeł. Bateria akumulatorów ładowana jest zarówno przez układ silnik spalinowy-prądnica, jak i w wyniku odzysku energii hamowania. W przypadku napędu hybrydowego szeregowego silnik spalinowy jest zazwyczaj mniejszy ze względu na pokrycie średniego zapotrzebowania mocy. Natomiast bateria akumulatorów charakteryzuje się większą mocą w porównaniu do układu hybrydowego równoległego, ze względu na pokrycie szczytowego, chwilowego zapotrzebowania mocy. W tradycyjnym pojeździe silnik spalinowy pracuje w szerokim zakresie mocy i z tego powodu jego praca jest mało efektywna w porównaniu do napędu szeregowego hybrydowego, gdzie podczas pracy silnik ten cechuje się znacznie lepszymi osiągnięciami, ponieważ jego obciążenie nie jest związane z chwilowym obciążeniem pojazdu, bo nie występuje sztywne przekazywanie mocy na koła. Zatem silnik ten nie jest już przedmiotem badań w zakresie cyklicznego obciążenia pojazdu postój-jazda, ale w znacznie węższym zakresie mocy zapewniającym osiągnięcie optymalnej sprawności. Ponadto zaletą takiego układu jest wyeliminowanie mechanicznych elementów przeniesienia napędu: skrzynia biegów, sprzęgło itp. Hybrydowe, szeregowo zespoły napędowe ze względu na swoje osiągi są rozważane jako potencjalne zespoły napędowe pojazdów komunikacji miejskiej.

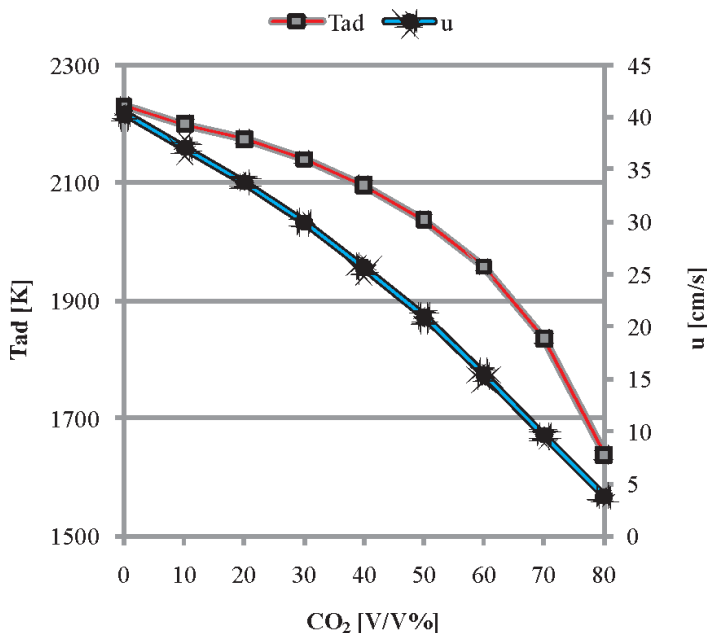


Fig. 1. Adiabatic flame temperature  $T_{ad}$  and the laminar flame speed  $u$  of different biogas against  $CO_2$  content calculated at  $\lambda = 1$ ; 273 K; 101325 Pa [16]

Rys. 1. Adiabatyčna temperatura plamienia  $T_{ad}$  i prędkość spalania laminarnego  $u$  dla biogazu o różnej zawartości  $CO_2$  obliczonych dla  $\lambda = 1$ , 273 K, 101325 Pa [16]

## 2. Analiza teoretyczna

Udział transportu drogowego w skali całego transportu w Unii Europejskiej jest największy i w dalszym ciągu systematycznie się powiększa ze względu na wysoką jakość obsługi serwisowej (obsługa door-to-door), czasochłonność, żywotność i niezawodność [15]. Dlatego autorzy przeprowadzili badania wykorzystania biopaliwa gazowego w pojeździe hybrydowym z szeregowym zespołem napędowym przystosowanym do zasilania gazem CNG bez dokonywania modyfikacji silnika spalinowego tegoż zespołu. Biogaz jest głównie mieszaniną dwóch gazów: metanu i dwutlenku węgla.  $CO_2$  z racji tego, że jest gazem niepalnym i jego ciepło właściwe jest względnie wysokie, negatywnie wpływa na osiągi silnika. Ponadto w wysokiej temperaturze spalania ulega dysocjacji na  $CO$  i  $O_2$  powodując spowolnienie przebiegu spalania. Wzrost udziału  $CO_2$  w biogazie wpływa także na zmniejszenie adiabatycznej temperatury płomienia  $T_{ad}$  i jego prędkości  $u$  (rys. 1). Chociaż wyniki przedstawione na rysunkach 1 – 3 dotyczą spalania w warunkach normalnego ciśnienia i temperatury, jednakże można wyciągnąć kilka wniosków w zakresie wpływu na parametry eksploatacyjne

its superior service level (total flexibility in space door-to-door service) and time, reliability, speed and a lower probability of damage [15]. Authors have investigated the usage of gaseous biofuel in a serial CNG hybrid vehicle without any engine modification. Biogas has two major gaseous components: CO<sub>2</sub> and methane. Methane is usually used in CNG engines. The CO<sub>2</sub> content has a negative effect on the combustion properties of biogas because CO<sub>2</sub> is a non-combustible component and its constant pressure specific heat is high, moreover it dissociates into CO and O<sub>2</sub> at higher temperature, so it slows down the combustion process. By increasing the CO<sub>2</sub> content, adiabatic flame temperature T<sub>ad</sub> and flame speed u can be decreased (Fig. 1), which can cause burning instability and stretched combustion. Although, the Figures 1 – 3 present results calculated at NTP conditions, but conclusions on engine performance can be drawn. Hence, decrease in flame temperature T<sub>ad</sub> and in the flame speed u can lead to decrease in power and torque as concluded from the Fig. 1.

These two parameters (adiabatic flame temperature T<sub>ad</sub> [K], laminar flame velocity u [cm/s]) are partly affected by the composition of the gaseous fuel. In case of 40% CO<sub>2</sub> content, the lower heating value LHV of the gas is only around 20 MJ/m<sup>3</sup> (Fig. 2). As far as the engine run is concerned, the Wobbe number of the gaseous fuel, apart from the LHV, is also a very important parameter. It corresponds to the heat load of the combustion device and can be calculated from:

$$Wo = \frac{HHV}{\sqrt{n}} \quad (1)$$

where: HHV is the higher heating value [MJ/m<sup>3</sup>] and n is relative density calculated from the densities of fuel ( $\rho_{fuel}$ ) and air ( $\rho_{air}$ ):

$$n = \frac{\rho_{fuel}}{\rho_{air}} \quad (2)$$

Even in case of gaseous fuels with the identical HHV, the Wobbe number can vary if composition of fuels is different due to their various relative densities. Concentrating on stable engine run, the variation of these two parameters should not vary more than  $\pm 5\%$ . It is obvious that neither LHV nor the Wobbe number can be maintained in the required range in case of biogas operation, because typical biogas contains at least 30–40 V/V% CO<sub>2</sub> (Fig. 2) [13].

Another important parameter of combustion process is the CO<sub>2</sub> emission. From the point of climate change, the CO<sub>2</sub> is considered the main cause of global warming, thus, it is necessary to consider the fact that the CO<sub>2</sub> content in biogas will remain in the atmosphere after combustion. Fig. 3 shows the maximum CO<sub>2</sub> in the exhaust gas (CO<sub>2max</sub>) and the exhaust gas volume (V<sub>o</sub>) of various biogases calculated under stoichiometric conditions.

silnika. Zatem w wyniku obniżenia T<sub>ad</sub> i prędkości spalania laminarnego u można spodziewać się obniżenia osiągnięć silnika: jego mocy i momentu.

Wartości tych dwóch wielkości (adiabatyczna temperatura płomienia T<sub>ad</sub> [K] i prędkość spalania laminarnego u [cm/s]) częściowo zależą od składu chemicznego paliwa gazowego. Gdy zawartość CO<sub>2</sub> wynosi 40%, wówczas wartość opałowa LHV jest na poziomie około 20 MJ/Nm<sup>3</sup> (rys. 2). W odniesieniu do paliw gazowych, poza wartością opałową LHV, istotny jest jeszcze jeden parametr – liczba Wobbe, która jest wskaźnikiem cieplnego obciążenia i jest zdefiniowana równaniem (1), gdzie: HHV – ciepło spalania [MJ/Nm<sup>3</sup>], n – względna gęstość paliwa ( $\rho_{fuel}$ ) względem powietrza ( $\rho_{air}$ ) – wzór (2).

Dla paliw gazowych o takich samych wartościach ciepła spalania HHV liczba Wobbe może być różna, gdy tylko różny jest skład chemiczny tych paliw gazowych, co wpływa na różną ich gęstość. Ze względu na stabilną pracę silnika spalinowego zmienność tych dwóch wielkości nie powinna przekraczać 5%. Wydaje się oczywiste, że obydwie te wielkości dla biogazu nie mogą być utrzymywane w tak wąskim zakresie, ponieważ zazwyczaj produkowany biogaz charakteryzuje się zmiennością CO<sub>2</sub> w zakresie od 30 do 40% (rys. 2) [13].

Jak się obecnie uważa, CO<sub>2</sub> jest główną przyczyną globalnego ocieplenia, z tego względu emisja CO<sub>2</sub> do atmosfery jest istotnym parametrem i dlatego też istotna jest zawartość CO<sub>2</sub> w biogazie. Na rysunku 3 przedstawiono maksymalny udział CO<sub>2</sub> w gazach spalinowych (CO<sub>2max</sub>) i objętość tych gazów (V<sub>o</sub>) dla różnych biogazów przy stechiometrycznym warunku spalania.

Jak wynika z analizy rysunku 3, wraz ze wzrostem zawartości CO<sub>2</sub> w biogazie emisja CO<sub>2</sub> (CO<sub>2</sub> [m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup> paliwa]) pozostaje na niezmiennym poziomie, aczkolwiek można zaobserwować wzrost CO<sub>2max</sub> przy zmniejszaniu się ilości spalin (V<sub>o</sub>) przypadających na jednostkę objętości powie-

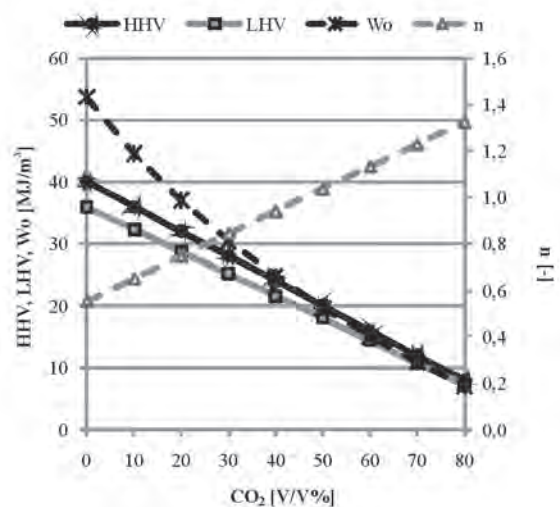


Fig. 2. LHV, the Wobbe number and the relative density values of different biogas against CO<sub>2</sub> content, calculated at 273 K and 101325 Pa [16]

Rys. 2. LHV, liczba Wobbe i względna gęstość dla biogazu o różnej zawartości CO<sub>2</sub> obliczone dla 273 K i 101325 Pa [16]

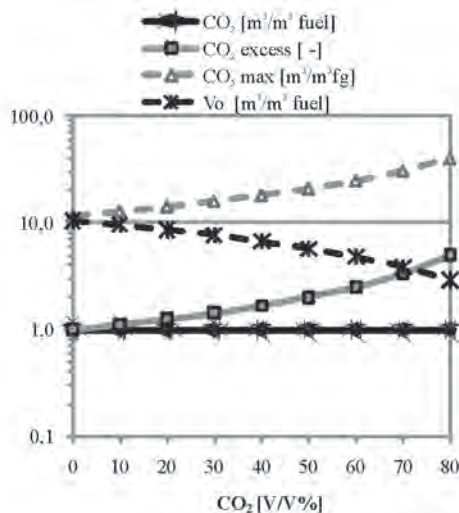


Fig. 3. The values of  $CO_{2max}$ ,  $V_o$  and  $CO_2$  emission of different biogas against  $CO_2$  content [16]

Rys. 3. Wartości  $CO_{2max}$ ,  $V_o$  i emisji  $CO_2$  dla biogazów o różnej zawartości  $CO_2$  [16]

As plotted in the Fig. 3, by increasing the  $CO_2$ -content of biogas, the  $CO_2$  emission ( $CO_2$  [ $m^3/m^3$  fuel]) is constant, although  $CO_{2max}$  % increases while the exhaust gas amount ( $V_o$ ) decreases. But if the decreased LHV of biogas is taken into account in the case of constant heat load, the  $CO_2$  emission of biogas is higher. But, presently, this  $CO_2$  excess does not have to be taken into account as far as global warming is concerned, because it was not produced from fossil fuel and the time scale of  $CO_2$  capture for biogas production and  $CO_2$  emission from biogas combustion is comparable which means that practically there is no excess  $CO_2$  emission in global scale.

### 3. Experimental results

The authors have analyzed biogas utilization in a serial hybrid CNG engine. The specification of both the engine and the power generator are as follows:

- gaseous Engine: 4 cylinders inline, brand: WISCON TOTAL TM27
- power: 24.6 kW/1500 rpm
- bore x stroke: 91 mm x 103.2 mm
- displacement: 2.68 l
- compression ratio: 11
- fixed spark timing: 30° BTDC
- generator: MARELLI CX IM B3 180M, 26.4 kW/1500 rpm, 3 x 400 V, 50 Hz
- gas mixture delivery: port fueled system consisted of a mixer.

Various compositions of biogas (mixture of  $CO_2$  and  $CH_4$ ) have been used to tests. The reference measurements were made with the  $CH_4$  fuel. Fig. 4 shows the change in specific fuel consumption of the engine fueled with various biogases. With increasing the  $CO_2$  content in biogas, to achieve the same power, the consumption needs to be increased due to decreasing the fuel heating value LHV. It is seen that this correlation is nonlinear. Moreover, the air to fuel ratio (AFR)

trza. Wynika to z jednoczesnego zmniejszania się LHV przy niezmiennym obciążeniu cieplnym silnika. Ponadto ta nadwyżka  $CO_2$  nie powinna być uwzględniana w limitach emisji związanych z globalnym ociepleniem, ponieważ nie pochodzi ze spalania paliw kopalnych oraz należy uwzględnić fakt, że emisja  $CO_2$  jest zbilansowana jeśli chodzi o produkcję i następnie spalanie biogazu. Zatem, praktycznie ujmując, spalanie biogazu nie przyczynia się do wzrostu poziomu  $CO_2$  w skali globalnej.

### 3. Badania eksperymentalne

Autorzy przeprowadzili analizę utylizacji biogazu w laboratoryjnym silniku badawczym na paliwo CNG zamontowanym w układzie hybrydy szeregowej. Dane silnika i prądnicy są następujące:

- silnik: 4-cylindrowy, rzędowy, typ: WISCON TOTAL TM27
- moc 24,6 kW/1500 obr/min
- średnica x skok: 91 mm x 103,2 mm
- pojemność skokowa: 2,68 dm<sup>3</sup>
- stopień sprężania: 11
- stały kąt zapłonu: 30° przed ZZP
- prądnica: MARELLI CX IM B3 180M, 26,4 kW/1500 obr/min, 3 x 400V, 50Hz.
- dostarczanie mieszanki gazów: mieszalnik zainstalowany na kanale dolotowym silnika.

Użyty do badań biogaz o różnej zawartości  $CO_2$  był tworzony jako mieszanina gazów  $CO_2$  i  $CH_4$ . Ponadto dokonano pomiarów, spalając  $CH_4$  jako paliwo odniesienia. Na rysunku 4 przedstawiono jednostkowe zużycie biogazu przez silnik. Ze wzrostem zawartości  $CO_2$  i tym samym zmniejszaniem się jego wartości opałowej, aby utrzymywać taką samą moc wyjściową, należało zwiększać ilość paliwa dostarczanego do silnika. Można zauważyć, że zależność ta nie jest liniowa. Ponadto można zaobserwować, że wpływ współczynnika stechiometrii powietrza do paliwa (AFR) na zmianę zawartości  $CO_2$  wzrasta ze wzrostem zawartości  $CO_2$  w biogazie, co widać na rysunku w postaci powiększającego się gradientu odpowiednich krzywych.

Pomimo że ilość ciepła wydzielona jest niezmienna, występuje spadek mocy silnika ze wzrostem zawartości  $CO_2$  w biogazie, ponieważ duży udział składnika niepalnego wpływa na niepełny przebieg spalania [7]. Zjawisko to zaobserwowano również podczas spalania przy podwyższonym współczynniku AFR (rys. 5). Dla wartości  $CO_2$  powyżej 30% i dla AFR > 1,3 moc silnika znacząco się zmniejszała, pomimo że zwiększano odpowiednio dawkę biogazu zużywanego przez silnik.

Podobny przebieg jak dla mocy zaobserwowano dla sprawności ogólnej silnika (BTE) – rys. 6. Znaczący spadek sprawności obserwuje się dla  $CO_2$  powyżej 30% i dla AFR > 1,3. Gdy zawartość  $CO_2$  w biogazie wynosi powyżej 45%, sprawność ogólna (BTE) spada do połowy wartości maksymalnej będącej wartością odniesienia. Ponadto zmiana współczynnika AFR bardziej oddziałuje na zmianę sprawności aniżeli zmiana stężenia  $CO_2$  w biogazie, jak to pokazano na rysunku 6 za pomocą gradientu odpowiednich krzywych.

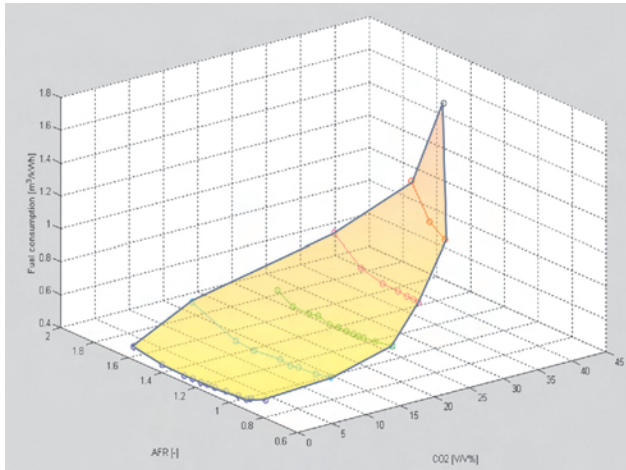


Fig. 4. Experimental result of change in specific fuel consumption [ $\text{m}^3/\text{kWh}$ ] (source: own measurement)

Rys. 4. Zmiana jednostkowego zużycia paliwa [ $\text{m}^3/\text{kWh}$ ]

sensitivity of specific consumption increases with increasing the biogas  $\text{CO}_2$  content, that is shown by the higher gradient of the curves in the Figure 4.

However, the heat load is constant due to increase in the specific consumption, the increase of  $\text{CO}_2$  content in biogas reduces the power due to both high non-combustible content in biogas and its incomplete combustion [7]. Furthermore, the same phenomena can be observed with increase in the air to fuel ratio AFR (Fig. 5). Above 30 V/V%  $\text{CO}_2$  and AFR  $> 1.3$  the power decreases, so in case of such combustion circumstances even with increased biogas consumption, less power can be achieved.

The brake thermal efficiency (BTE) features with the same trend as was observed for power with increase in the  $\text{CO}_2$  content of biogas (Fig. 6). As remarkable power change can only be detected above 30 V/V%  $\text{CO}_2$  and AFR  $> 1.3$  and the heat load is constant, the decrement in BTE is caused by the power drop. Therefore, in case of 45 V/V%  $\text{CO}_2$  content of biogas, the BTE is less than half of the reference. Moreover, the AFR impact on the BTE is stronger than impact of

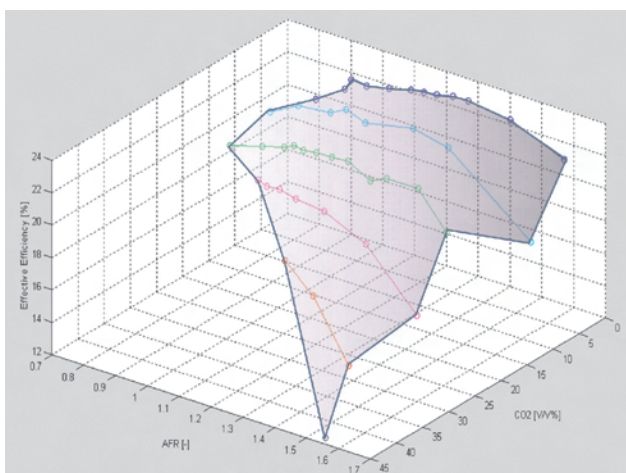


Fig. 6. Experimental result of change in effective efficiency BTE [%] (source: own measurement)

Rys. 6. Zmiana sprawności efektywnej [%]

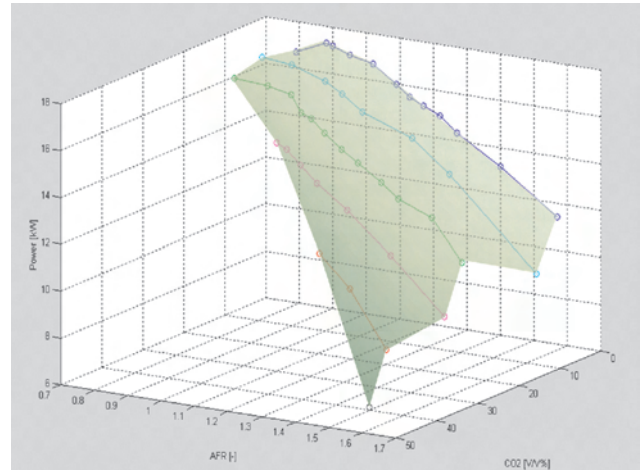


Fig. 5. Experimental result of change in break power [kW] (source: own measurement)

Rys. 5. Zmiana mocy efektywnej silnika [kW]

Jak przedstawiono na rysunku 7, w zadowalającej korelacji z mocą efektywną silnika jest stężenie  $\text{CO}_2$  w gazach spalinowych. Zgodnie z oczekiwaniami na podstawie badań teoretycznych, emisja  $\text{CO}_2$  rośnie ze wzrostem zawartości  $\text{CO}_2$  w biogazie.

Gdy  $\text{CO}_2$  w biogazie przekroczy 30%, przy której to wartości obserwuje się znaczący spadek mocy silnika, następuje znaczny przyrost emisji  $\text{CO}_2$  w spalinach (rys. 8). Podobnie jak poprzednio, przyrost ten jest nieliniowy, ale jednocześnie jest on zgodny z oczekiwaniami wynikającymi z rozważań teoretycznych [2, 3, 10]. Dlatego spadek mocy silnika wynikający ze zmiennej zawartości  $\text{CO}_2$  w biogazie powinien być uwzględniany przy analizie osiągnięć tego silnika.

Nie tylko emisja  $\text{CO}_2$ , ale także emisja  $\text{NO}$ ,  $\text{CO}$  i  $\text{THC}$  są istotnymi parametrami analizy silnika zasilanego biogazem. Do tworzenia  $\text{NO}$  głównie przyczynia się temperatura spalania. Zatem wraz ze wzrostem zawartości  $\text{CO}_2$  w biogazie emisja  $\text{NO}$  ulega zmniejszaniu m.in. z powodu obniżenia temperatury spalania w wyniku akumulowania większej

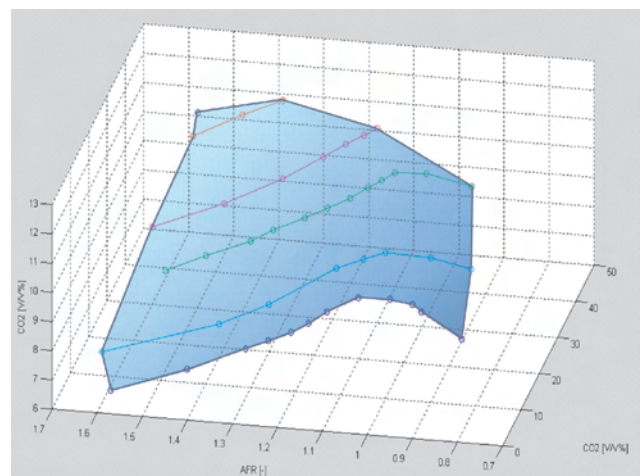


Fig. 7. Experimental result of change in carbon dioxide emissions [V/V%] (source: own measurement)

Rys. 7. Zmiana emisji dwutlenku węgla [V/V%]

the  $\text{CO}_2$  content in biogas, as it is shown by the higher gradient of the curves in the Figure 6.

As observed in the Fig. 7 the  $\text{CO}_2$  emission of the exhaust gas is in satisfactory correlation with the break power. As it was expected from the theoretical calculations, the  $\text{CO}_2$  emission from the engine increases with increasing the  $\text{CO}_2$  content in biogas.

Above 30 V/V%  $\text{CO}_2$  further increase in the  $\text{CO}_2$  content in biogas contributes to significant power drop, even if fuel consumption was increased to maintain the heat load constant. This increased consumption causes excess  $\text{CO}_2$  emission. The increment of  $\text{CO}_2$  emission is also nonlinear, however, it is in good correlation with the results from theoretical calculations [2, 3, 10].

Hence, remarkable power drop, noticed in the case of  $\text{CO}_2$  fluctuation in biogas with constant average  $\text{CO}_2$  content, should be considered during engine performance analysis.

Not only the  $\text{CO}_2$  emission, but NO, CO and THC emissions of the biogas fueled engine are important parameters as well (Fig. 9a – c). NO formation is mainly affected by combustion temperature, therefore with increase in the  $\text{CO}_2$  content in biogas the NO emission is reduced due the temperature drop caused by the heat accumulation and dissociation of higher amounts of the  $\text{CO}_2$ . In case of 30 V/V%  $\text{CO}_2$  the highest NO emission is nearly half of the reference number for methane combustion. The NO emission shows good correlation with BTE as the highest NO emissions are also around AFR = 1.1.

The other significant products of incomplete combustion (CO, THC) are shown in Figures 9b and 9c. However, the  $\text{CO}_2$  content of biogas lengthens combustion, no remarkable increase in the CO and THC exhaust emission is observed at the AFR = 1.4, however, the combustion might be completed in the exhaust pipe before taking a sample of the exhaust gases for their analysis. Further leaning the combustible mixture to AFR = 1.55 and 45 V/V%  $\text{CO}_2$  leads to increase in the THC emission by nearly one and a half times more and the CO emission by three times more than the reference number for pure methane combustion.

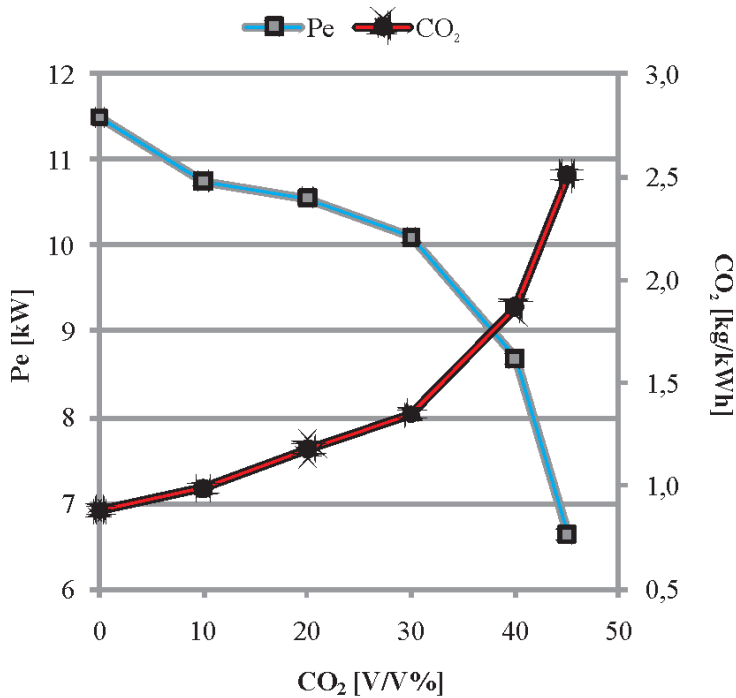


Fig. 8.  $\text{CO}_2$  content in the exhaust gases and break power  $P_e$  against the  $\text{CO}_2$  emission of biogas (source: drawn by own measurement)

Rys. 8. Emisja  $\text{CO}_2$  i moc efektywna w zależności od zawartości  $\text{CO}_2$  w biogazie

czyć, że mogły one ulec dopalaniu w kanale wydechowym spalin, tuż przed punktem poboru próbki gazów spalinowych do analizy. Dalsze zubożanie mieszanki do wartości AFR = 1,55 przy zawartości  $\text{CO}_2$  w biogazie na poziomie 45% prowadziło do półtorakrotnego zwiększenia emisji THC i trzykrotnego zwiększenia emisji CO w odniesieniu do wartości referencyjnej dla spalania czystego metanu.

#### 4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań teoretycznych i eksperymentalnych w zakresie spalania biogazu w trakcyjnym silniku spalinowym można wywnioskować, że wykorzystanie biogazu jako paliwa w środkach transportu jest ograniczone głównie z powodu przewlekłego przebiegu spalania tego gazu ze względu na występowanie w nim dwutlenku węgla w relatywnie dużej ilości. Ponadto zakres efektywnej pracy silnika ulega zawężeniu wraz ze wzrostem zawartości  $\text{CO}_2$  w biogazie, a w skrajnym warunku eksploatacji dla ilości  $\text{CO}_2$  w biogazie powyżej 45% silnik przestaje pracować. Ze wzrostem zawartości  $\text{CO}_2$  w biogazie rośnie również jednostkowe zużycie biogazu przez silnik i rośnie emisja  $\text{CO}_2$  do atmosfery. Zaobserwowano również zmniejszanie mocy silnika pomimo utrzymywania stałej wartości energii dostarczanej w paliwie.

Zatem zasilany biogazem silnik spalinowy przeznaczony do napędu środków transportu powinien pracować przy ściśle stałym obciążeniu ze względu na uzyskanie względnie dużej mocy wyjściowej i równego biegu przy swojej najwyższej sprawności efektywnej. Na tej podstawie można stwierdzić, że silnik taki powinien pracować w układzie hybrydowym szeregowym. Jednym z punktów zwrotnych w kierunku

ilości ciepła przez wzrastającą zawartość  $\text{CO}_2$  i jego dysocjację. Gdy zawartość  $\text{CO}_2$  w biogazie jest na poziomie 30%, emisja NO zmniejsza się o połowę względem wartości referencyjnej dla czystego metanu. Występuje tutaj także zadowalająca korelacja pomiędzy NO i sprawnością efektywną BTE oraz występowaniem największej emisji NO przy AFR = 1,1. Emisje pozostałych istotnych produktów niepełnego spalania (CO, THC) przedstawiono na rysunku 9b i 9c. Pomimo że zawartość  $\text{CO}_2$  w biogazie wpływa na spowolnienie przebiegu spalania, to nie stwierdzono znaczącego wzrostu CO i THC w spalinach, nawet gdy AFR = 1,4, chociaż można przypusz-

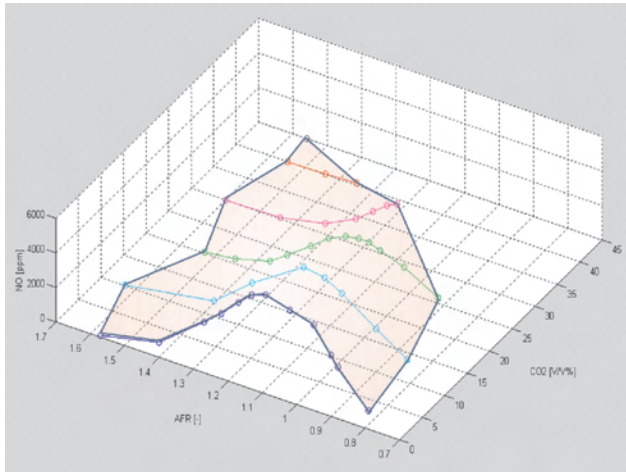


Fig. 9a. Experimental result of change in nitrogen oxide emission [ppm] (source: drawn by own measurement)

Rys. 9a. Zmiana stężenia NO [ppm]

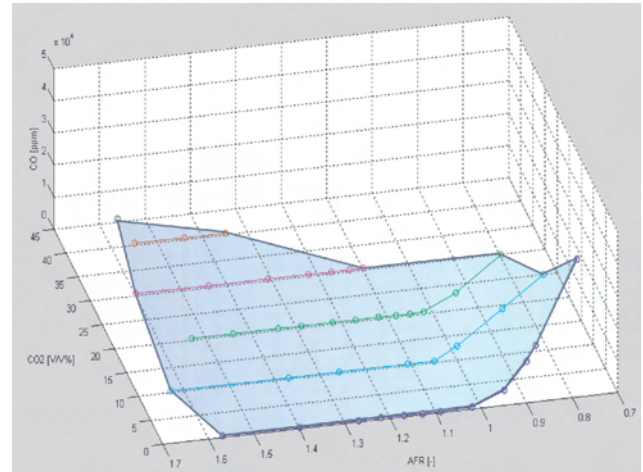


Fig. 9b. Experimental result of change in carbon monoxide emission [ppm] (source: drawn by own measurement)

Rys. 9b. Zmiana stężenia CO [ppm]

#### 4. Conclusion

Considering both the theoretical investigations and the tests of biogas combustion in the traction internal combustion engine, one can conclude that the transport-related utilization of biogas in gaseous engines is limited mainly due to lengthening combustion process by relatively high carbon dioxide content in the biogas. Additionally, the effective operation range of the engine is getting narrow with increasing the  $\text{CO}_2$  content in biogas and, at the given operation circumstances above 45 V/V%  $\text{CO}_2$ , the engine cannot run. As biogas consumption in the IC engine increases with increase in  $\text{CO}_2$  in biogas, so does the  $\text{CO}_2$  emission. A negative correlation between  $\text{CO}_2$  and engine break power is also observed, even though, the energy in fuel delivered to the engine was maintained constant.

Thus, the internal combustion engine working on biogas and applied as a propulsion system for means of transport should work at strictly constant load with respect to obtain satisfactory power output and smooth run at its maximal break effective efficiency. That resulted to apply the engine combined in a serial hybrid system for this purpose. One of the cornerstones in transition towards more climate-friendly on-road mobility schemes is stimulation for technological innovations in engine exhaust gases emission reduction, particularly through improving fuel economy and moving transportation away from its dependence on crude oil to a more sustainable track.

#### Acknowledgements

This work was realized under frames of bilateral Hungarian-Polish collaboration and the scientific program of the “Development of quality-oriented and harmonized R+D+I strategy and functional model at BME” project. These projects are supported by the New Széchenyi Plan (Project ID: TÁMOP-4.2.1/B-09/1/KMR-2010-0002 and “Modelling and multi-objective optimization based control of road traffic flow considering social and economical aspects” program CNK 78168 of OTKA. This paper is supported of Bólyai János Research fellowship of HAS (Hungarian Academy of Science).

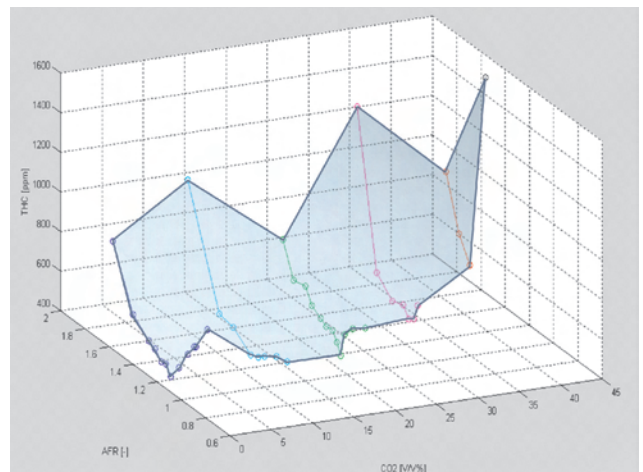


Fig. 9c. Experimental result of change in total hydrocarbon emission [ppm] (source: drawn by own measurement)

Rys. 9c. Zmiana stężenia THC [ppm]

doskonalenia ruchu drogowego na bardziej przyjazny środowisku jest stymulowanie badań innowacyjnych w zakresie redukcji gazów spalinyowych, szczególnie przez poprawianie ekonomiki spalania i uniezależnianie się od ropy naftowej.

#### Podziękowanie

Badania były realizowane w ramach dwustronnej współpracy polsko-węgierskiej i w ramach projektu naukowego zatytułowanego „Development of quality-oriented and harmonized R+D+I strategy and functional model at BME”. Badania w tym projekcie były finansowane przez New Széchenyi Plan (Project ID: TÁMOP-4.2.1/B-09/1/KMR-2010-0002 oraz “Modelling and multi-objective optimization based control of road traffic flow considering social and economical aspects” – program nr CNK 78168 OTKA). Ten artykuł uzyskał wsparcie stypendialne OD Bólyai János Research Węgierskiej Akademii Nauk

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Bokor Z.: Hungary: role of the state in intermodal transport logistics services, *Logistics and Transport Focus* 9(8): 37–41, 2007.
- [2] Henham A., Makkar M.K.: Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine, *Energy Conversion and Management* 39(16-18): 2001-2009. doi:10.1016/S0196-8904(98)00071-5, 1998.
- [3] Huang J.D., Crookes R.J.: Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine, *Fuel* 77(15): 1793-1801. doi:10.1016/S0016-2361(98)00114-8, 1998.
- [4] Kugelevičius J.A., Kuprys A., Kugelevičius J.: Forecasts of petroleum demand, *Transport* 22(1): 9-13, 2007.
- [5] Kuprys A., Kugelevičius J.: Possibilities of using liquefied oil gas in transport, *Transport* 24(1): 48-53. doi:10.3846/1648-4142.2009.24.48-53, 2009.
- [6] Meggyes A., Bereczky Á.: Kapcsolt gázmotorok energetikai vizsgálata [Energetic analysis of combined gas engine systems], *Energetics [Energetika]*, 15(3):18-22 (in Hungarian), 2007.
- [7] Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B.: Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine, *Fuel* 87(8-9): 1651-1659. doi:10.1016/j.fuel.2007.08.014, 2008.
- [8] Tánzos K., Török A.: The linkage between climate change and energy consumption of Hungary in the road transportation sector, *Transport* 22(2): 134-138, 2007.
- [9] Török Á.: Theoretical estimation of the environmental impact of biofuel mixtures, *Transport* 24(1): 26-29. doi:10.3846/1648-4142.2009.24.26-29, 2009.
- [10] Uma R., Kandpal T.C., Kishore V.V.N.: Emission characteristics of an electricity generation system in diesel alone and dual fuel modes, *Biomass & Bioenergy* 27(2): 195-203. doi:10.1016/j.biombioe.2004.01.003, 2004.
- [11] Bereczky Á.: Utilisation of biofuels in internal combustion engines, in *Proceedings of 8th Conference on Heat Engines and Environmental Protection*, 28-30 May, 2007, Balatonfüred, 43-47, 2007.
- [12] Penninger A., Meggyes A., Bereczky A., Grof G., Konczol S., Lezsóvits F., Sztanko K., Kovacs V. B.: Utilization of gas mixtures having high inert content generated from biomass in gas-engine and in gasturbine, 22th German Flame Day, VDI-Berichte 1888 (ISSN: 0083-5560), 267-272. Paper II-21, 2005.
- [13] Kovács V.B., Meggyes A., Bereczky Á.: Investigation of utilization of pyrolysis gases in IC engine, in *Proceeding of Sixth Conference on Mechanical Engineering*, Budapest, Hungary, May 30-31 2008, 153-157.
- [14] Laza T., Bereczky Á.: Repceolaj és magasabb rendű alkoholok párolgási konstansának meghatározása, [Determination of the evaporation constant in case of pure and with alcohol mixed rape seed oil], in *16th International Conference in Mechanical Engineering*, Brasso, Romania, May 1-4, 2008, 232237. (in Hungarian).
- [15] Török Á.: Climate change and road transportation sector, in *Proceedings of the International Conference on Environmental Management, Engineering, Planning and Economics (CEMEPE)*, Skiathos, June 24-28, 2007, 2569-2574.
- [16] Török Á., Kovács V.B.: Investigation on transport related biogas utilization. *Transport Journal Of Vilnius Gediminas Technical University And Lithuanian Academy Of Sciences* 25:(1), pp. 77-80, (2010).
- [17] Szendrő G.: Sustainable biofuels in Hungary and Europe – self-defeating incentives? *Gazdálkodás Scientific Journal on Agricultural Economics*, Vol.54. Special Edition No.24, pp.71-78, 2010.
- [18] Für A. Csete M.: Modeling methodologies of synergic effects related to climate change and sustainable energy management. *Periodica Polytechnica Social and Management Sciences*, 18/1, 2010, pp.11-19.

Viktoria Barbara Kovacs, DEng. – Budapest University of Technology and Economics, Dept. of Energy Engineering, Budapest, Hungary.

*Dr inż. Viktoria Barbara Kovacs – Budapeszteński Uniwersytet Techniczno-Ekonomiczny, Wydział Inżynierii Energii, Budapeszt, Węgry.*

e-mail: [kovacs@energia.bme.hu](mailto:kovacs@energia.bme.hu)



Adam Torok, DEng. – Budapest University of Technology and Economics, Dept. of Transport Economics, Budapest, Hungary

*Dr inż. Adam Torok – Budapeszteński Uniwersytet Techniczno-Ekonomiczny, Wydział Ekonomii Transportu, Budapeszt, Węgry.*

e-mail: [torok@kgazd.bme.hu](mailto:torok@kgazd.bme.hu)



Akos Bereczky, DSc., DEng. – Budapest University of Technology and Economics, Dept. of Energy Engineering, Budapest, Hungary.

*Dr inż., Akos Bereczky, prof. BUTE, Budapeszteński Uniwersytet Techniczno-Ekonomiczny, Wydział Inżynierii Energii, Budapeszt, Węgry.*

e-mail: [bereczky@energia.bme.hu](mailto:bereczky@energia.bme.hu)



Stanisław Szwaja, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at Częstochowa University of Technology.

*Dr inż. Stanisław Szwaja – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.*

e-mail: [szwaja@imc.pcz.czyst.pl](mailto:szwaja@imc.pcz.czyst.pl)



## Selected aspects of application of dual fuel marine engines

*The paper presents examples of application of dual fuel marine engines based on the expertise of the largest marine engine manufacturers. The fueling systems of these engines have been presented as fueled with fuel gases in various combinations with liquid fuels. Examples of the application of dual fuel engines in vessels as well as variants of the powertrains have been shown. The results of own simulation research (Monte Carlo method) have also been presented related to the  $NO_x$  emission from a variety of vessels operating in the area of the Bay of Gdansk proving that the use of engines fueled with fuel gas may indeed reduce the emission of  $NO_x$  from marine vessels operating in this area.*

Key words: dual fuel engine, ship, emission, toxic compounds

## Wybrane aspekty stosowania okrętowych dwupaliwowych silników spalinowych

*W artykule podano przykłady zastosowania silników dwupaliwowych do napędu statków morskich w świetle doświadczeń największych firm produkujących silniki okrętowe. Przedstawiono stosowane sposoby zasilania tych silników paliwem gazowym w różnych wariantach kojarzenia go z zasilaniem paliwem ciekłym. Podano przykłady zastosowania silników dwupaliwowych w siłowniach okrętowych i warianty stosowanych układów napędowych. Podano również wyniki własnych badań symulacyjnych (metodą Monte Carlo) natężenia emisji tlenków azotu z różnego rodzaju statków morskich pływających w rejonie Zatoki Gdańskiej, wykazując, że zasilanie silników paliwem gazowym może spowodować istotne zmniejszenie natężenia emisji tlenków azotu ze statków operujących w tym rejonie.*

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, statek, emisja, związki toksyczne

### 1. Introduction

A decisive factor related to the increase of the use of fuel gases in marine vessels has always been the necessity of a reasonable utilization of large amounts of gas evaporating from the cargo gas transported in the vessels. It is estimated that the amount of the evaporated gas, depending on the hydro-meteorological conditions of the vessel is 0.1% to 0.3% of the volume of the transported cargo. For an LNG carrier of the capacity of 100.000 m<sup>3</sup> the evaporation rate may reach approximately 300 m<sup>3</sup> (approximately 138 tons) of gas per day. Such an amount of gas is sufficient to power the engine of the power output of 35 MW [1]. This is how the natural conditions for the development of gas fueled marine engines formed, particularly since the combustion of evaporating gas in marine boilers is uneconomical.

If a fuel gas is used for the fueling of marine engines all the engines' advantages are preserved (high efficiency in particular) as well as other benefits such as:

- reduced exhaust emissions and reduced tar deposits in the combustion chamber,
- non-occurrence of fuel-based lubricant dilution,
- a significant reduction of sulfur corrosion,
- better combustion from the point of view of the gas/air mixing, thus ensuring homogeneity of the charge,
- reduction of thermal loads of the engine components.

An important role also plays the low cost of the fuel gas. Partly belittled by the elevated operating costs, it still turns out positive in the overall economic balance of the transport task.

Gas-fueled engines, dual fuel in particular, fueled alternatively with a liquid or gaseous fuels or both at the same time

### 1. Wprowadzenie

Decydujące znaczenie w zwiększaniu zastosowania paliw gazowych w statkach morskich miała konieczność racjonalnego wykorzystania dość znacznej ilości gazu odparowującego z gazu przewożonego w zbiornikach statków. Szacuje się, że ilość odparowanego gazu, zależnie od warunków hydrometeorologicznych pływania statku, wynosi od 0,1% do 0,3% objętości przewożonego ładunku. Dla gazowca LNG o pojemności ładunku wynoszącej 100 tys. m<sup>3</sup> intensywność odparowania może wynosić ok. 300 m<sup>3</sup> (ok. 138 ton) gazu w ciągu doby. Taka ilość gazu wystarcza do zasilania silnika napędowego o mocy 35 MW [1]. W ten sposób powstały niejako naturalne warunki rozwoju silników okrętowych zasilanych paliwem gazowym, tym bardziej że spalanie gazu odparowanego z ładunku w kotłach okrętowych jest nieekonomiczne.

W sytuacji zastosowania paliwa gazowego do zasilania silników okrętowych zostają zachowane wszystkie jego zalety (przede wszystkim wysoka sprawność), uzupełnione o inne korzyści, takie jak:

- zmniejszona emisja toksycznych składników spalin i mniejsza ilość osadów nagaru w komorze spalania,
- niewystępowanie rozcieńczania paliwem oleju smarowego,
- znaczne ograniczenie korozji siarkowej,
- lepsze spalanie z punktu widzenia łatwości mieszania się gazu z powietrzem, a tym samym zapewnienia jednorodności mieszaniny paliwowo-powietrznej,
- zmniejszenie obciążeń cieplnych elementów konstrukcyjnych silnika.

Bardzo dużą rolę odgrywa również niski koszt jednostkowy paliwa gazowego, który, choć skompensowany czę-

**Gas-diesel (GD) engines:**

- Runs on various gas / diesel mixtures or alternatively on diesel.
- Combustion of gas, diesel and air mixture in Diesel cycle.

- High-pressure gas injection.

**Spark-ignition gas (SG) engines:**

- Runs only on gas.
- Combustion of gas and air mixture in Otto cycle, triggered by spark plug ignition.

- Low-pressure gas admission.

**Dual-fuel (DF) engines:**

- Runs on gas with 1% diesel (gas mode) or alternatively on diesel (diesel mode).
- Combustion of gas and air mixture in Otto cycle, triggered by pilot diesel injection (gas mode), or alternatively combustion of diesel and air mixture in Diesel cycle (diesel mode).

- Low-pressure gas admission.

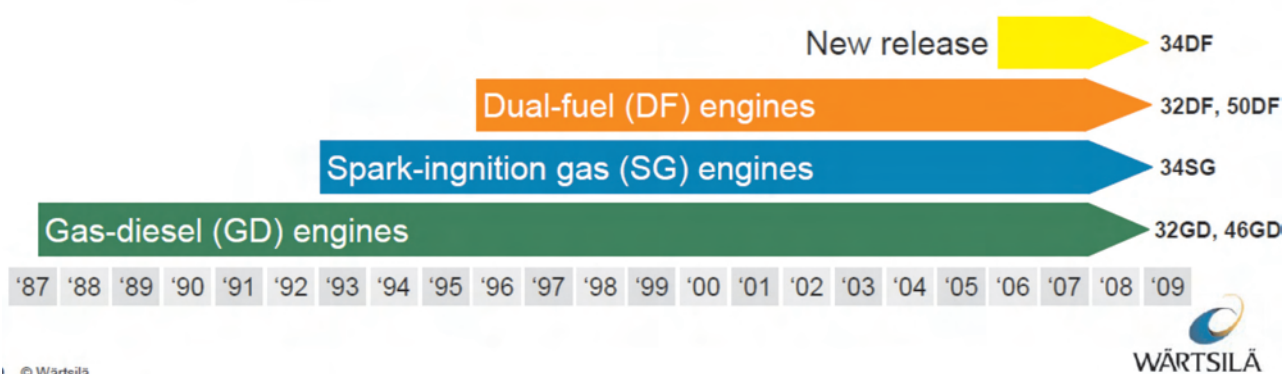


Fig. 1. Development of the gas engine technologies by Wärtsilä [3]

Rys. 1. Rozwój technik silników gazowych firmy Wärtsilä [3]

are more and more widely applied in marine vessels. In the years 2007–2009 MAN Burmeister & Wain installed on 20 LNG carriers 40 dual fuel engines of the total power output of 746 MW [2]. In the same period Wärtsilä installed 96 dual fuel engines on LNG carriers and 15 dual fuel engines on other vessels [3]. The schematic view of the development of gas fueled engines of this company has been shown in Fig. 1.

**2. Methods of gas engine fueling**

Modern marine engines, due to the pressure of the gas delivered to the cylinder are classified as low pressure, where the fuel gas of the pressure of (0.3 – 0.5) MPa is fed to the cylinder in the initial phase of the compression stroke and high pressure where the gas in a liquefied form is fed to the cylinder at the pressure of approximately 25 MPa at the end of the compression stroke.

Low-pressure gas fueling systems were used in older marine engines. In these engines the fuel was fed through a separate conduit directly to the intake duct of the cylinder (Fig. 2 and 3). The growing power output of marine engines, hence large volumes of the air fuel mixtures as well as high volumes of the intake duct pose a serious threat of uncontrolled fire in case of the mixture self ignition. In high pressure fueling systems in two-stroke engines the gas is fed to the cylinder with a separate conduit through a valve in the cylinder head. The conduit is fitted with a safety valve and a flame damper. In marine medium speed four stroke engines the gas is fed to the cylinder through a controlled gas valve located in the cylinder head.

ściowo przez zwiększone koszty eksploatacyjne, odgrywa pozytywną rolę w całkowitym bilansie przedsięwzięcia transportowego.

Silniki gazowe, zwłaszcza dwupaliwowe (DF – Dual Fuel), zasilane alternatywnie paliwem płynnym lub gazowym, albo jednym i drugim paliwem jednocześnie, znajdują coraz większe zastosowanie w okrętownictwie. W latach 2007-2009 firma MAN Burmeister & Wain zainstalowała na 20 zbiornikowcach LNG 40 silników dwupaliwowych o łącznej mocy 746 MW [2]. W analogicznym okresie firma Wärtsilä zainstalowała 96 silników dwupaliwowych na zbiornikowcach LNG i 15 silników dwupaliwowych na statkach innego typu [3]. Schematyczne ujęcie rozwoju silników gazowych tej firmy przedstawiono na rys. 1.

**2. Sposoby zasilania silnika paliwem gazowym**

Współczesne silniki okrętowe, ze względu na wartość ciśnienia gazu doprowadzanego do cylindra, dzielą się na niskociśnieniowe, w których paliwo gazowe o ciśnieniu (0,3 – 0,5) MPa doprowadzane jest na początku suwu sprężania, i wysokociśnieniowe, w których paliwo gazu skroplonego w postaci ciekłej, przy ciśnieniu ok. 25 MPa, doprowadzane jest pod koniec suwu sprężania w cylindrze silnika.

Niskociśnieniowe systemy zasilania silnika gazem stosowane były w starszego typu silnikach okrętowych. W silnikach tych paliwo gazowe doprowadzane jest oddzielnym przewodem bezpośrednio do kanału dolotowego cylindra (rys. 2 i 3). Rosnące moce silników okrętowych, a zatem i

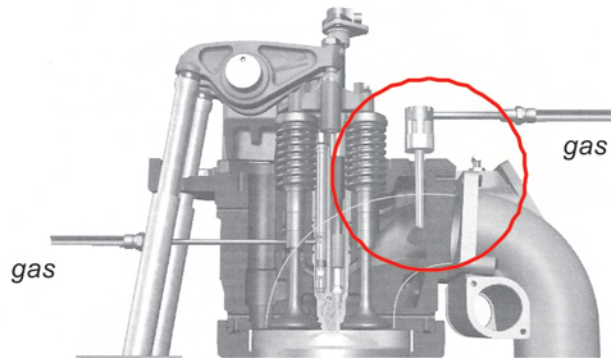


Fig. 2. Fuel gas system in the Wärtsilä 20V34SG engine [5]

Rys. 2. Układ zasilania paliwem gazowym silnika firmy Wärtsilä typu 20V34SG [5]

In high-pressure gas fueling systems the gas is fed to the valve located in the cylinder head. This valve is fitted as a separate system or is a part of the injector supplying the pilot dose of liquid fuel (Fig. 4). Irrespective of the above configuration the valve is fitted with a needle that shuts the gas flow to the cylinder, whose displacement is realized through pressure pulses from a separate system [4].

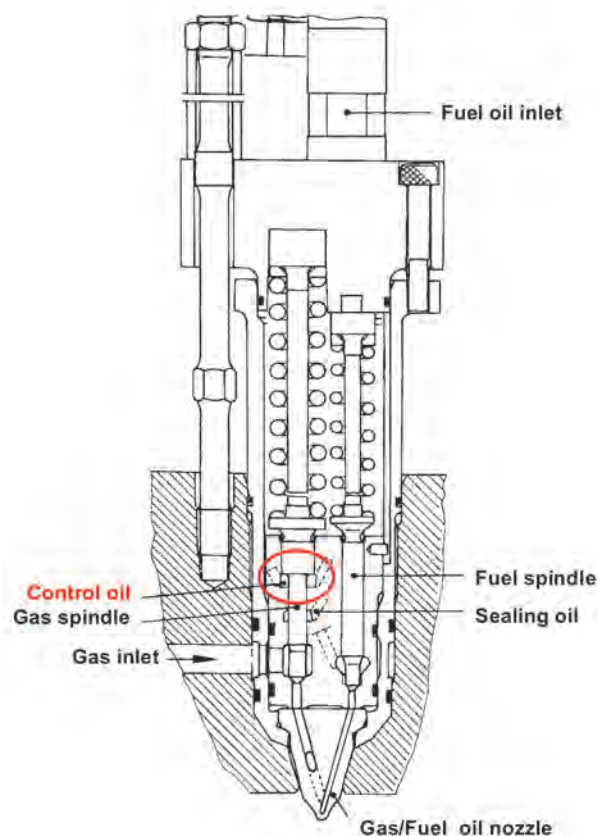


Fig. 4. Cross-section of the combined injector – diesel/gas by MAN L35MC with the gas-controlling element marked [5]

Rys. 4. Przekrój wtryskiwacza kombinowanego olej napędowy/gaz silnika firmy MAN typu L35MC z zaznaczonym elementem sterującym przepływem gazu [5]

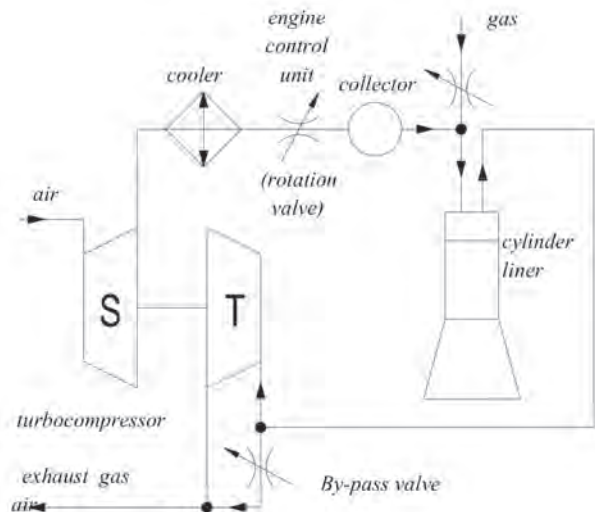


Fig. 3. Schematics of gas feed in the intake duct of the cylinder [4]

Rys. 3. Schemat zasilania gazem w kanale dolotowym cylindra [4]

obszerne objętości mieszanki paliwa i gazu, i duże objętości kanału dolotowego w obszernym kanale dolotowym stwarzają wielkie zagrożenie pożarowe w przypadku samozapłonu mieszanki. W niskociśnieniowych systemach zasilania gazem silników dwusuwowych gaz doprowadzany jest do cylindra oddzielnym przewodem poprzez zawór umieszczony w głowicy. Przewód wyposażony jest w zawór bezpieczeństwa i tłumik płomienia. W okrętowych średnioobrotowych silnikach czterosuwowych gaz doprowadza się do cylindra przez sterowany zawór gazowy umieszczony w głowicy.

W wysokociśnieniowych systemach doprowadzania gazu, gaz jest doprowadzany do zaworu umieszczonego w głowicy silnika. Zawór ten montowany jest jako oddzielny zespół lub stanowi część wtryskiwacza podającego dawkę pilotującą paliwa ciekłego (rys. 4). Niezależnie od sposobu montażu zawór ten posiada iglicę zamykającą dopływ gazu do cylindra, której ruch jest realizowany za pomocą impulsów ciśnienia z oddzielnego systemu [4].

Przykładem dwupaliwowych silników okrętowych wyposażonych w wysokociśnieniowy system doprowadzania paliwa gazowego jest silnik Sulzer typoszeregu RTA. Silnik ten został przystosowany do zasilania dwupaliwowego poprzez zmiany konstrukcyjne silnika zasilanego wyłącznie paliwem ciekłym. Zmiany te obejmowały:

- umieszczenie w głowicy cylindrowej dwóch dodatkowych zaworów wtryskowych paliwa gazowego,
- wyposażenie silnika w dodatkową pompę sterującą zaworami gazowymi umieszczonymi w głowicach oraz w dodatkowy system kontroli obciążenia silnika,
- wyposażenie silnika w system bezpiecznego doprowadzania gazu od sprężarki wysokociśnieniowej do zaworów w głowicy silnika.

### 3. System zapłonu mieszanki palnej gaz–powietrze

W miarę zwiększania rozmiarów cylindra silników okrętowych wzrasta zapotrzebowanie na energię niezbędną do

An example of a dual fuel marine engine fitted with a high-pressure fuel gas feeding system is the Sulzer (type-series RTA) engine. This engine has been adapted for dual fueling through modifications in its original (liquid fuel) design. These changes included:

- fitting of two additional gas injector valves in the cylinder head,
- fitting the engine with an additional pump that controls the gas valves located in the cylinder head and an additional engine load control system,
- fitting the engine with a safe fuel gas supply system from the high pressure compressor to the valves in the cylinder head.

### 3. The mixture (air/gas) ignition system

As the diameter of the cylinders in marine engines grows the demand for energy needed for the ignition of the mixture increases. The use of spark ignition gas engines (SG) forces an application of complex cylinder heads with a pre-chamber (Fig. 5). An additional element needed for the ignition is the spark plug of a special design.

Another solution is the application of a dual fuel system (DF) with an injection of a pilot dose of liquid fuel (diesel oil) ensuring a sufficient energy of mixture ignition still preserving the combustion chamber typical of a self-ignition engine (Fig. 6). Besides this system allows engine operation on diesel fuel exclusively should the gas system fail [4]. In the latest solutions of dual fuel engines we can find three basic fuel supply systems:

- liquid fuel and fuel gas are fed through a single injector,
- liquid fuel and fuel gas are fed through separate systems,
- there is one injector fitted with two nozzles – one for the main feed of the liquid fuel – traditional hydraulic injection system, the other – for the pilot injection in the common rail system.

The first fueling solution was applied in the Wärtsilä 32GD engine [6]. The fuel is injected through three jets placed

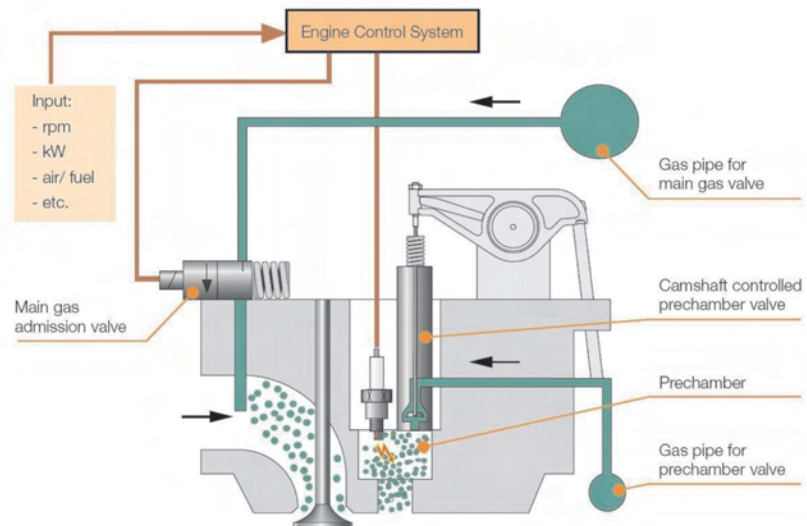


Fig. 5. Example of a cylinder head of a spark ignition gas engine – Wärtsilä 20V34SG fitted with a pre-chamber and a fuel gas supply system [4]

Rys. 5. Przykład głowicy silnika gazowego z zapłonem iskrowym Wärtsilä 20V34SG z komorą wstępną oraz układem zasilania gazem [4]

zapłonu mieszaniny palnej. Stosowanie silników gazowych z zapłonem iskrowym (SG) wiąże się z zastosowaniem złożonych konstrukcji głowic z komorą wstępną (rys. 5). Dodatkowym elementem niezbędnym do realizacji zapłonu jest świeca zapłonowa o odpowiedniej konstrukcji.

Innym rozwiązaniem jest zastosowanie układu dwupaliwowego (DF) z wtryskiem pilotującej dawki paliwa ciekłego (oleju napędowego) zapewniającego odpowiednią energię zapłonu mieszanki gazowej przy zachowaniu typowej dla silnika ZS komory spalania (rys. 6). Ponadto układ ten pozwala na pracę silnika zasilanego wyłącznie olejem napędowym w sytuacjach niedomagania instalacji gazowej [4]. W najnowszych rozwiązaniach silników dwupaliwowych można spotkać trzy zasadnicze układy zasilania w paliwo:

- paliwo ciekłe i gazowe doprowadzane jest jednym wtryskiwaczem,
- zastosowanie oddzielnego układu zasilania gazem oraz paliwem ciekłym,

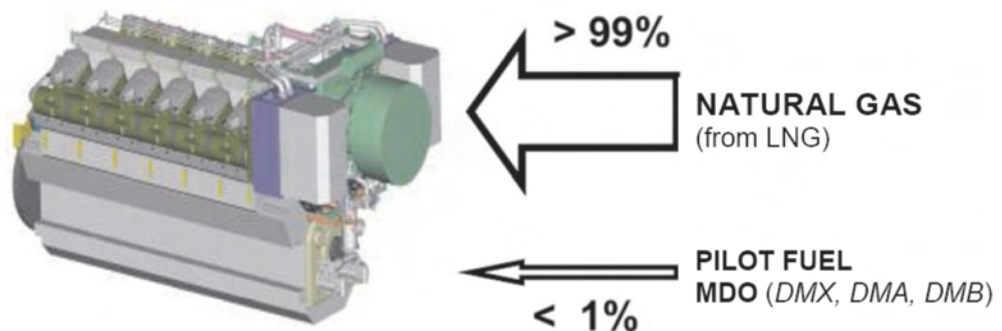


Fig. 6. Example of fueling in a dual fuel system (DF) with a pilot injection of diesel oil [2]

Rys. 6. Przykład zasilania silnika w układzie dwupaliwowym (DF) z wtryskiem pilotowym oleju napędowego [2]

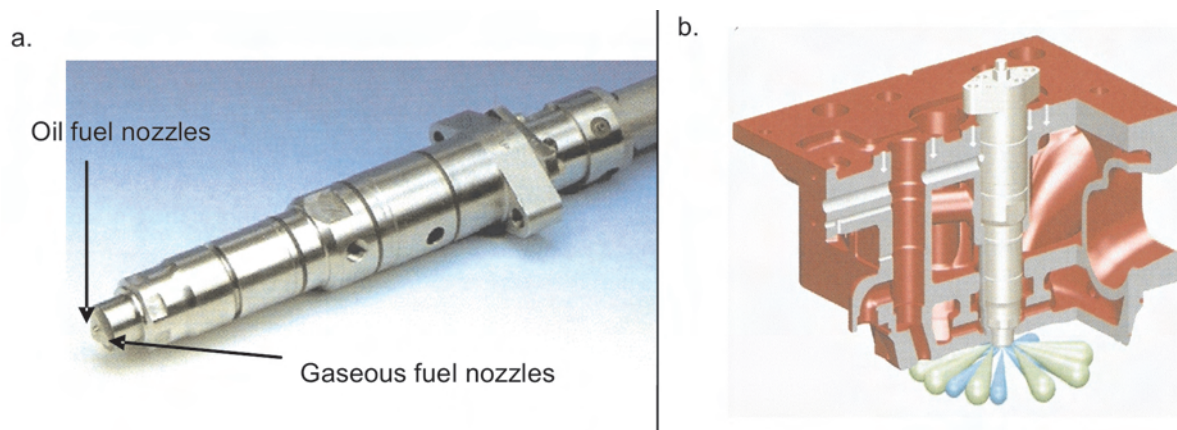


Fig. 7. The fuel injector in the Wärtsilä 32GD engine (a) and the schematics of the distribution of the injected fuel (b) [6]

Rys. 7. Wtryskiwacz paliwa silnika firmy Wärtsilä typu 32GD (a) i schemat rozkładu wtryskiwanego paliwa (b) [6]

on the tip of a triangle at the injector nozzle (Fig. 7a). Each jet has three holes thus during the injection we obtain 9 streams of injected gas. The injection of diesel oil takes place before the gas is injected by the 9 holes placed on the injector axis that supply fuel between the gas streams (Fig. 7b).

During the operation of the Wärtsilä 32GD engine in the ‘gas–liquid fuel’ mode (GD) the fuel gas is the main source of energy and the pilot injection of diesel oil (approximately 5% of the total dose) is there only for the initiation of the combustion process [6]. The GD fuel mode (Fig. 8) is available for the range of loads (0.3 – 1.0)  $P_n$  and the fuel gas is injected under the pressure of 35 MPa. The fuel sharing mode (FS) is available for the range of loads between 35%  $P_n$  and 100%  $P_n$ . The fuel sharing point can be adjusted continuously from the WOIS control module (*Wärtsilä Operating Interface System*). This mode allows a simultaneous combustion of the fuel gas and diesel oil while the share quantities are flexibly adjustable (in the fuel sharing area FS – Fig. 8). Above and below the FS mode there is a Transfer Window where the engine working point occurs only for a brief moment, while the operating modes are changed.

In reference to the already mentioned application of a single injector with two nozzles (one for the main fueling with liquid fuel in a traditional hydraulic injection and the other for the pilot dose in the a common rail system of the injection pressure of 100 MPa) it is possible to reduce the pilot dose up to 1% of the total fuel dose [2 – 4].

– zastosowanie jednego wtryskiwacza paliwa zaopatrzonego w dwie końcówki – jedną do zasadniczego zasilania paliwem ciekłym – w tradycyjnym systemie wtrysku hydraulicznego, drugą – dawki pilotowej w systemie common rail.

Pierwsze rozwiązanie zasilania paliwem zastosowano w silniku firmy Wärtsilä typu 32GD [6]. Paliwo wtryskiwane jest przez 3 dysze umieszczone na wierzchołkach trójkąta na końcówce wtryskiwacza (rys. 7a). Każda dysza ma 3 otwory, tak więc podczas wtrysku tworzy się 9 strumieni gazu. Wtrysk oleju napędowego następuje przed rozpoczęciem wtrysku gazu przez 9 otworów umieszczonych w osi wtryskiwacza, dostarczających paliwo pomiędzy strumieniem gazu (rys. 7b).

Podczas pracy silnika Wärtsilä typu 32GD w tzw. trybie „gaz–paliwo ciekłe (GD)” paliwo gazowe jest głównym źródłem energii, dawka pilotowa oleju napędowego (około 5% dawki całkowitej) służy jedynie zapoczątkowaniu procesu

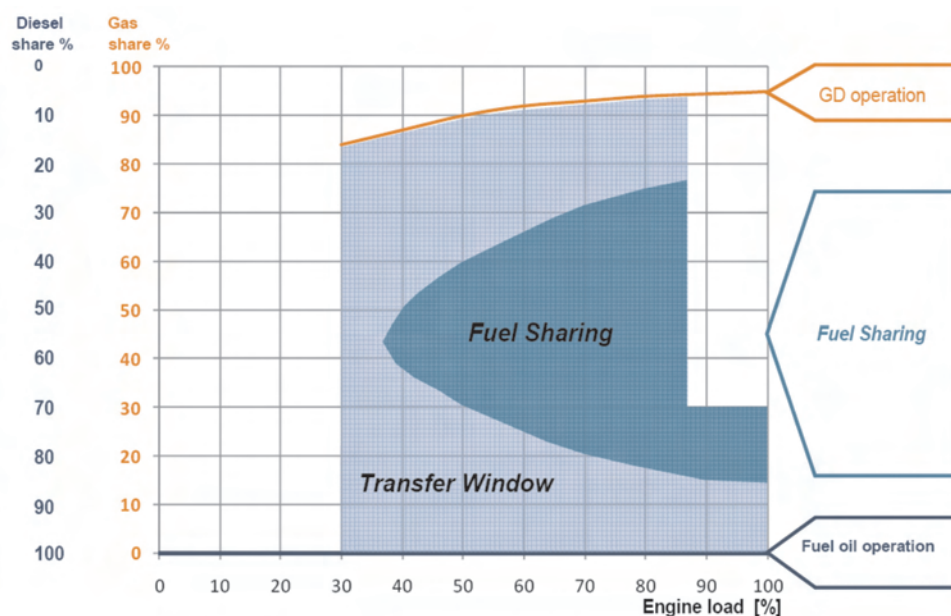


Fig. 8. Engine operating mode Wärtsilä 32GD [6]

Rys. 8. Tryby pracy silnika Wärtsilä 32GD [6]

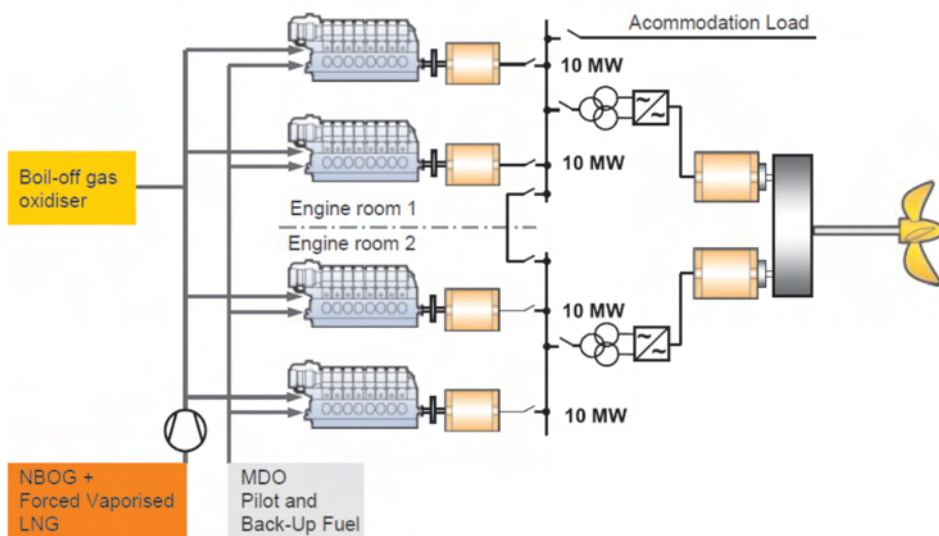


Fig. 9. Example of Dual-Fuel-Electric system for an LNG carrier by MAN (N-BOG – naturally evaporated gas; F-BOG forced evaporation; MDO – Marine Diesel Oil) [2]

Rys. 9. Przykład rozwiązania silowni Dual-Fuel-Electric napędu gazowca LNG firmy MAN (N-BOG – gaz odparowany naturalnie; F-BOG gaz pozyskany w sposób wymuszony; MDO – Marine Diesel Oil – okrętowy olej napędowy) [2]

#### 4. Examples of solutions of marine powertrains with the use of dual fuel engines and their influence on the exhaust emissions

The application of dual fuel engines seems particularly attractive for LNG carriers transporting liquefied natural gas (LNG) as the evaporated gas BOG (*Boil of Gas*) from the transported cargo is used as engine fuel. This allows a reduction of a very complex and costly process of repeated liquefaction of the gas and a reduction of the cargo residues.

In reference to the LNG carriers due to the economic criteria such as fuel cost, fuel consumption, reduction of the size of the engine rooms, thus expanding the cargo bay engine manufacturers (particularly MAN Diesel and Wärtsilä) have proposed the use of engine rooms fitted with power generators driven by dual fuel engines. The power generated in such a way is supplied to the electric motors that drive the ship's propellers (*Dual-Fuel-Electric*). An example of such an engine room has been shown in Fig. 9.

Another solution is the use of a *Dual-Fuel-Mechanic* system where the dual fuel two or four stroke engines drive the adjustable or non-adjust-

spalania [6]. Tryb pracy GD (rys. 8) możliwy jest dla zakresu obciążeń (0,3 – 1,0)  $P_n$ , przy czym paliwo gazowe wtryskiwane jest pod ciśnieniem 35 MPa. Tryb „dzielenia paliw” (FS – *Fuel Sharing*) możliwy jest dla zakresu obciążeń silnika pomiędzy 35%  $P_n$  a 100%  $P_n$ . Punkt podziału paliw może być nastawiany w sposób ciągły z modułu sterowania WOIS (*Wärtsilä Operating Interface System*). Tryb ten pozwala na jednoczesne spalanie paliwa gazowego i oleju napędowego, a proporcje ilościowe można regulować elastycznie (w obszarze pola „dzielenia paliwa” FS – rys. 8).

Powyżej i poniżej obszaru trybu FS znajduje się tzw. „okno przenoszenia” TW (*Transfer Window*), w którym punkt pracy silnika może znaleźć się jedynie chwilowo, podczas zmiany trybu pracy.

W odniesieniu do wspomnianego już zastosowania jednego wtryskiwacza paliwa zaopatrzonego w dwie końcówki – jedną do zasadniczego zasilania paliwem ciekłym w tradycyjnym systemie wtrysku hydraulicznego, drugą – dawki pilotowej w systemie common rail (ciśnienie wtrysku wynosi 100 MPa) możliwe jest ograniczenie dawki pilotowej nawet do 1% dawki całkowitej [2 – 4].

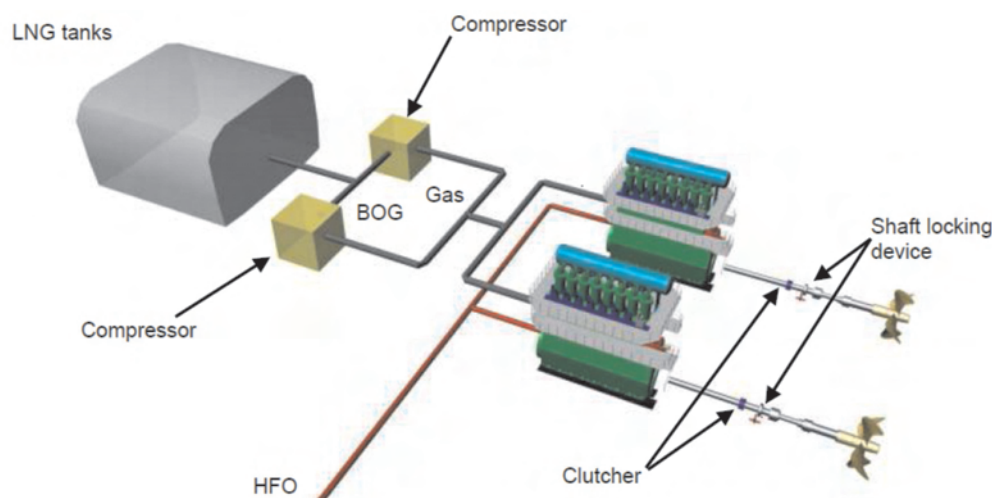


Fig. 10. Example of a Dual-Fuel-Mechanic system for the LNG carrier by MAN (BOG – evaporated gas; HFO – heavy fuel oil) [2]

Rys. 10. Przykład rozwiązania silowni Dual-Fuel-Mechanic napędu gazowca LNG firmy MAN (BOG – odparowany gaz; HFO – paliwo okrętowe ciężkie) [2]

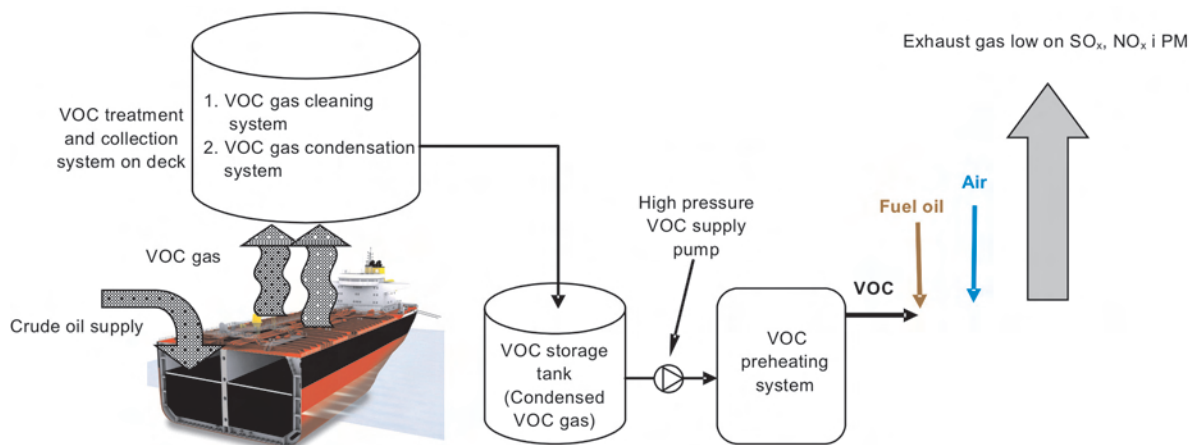


Fig. 11. Schematics of fueling of the dual fuel engine with volatile organic compounds (VOC's)

Rys. 11. Schemat zasilania silnika dwupaliwowego odparowanymi lotnymi związkami organicznymi (VOC's)

able propellers. An example of an engine room with two dual fuel engines two-stroke low speed engines by MAN Diesel MC-C/ME-C/ME-GI driving two propellers has been shown in Fig. 10 [2].

A specific form of a dual fuel engine is the gas engine fueled with VOC's (*Volatile Organic Compounds*) evaporated from the cargo adapted by MAN Diesel in collaboration with Statoil. Because the largest amount of volatile organic compounds is generated during the loading process of crude

#### 4. Przykłady rozwiązań układów napędowych statków z zastosowaniem silników dwupaliwowych oraz ich wpływ na emisję związków toksycznych w spalinach

Zastosowanie silników dwupaliwowych (DF – *Dual Fuel*) wydaje się szczególnie atrakcyjne dla gazowców przewożących skroplony gaz ziemny (LNG), ponieważ odparowany gaz BOG (*Boil of Gas*) z ładunku wykorzystywany jest jako paliwo do silników. Pozwala to na ograniczenie bardzo skomplikowanego i kosztownego procesu ponownego skraplania gazu oraz na zmniejszenie resztek ładunkowych.

W odniesieniu do gazowców LNG, ze względu na kryteria ekonomiczne, takie jak koszt paliwa, zużycie paliwa, zmniejszenie wymiarów siłowni i w związku z tym zwiększenie objętości ładowni, producenci silników (przede wszystkim firmy MAN Diesel i Wärtsilä) proponują zastosowanie siłowni wyposażonej w zespoły prądotwórcze napędzane silnikami dwupaliwowymi, a wytworzona przez nie energia zasila silnik elektryczny napędzający śrubę napędową statku – siłowni *Dual-Fuel-Electric*. Przykład takiej siłowni przedstawiono na rys. 9.

Innym rozwiązaniem jest zastosowanie układu *Dual-Fuel-Mechanic*, w którym dwupaliwowe silniki dwusuwowe lub czterosuwowe napędzają śrubę napędową o nastawnym lub nienastawnym skoku. Przykład rozwiązania siłowni z dwoma dwusuwowymi silnikami wolnoobrotowymi firmy MAN Diesel typu MC-C/ME-C/ME-GI napędzającymi dwie śruby napędowe przedstawiono na rys. 10 [2].

Specyficzną formą silnika dwupaliwowego jest zaadaptowany przez firmę MAN

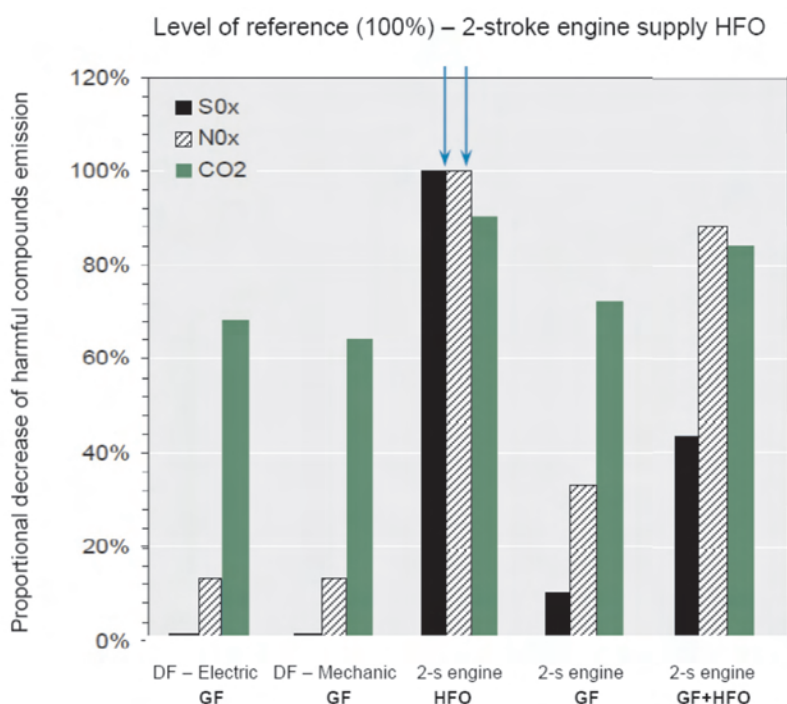


Fig. 12. Comparison of the percentage values of the reduction of the exhaust emissions for different marine powertrain solutions and for fuel gas and heavy fuel oil as compared to the two-stroke engine fueled with heavy fuel oil [3]

Rys. 12. Porównanie procentowych wartości zmniejszenia emisji substancji szkodliwych w przypadku zastosowania różnych rozwiązań układu napędowego statku oraz paliwa gazowego i ciężkiego w stosunku do silnika dwusuwowego zasilanego paliwem ciężkim [3]

oil, the evaporated VOC's are collected in special tanks and after purification are condensed for later use in the engine (Fig. 11) [7].

According to [3] the combustion of natural gas in marine engines in comparison to the diesel oil enables:

- a reduction of the emission of carbon monoxide by approximately 75%,
- a reduction of the emission of carbon dioxide by approximately 20%,
- a reduction of the emission of NO<sub>x</sub> by approximately 80%,
- elimination of the emission of sulfuric oxides,
- a reduction of the emission of benzene by approximately 97%,
- a lower emission of particulate matter,
- combustion without a visible smoke.

Apart from very high economic indexes, dual fuel engines are characterized by low exhaust emissions particularly when operating on lean air fuel mixtures of  $\lambda = 2.1$  [4].

Figure 12 presents a comparison of the percentage changes in the exhaust emissions for different solutions of the powertrains compared with the two-stroke engine fueled with heavy fuel oil:

- *Dual-Fuel-Electric* system with natural evaporation N-BOG and forced evaporation F-BOG,
- *Dual-Fuel-Mechanic* system with natural evaporation N-BOG and forced evaporation F-BOG,
- two-stroke engine fueled with heavy fuel oil (HFO), two-stroke engine fueled with fuel gas (GF), two-stroke engine fueled with fuel gas (GF) and heavy fuel oil (HFO).

### 5. Own simulation research of the emission of NO<sub>x</sub> from marine dual fuel engines

Within the research realized By Naval Academy on the exhaust emission of nitric oxides from marine vessels operating on selected waters [8 – 12] that also included dual fuel engines a division of vessels has been performed into 10 categories depending on the type of vessel and six routes

Diesel we współpracy z koncernem paliwowym Statoil silnik gazowy zasilany odparowanymi z ładunku lotnymi związkami organicznymi – VOC's (*Volatile Organic Compounds*). W związku z tym, że największa ilość lotnych związków organicznych powstaje podczas załadunku surowej ropy naftowej, odparowane VOC's zbierane są w specjalnych zbiornikach i po oczyszczeniu skraplane w celu późniejszego wykorzystania w pracującym silniku (rys. 11) [7].

Według [3] spalanie gazu ziemnego w silnikach okrętowych w porównaniu z olejem napędowym pozwala na:

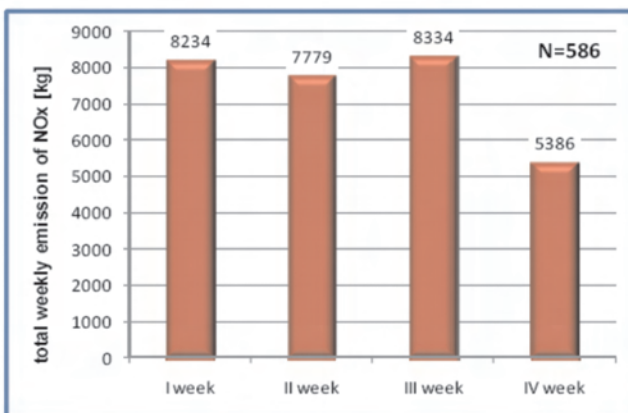
- zmniejszenie emisji tlenku węgla o ok. 75%,
- zmniejszenie emisji dwutlenku węgla o ok. 20%,
- zmniejszenie emisji tlenków azotu o ok. 80%,
- brak emisji tlenków siarki,
- zmniejszenie emisji benzenu o ok. 97%,
- mniejszą emisję cząstek stałych,
- spalanie bez widocznego dymienia.

Silniki dwupaliwowe charakteryzują się, oprócz bardzo korzystnych wskaźników ekonomicznych, małymi wartościami emisji związków toksycznych w spalinach, zwłaszcza podczas pracy na ubogich mieszankach paliwa z powietrzem  $\lambda = 2,1$  [4].

Na rysunku 12 przedstawiono porównanie procentowych zmian wartości emisji substancji szkodliwych dla różnych rozwiązań układu napędowego w stosunku do silnika dwusuwowego zasilanego paliwem ciężkim:

- układu napędowego *Dual-Fuel-Electric* z wykorzystaniem gazu odparowanego naturalnie N-BOG i pozyskanego w sposób wymuszony F-BOG,
- układu napędowego *Dual-Fuel-Mechanic* z wykorzystaniem gazu odparowanego naturalnie N-BOG lub pozyskanego w sposób wymuszony F-BOG,
- silnika dwusuwowego zasilanego paliwem ciężkim (HFO), silnika dwusuwowego zasilanego paliwem gazowym (GF), silnika dwusuwowego zasilanego paliwem gazowym (GF) i paliwem ciężkim (HFO).

a)



b)

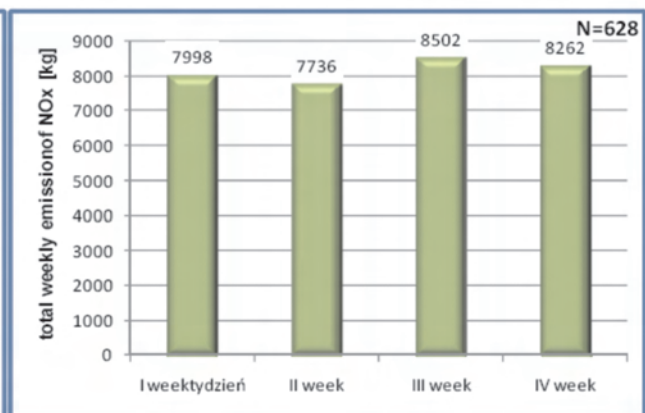


Fig. 13. Comparison of the results of the collective emission rate of nitric oxides [kg/week] in the exhaust gases of marine vessels located in the waters under analysis in the subsequent 28 days of the period under analysis: a) actual statistical data, b) simulation by the Monte Carlo method

Rys. 13. Porównanie wyników sumarycznego natężenia emisji tlenków azotu [kg/tydzień] w spalinach jednostek pływających przebywających w analizowanym obszarze w kolejnych 28 dniach analizowanego okresu: a) rzeczywiste dane statystyczne, b) symulacja metodą Monte Carlo

were determined of known length (3 seaports, 3 fairways – direction of the vessel motion included). Utilizing the Monte Carlo method, probabilistic models and computer software were designed that simulated random processes of the parameters related to the motion of a vessel, engine loads and exhaust emissions rate. The authors assumed statistically estimated probability of motion of individual vessels on the fairways. The developed computer software generated the following random variables:

- the vessel's speed,
- the moment of entering the fairway  $\tau_0$ ,
- the moment of leaving the fairway  $\tau_1$ ,
- the mass of the emitted nitric oxides when on the fairway calculated based on the value of instantaneous power of the main engine of a vessel going at a given speed and the average emission of nitric oxides for this type of engine.

Figure 13 presents the comparison of the results of the weekly emission rate of nitric oxides in the exhaust gases of vessels located in the analyzed waters in subsequent 28 days of the analyzed period. The data were obtained as a result of analysis of the statistical data gathered through the AIS system [10, 12] in the period of 12 months as well as through calculations and simulations.

As results from the figure analysis, the differences between the values of the  $\text{NO}_x$  emissions calculated based on the statistical data and those based on the simulations are miniscule, which leads to a conclusion that the developed simulation model properly generates both the motion of a vessel and the exhaust emission rate.

Based on the analysis of the results generated through the simulation software it has been observed that in the period assumed for the simulation purposes in one day in the analyzed area of the Bay of Gdansk:

- there were 19 to 22 vessels (maximum 8 of one category),
- the highest in number were bulk carriers, general cargo ships, tankers, container ships and LNG carriers.

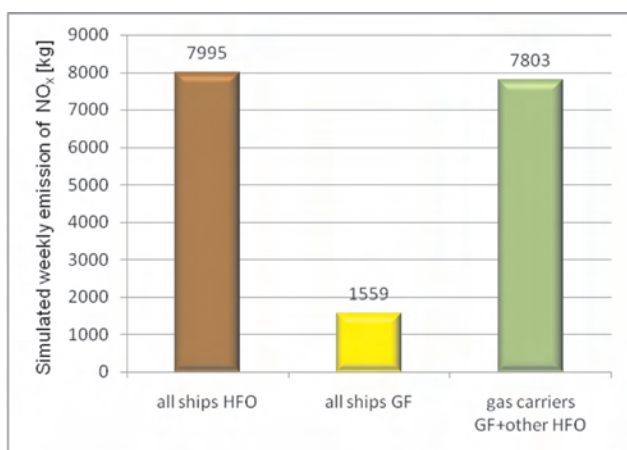


Fig. 14. Simulated values of the collective exhaust emission rate of nitric oxides [kg/week] from marine vessels operating in the waters under analysis (type of fuel considered)

Rys. 14. Wartości symulowane sumarycznego natężenia emisji tlenków azotu [kg/tydzień] w spalinach jednostek pływających w analizowanym rejonie, z uwzględnieniem rodzaju stosowanego paliwa

## 5. Własne badania symulacyjne emisji tlenków azotu okrętowych silników dwupaliwowych

W ramach realizowanych w AMW badań [8 – 12] oceny emisji tlenków azotu w spalinach ze statków morskich pływających po określonym akwenie, w tym silników dwupaliwowych, dokonano podziału jednostek pływających na 10 kategorii w zależności od rodzaju statku i określono 6 tras ruchu statków o znanej długości (3 porty, 3 tory wodne z uwzględnieniem kierunku ruchu statku). Wykorzystując metodę Monte Carlo, skonstruowano probabilistyczne modele i programy komputerowe symulujące procesy losowe parametrów związanych z ruchem statków, obciążeniem silników i natężeniem emisji zanieczyszczeń. Przyjęto przy tym oszacowane statystycznie prawdopodobieństwo ruchu poszczególnych rodzajów jednostek po torach wodnych. Opracowany program komputerowy generował realizacje zmiennych losowych, między innymi:

- prędkości jednostki,
- chwil wejścia na tor wodny  $\tau_0$ ,
- chwil opuszczenia toru wodnego  $\tau_1$ ,
- masy wyemitowanych tlenków azotu podczas przebywania na torze wodnym obliczonej na podstawie wartości mocy chwilowej silnika głównego statku płynącego z określoną prędkością i średniej wartości emisji tlenków azotu dla tego rodzaju silnika.

Na rysunku 13 przedstawiono porównanie wyników natężenia (tygodniowego) emisji tlenków azotu w spalinach ze statków przebywających w analizowanym obszarze w kolejnych 28 dobach analizowanego okresu, otrzymanych w rezultacie analizy danych statystycznych pozyskanych za pomocą systemu AIS [10, 12] z okresu 12 miesięcy i obliczeń oraz symulacji.

Jak wynika z analizy rysunku, różnice pomiędzy wartościami emisji tlenków azotu obliczonymi na podstawie danych statystycznych a wartościami symulowanymi są niewielkie, co pozwala sądzić, że opracowany model symulacyjny poprawnie generuje zarówno ruch statków, jak i natężenie emisji związków szkodliwych w ich spalinach.

Na podstawie analizy wyników wygenerowanych za pomocą programu symulacyjnego stwierdzono, że w okresie założonym dla celów symulacji w ciągu jednej doby w badanym rejonie Zatoki Gdańskiej:

- przebywało od 19 do 22 jednostek pływających (maksymalnie 8 z jednej kategorii),
- najwięcej było masowców, drobnicowców, tankowców, kontenerowców oraz gazowców.

Wyniki symulowanej sumarycznej tygodniowej wartości emisji tlenków azotu w spalinach jednostek przebywających w analizowanym rejonie przedstawiono na rys. 14. W ramach tej symulacji przyjęto, że:

- wszystkie jednostki napędzane są paliwem ciężkim HFO,
- wszystkie jednostki napędzane są paliwem gazowym GF,
- wszystkie gazowce (12% ogólnej liczby statków) napędzane są paliwem gazowym GF, pozostałe jednostki – paliwem ciężkim HFO.

The results of the collective weekly exhaust emission of nitric oxides from vessels operating in the analyzed waters have been presented in Fig. 14. Within this simulation it has been assumed that:

- all vessels are fueled with heavy fuel oil (HFO),
- all vessels are fueled with fuel gas GF,
- all LNG carriers (12% of the total vessels) are fueled with fuel gas GF, the other vessels – heavy fuel oil HFO.

As results from the analysis of Fig. 14, the simulated fuel gas application instead of heavy fuel oil led to a collective reduction of the emission of nitric oxides by approximately 80%. This value is only a result of an assumption that all vessels are driven by dual fuel engines of the same average emission of nitric oxides, which is highly improbable in practice. The performance of such a simulation was thus only for the purpose of validating of the model compliance. When the fuel gas was applied only on LNG carriers (19 vessels in the simulated period) the reduction of the simulated emission was approximately 2.4%, which, on a mass scale, is as much as 192 kg of nitric oxides emitted to the atmosphere by the ships in a period of one week.

## 6. Conclusions

The use of dual fuel engines, particularly on LNG carriers is an advantageous solution in terms of the fuel flexibility (marine fuels MDO and HFO and fuel gas GF), reduction of the cargo residues and losses caused by fuel evaporation, let alone the reduction of the exhaust emissions of nitric oxides. The performed simulation research (the use of fuel gas for fueling of marine engines of vessels operating in the area of Bay of Gdansk) has shown positive ecological results.

Jak wynika z analizy rys. 14, symulowane zastosowanie paliwa gazowego zamiast paliwa ciężkiego spowodowało sumaryczne zmniejszenie natężenia emisji tlenków azotu o ok. 80%. Wartość ta jest jednak tylko wynikiem założeń, według których wszystkie jednostki byłyby napędzane silnikami dwupaliwowymi o takiej samej średniej wartości emisji tlenków azotu, co w praktyce jest mało prawdopodobne. Przeprowadzenie takiej symulacji miało więc znaczenie jedynie w sprawdzeniu zgodności modelu. Gdy zastosowano paliwo gazowe tylko na gazowcach (19 jednostek w symulowanym okresie), zmniejszenie symulowanej emisji wyniosło ok. 2,4%, co jednak w skali masowej stanowi aż 192 kg tlenków azotu niewyemitowanych w ciągu tygodnia do atmosfery przez statki.

## 6. Podsumowanie

Zastosowanie silników dwupaliwowych, zwłaszcza na gazowcach LNG, jest rozwiązaniem korzystnym zarówno pod względem elastyczności wyboru rodzaju paliwa (paliwa okrętowe MDO i HFO oraz paliwo gazowe GF), ograniczania resztek ładunkowych i strat spowodowanych parowaniem paliwa, jak również pod kątem ograniczania emisji tlenków azotu w spalinach. Przeprowadzone badania symulacyjne zastosowania paliwa gazowego do zasilania silników na statkach pływających w rejonie Zatoki Gdańskiej wykazały korzystne efekty ekologiczne.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Włodarski J.K., Witkowski K.: Okrętowe silniki spalinowe. Wydawnictwo Akademii Morskiej, Gdynia 2006.
- [2] Materiały firmy MAN: [www.mandiesel.com](http://www.mandiesel.com)
- [3] Materiały firmy Wärtsilä: [www.Wartsila.com/LNG](http://www.Wartsila.com/LNG)
- [4] Sutkowski M., Latvasalo T.: The 20V23SG – a high-efficiency Lean-burn gas engine for highly efficient Wärtsilä gas power plants. *Combustion Engines*, 2007, No SC1.
- [5] Żmudzki S.: Perspektywy wykorzystania gazu ziemnego w silnikach okrętowych. *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie*, 2004, nr 1(73).
- [6] Jarf C., Sutkowski M.: The Wärtsilä 32 GD engine for heavy gases. *Combustion Engines*, 2009, No 2.
- [7] Challen B., Baranescu R., Diesel Engine. Reference Book. Butterworth Heinemann, Oxford 1999.
- [8] Kniaziewicz T.: Problemy modelowania emisji szkodliwych składników spalin z silników okrętowych w rejonach miejskich aglomeracji nadmorskich. *Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej* 162, *Mechanika* 26, Częstochowa 2006.
- [9] Kniaziewicz T., Piaseczny L.: Model of NOx emission by sea-going vessels navigating in the Gulf of Gdansk region. *Combustion Engines*, 2007, No. SC3.
- [10] Kniaziewicz T., Piaseczny L.: Stochastic models of toxic compounds emission in exhausts from sea-going vessels sailing in a particular area. *Combustion Engines*, 2009, No. SC1.
- [11] Kniaziewicz T., Piaseczny L.: Modelowanie emisji gazów spalinowych w transporcie morskim. *Logistyka*, nr 4/2010, s. 18-26.
- [12] Pawlak M., Piaseczny L.: Modelowanie ruchu jednostek morskich dla określania emisji związków toksycznych spalin. Materiały Międzynarodowej Konferencji Motoryzacyjnej KONMOT-AUTOPROGRES 2008, Szczawnica 2008.

Prof. Leszek Piaseczny, DSc, DEng. – Professor in the Mechanical-Electric Faculty at Naval University of Gdynia.

Prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – profesor na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni.

e-mail: [piaseczny@ptnss.pl](mailto:piaseczny@ptnss.pl)



Tomasz Kniaziewicz, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical and Electrical Engineering at Polish Naval Academy of Gdynia.

Dr inż. Tomasz Kniaziewicz – adiunkt na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni.

e-mail: [tkniaziewicz@wp.pl](mailto:tkniaziewicz@wp.pl)



## The influence of application of different diesel fuel-RME blends on PM emissions from a diesel engine

The aim of the research described in this paper was to determine the potential of RME in reducing particulate emissions from diesel engines. The tests were carried out at Emissions Testing Laboratory, Poznan University of Technology using the AMX-210/100 engine test bed. The AVL Micro Soot Sensor and Smoke Meter were used to measure PM emissions. The emission measurements were carried out over a 13-mode ESC cycle. The tests were conducted on a direct injection (common rail), turbocharged, Euro 4 compliant passenger car diesel engine. Four different diesel fuel/RME blends were tested. These blends contained respectively: 5, 20, 50 and 100% RME.

Key words: diesel engine, exhaust emissions, biofuel, RME

### Wpływ zastosowania mieszanin oleju napędowego i RME o różnym składzie na emisję cząstek stałych z silnika ZS

Celem badań opisanych w niniejszym artykule było określenie potencjału RME w zmniejszaniu emisji cząstek stałych z nowoczesnych silników ZS. Badania wykonano w Laboratorium Toksyczności Spalin Politechniki Poznańskiej z wykorzystaniem hamowni silnikowej AMX-210/100. Pomiarów emisji cząstek stałych dokonano z wykorzystaniem analizatorów spalin: AVL Micro Soot Sensor (pomiar stężenia PM) i AVL Smoke Meter (pomiar zadymienia i zaciemnienia spalin oraz koncentracji sadzy). Pomiar odbywał się w teście ESC, na silniku ZS o wtrysku bezpośrednim, doładowanym turbosprężarką, zasilanym w systemie common rail i spełniającym normę emisji spalin Euro 4. W badaniach stosowano cztery paliwa: olej napędowy (ON) i RME (B100) oraz ich mieszaniny B20 i 50, zawierające odpowiednio 20 i 50% RME.

Słowa kluczowe: silnik ZS, emisja spalin, biopaliwo, RME

#### 1. Introduction

Currently one of the most important factors stimulating the development of combustion engines and their fuels are the ecological aspects. This is caused by the international emission legislation getting more and more stringent. In the case of engine fuels their dominant source is still crude oil. We can however observe a slow but steady growth of the share of biofuels in the market (this results from the high crude oil prices and the threat of global warming). The situation is a result of an implemented policy that forces the fuel manufacturers and distributors to increase the share of biofuels in the world market on an annual basis.

The use of renewable fuels (biofuels in particular) aims at protecting Earth's natural resources, reducing carbon dioxide emission to the atmosphere and forcing lesser dependence on the fossil fuels. Besides, their use also positively influences the exhaust emissions, hence the air pollution.

Currently in the European market the most important biofuel is FAME (*Fatty Acid Methyl Esters*) manufactured mainly as Rapeseed Methyl Esters (RME). It is forecasted that the scale of production and consumption of this fuel will continue increasing as a result of the growing demand for diesel fuels and a leveled demand for the positive ignition engine fuels. Currently, to regular diesel oils FAME is added up to 7%. Besides, its consumption in a pure form grows as well.

#### 1. Wprowadzenie

Obecnie do najważniejszych czynników stymulujących rozwój jednostek napędowych pojazdów oraz paliw silnikowych należą aspekty ekologiczne. Jest to spowodowane stale zaostrzającymi się międzynarodowymi przepisami z zakresu emitowania do atmosfery substancji szkodliwych. W odniesieniu do paliw silnikowych wciąż dominującym źródłem ich pozyskiwania jest ropa naftowa. Obserwuje się jednak powolny, ale sukcesywny wzrost udziału biopaliw w rynku (wynika to m.in. z utrzymujących się na wysokim poziomie cen ropy naftowej oraz zagrożenia globalnym ociepleniem). Dzieje się tak głównie za sprawą prowadzonej w tym zakresie odpowiedniej polityki, która nakłada na producentów i dystrybutorów paliw obowiązek corocznego zwiększania udziału biopaliw w światowym rynku paliwowym.

Zastosowanie paliw odnawialnych (a zwłaszcza biopaliw) ma na celu przede wszystkim ochronę zasobów naturalnych Ziemi, zmniejszenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery i uniezależnienie się od paliw kopalnych. Ponadto ich zastosowanie często wpływa także korzystnie na poziom toksyczności spalin silnikowych, a więc i na stopień zanieczyszczenia powietrza.

Aktualnie na rynku europejskim najważniejszym biopaliwem jest FAME (*Fatty Acid Methyl Esters*), produkowane przede wszystkim w postaci estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego RME (*Rapeseed Methyl*

The use of FAME as a fuel in its pure form or an additive significantly reduces the diesel engine exhaust emission level. This most frequently results in the reduction of the emission of CO, HC and PM and a growth of the emission of NO<sub>x</sub> [9]. There are many works available in the literature related to this issue [1 – 8]. We need to note however that many of these investigations related to FAME were carried out on engines of older generation (operating based on conventional injection systems). This is, among other things, a result of a dynamic development of diesel engines in recent years (new injection systems – significant increase in the injection pressures, downsizing etc.) Besides, many of the above-mentioned works relates to the measurement of the emissions in only one or a few selected engine operating points, which gives only a limited perspective on the influence of the use of FAME on the emission in the whole field of engine work. The said issues were the stimuli for the investigations discussed in this paper. The investigations consisted in measuring of the exhaust emissions from diesel engines fueled with diesel oil, RME, and the blends of the two under the homologation conditions of European Stationary Cycle (ESC).

## 2. Research object and measuring equipment

The investigations presented in this paper were carried out on a chassis dynamometer by AUTOMEX, fitted with an AMX-210/100 eddy-current brake (Fig. 1). For the tests a passenger car with a diesel engine was used representative of small powertrains of typical technological advancement of these engines (Table 1).

The measurements of the exhaust emissions were carried out under the conditions of a homologation test ESC (13-modes). While performing the tests the engine was fueled with a conventional diesel fuel (DF) and RME fuel in its pure form (B100) and a blend of the two: B20 (20% RME and 80% DF) and B50 (50% RME and 50% DF). While composing the B20 and B50 fuels the authors took into account the

Table 1. Specifications of the tested engine  
Tabela 1. Dane techniczne silnika użytego w badaniach

Engine type/ rodzaj silnika	Diesel, 4-cylinder in-line/ ZS 4-cylindrowy, rzędowy
Displacement/ objętość skokowa	1.251 dm <sup>3</sup>
Max. power/moc maks.	51 kW @ 4000 rpm/obr/min
Max. torque/moment maks.	180 Nm @ 1750 rpm/obr/min
Injection/combustion type/ układ zasilania	Direct injection, common rail, turbocharged (intercooled)/wtrysk bezpośredni, doładowanie turbosprężarką
Number of valves/ liczba zaworów	4 per cylinder/ 4 na cylinder
Max. injection pressure/ maks. ciśnienie wtrysku	140 MPa
Fuel dose split/podział dawki paliwa	up to 4 injections per stroke/ do 4 wtrysków na cykl
Emission control/układy oczyszczania spalin	Oxidation catalyst/reaktor utleniający, EGR (Exhaust Gas Recirculation)
Calibrated to/norma emisji	Euro 4

Esters). Przewiduje się, że skala produkcji i zużycia tego rodzaju paliwa będzie się nadal zwiększać, w wyniku rosnącego zapotrzebowania na paliwa do silników o zapłonie samoczynnym i stabilnego zapotrzebowania na benzyny silnikowe. Obecnie do konwencjonalnych olejów napędowych dodaje się FAME w ilości do 7%. Ponadto szybko wzrasta również jego zużycie w czystej postaci.

Zastosowanie FAME, jako paliwa w czystej postaci lub dodatku, znacząco redukuje toksyczność spalin silnika ZS. Powoduje to najczęściej zmniejszenie emisji CO, HC i PM oraz wzrost emisji NO<sub>x</sub> [9]. W literaturze dostępnych jest wiele prac związanych z tym zagadnieniem [1 – 8]. Należy jednak zauważyć, że duża część opisanych w literaturze prac badawczych dotyczących FAME została wykonana z wykorzystaniem silników starszej generacji (pracujących w oparciu o konwencjonalne układy wtryskowe), co wynika z tego, że badania nie zawsze nadążają za dynamicznym rozwojem w ostatnich latach silników ZS (nowe systemy wtryskowe – znaczny wzrost ciśnienia wtrysku paliwa, downsizing i in.). Ponadto wiele z wyżej wspomnianych prac dotyczy pomiarów emisji tylko w jednym lub kilku punktach pracy silnika, co daje jedynie ograniczony pogląd na wpływ stosowania FAME na toksyczność jego spalin w całym polu pracy. Kwestie te w głównej mierze zdecydowały o podjęciu realizacji badań opisanych w niniejszym artykule. Badania obejmowały pomiar zawartości substancji szkodliwych w spalinach emitowanych przez nowoczesny samochodowy silnik ZS, zasilany porównawczo konwencjonalnym olejem napędowym, RME oraz mieszaninami obu tych paliw w warunkach homologacyjnego testu ESC (European Stationary Cycle).

## 2. Obiekt badań i stosowana aparatura pomiarowa

Przedstawione w niniejszym artykule badania były realizowane na hamowni silnikowej firmy AUTOMEX, wyposażonej w hamulec elektrowirowy typu AMX-210/100 (rys. 1). Do badań wykorzystano samochodowy silnik o zapłonie samoczynnym, należący do grona małych jednostek napędowych i reprezentujący aktualny stan zaawansowania technologicznego tego typu jednostek (tab. 1).

Pomiary emisji substancji szkodliwych w spalinach odbywały się w warunkach



Fig. 1. Test stand – engine brake and the measurement devices

Rys. 1. Stanowisko badawcze – hamownia silnikowa wraz z aparaturą pomiarową

Table 2. Diesel fuel (DF) and RME specifications  
Tabela 2. Właściwości oleju napędowego (ON) i RME

–		Unit	DF/ ON	RME (B100)
Cetane number/liczba cetanowa		–	52.6	51.0
Cetane index/indeks cetanowy		–	52.8	–
Density @ 15° C/gęstość w temp.		kg/m <sup>3</sup>	833.5	883.0
Viscosity @ 40° C/lepkość w temp.		mm <sup>2</sup> /s	2.66	4.46
Sulfur content/zawartość siarki		ppm	9.9	0.8
Fatty acid methyl esters content/ zawartość FAME		% (v/v)	4.9	98.5
Polyaromatic hydrocarbons content/zawartość WWA		% (m/m)	2.5	–
Iodine number/liczba jodowa		g I/100 g	–	115
Distillation/ przebieg destylacji	E250	% (v/v)	39.0	–
	E350	% (v/v)	94.5	–
	T95	°C	350.6	–

fact that conventional fuel contained 4.9% FAME (Table 2).

The exhaust uptake for analysis was done upstream the catalytic converter. For the measurement of the mass of PM Micro Soot Sensor by AVL was used (Fig. 2b) that measures the concentration of PM in mg/m<sup>3</sup>, with the use of the PASS method – *Photo Acoustic Soot Sensor*. The analyzer is fitted with an exhaust gas conditioner (temperature and air dilution). Besides, for the measurement of the exhaust smoke level FSN (*Filter Smoke Number*), soot concentration C and exhaust opacity N a Smoke Meter by AVL was used (Fig. 2a). This enables a continuous measurement of the opacity level at the same time calculating the other parameters.

### 3. The results and discussion

Using the Micro Soot Sensor analyzer by AVL the concentration of PM in each mode of the ESC homologation test was measured (Fig. 3). Then, having these measurement results appropriate calculations were made in order to determine the hourly PM emission expressed in g/h (Fig. 4a). Beside the hourly emission (for the individual modes of the ESC test) the authors also calculated the unit emission of PM for the whole test expressed in g/kWh (Fig. 4b).

The analysis of the emission of PM in the individual phases of the ESC test leads to a conclusion that the addition of FAME to regular diesel oil has a significant influence on the reduction of PM in the exhaust gas. As the percentage share of the RME in the fuel grows the emission of PM gets significantly reduced. This is particularly the case for the high values of the engine main parameters (engine speed and engine load).

kach homologacyjnego (13-fazowego) testu ESC. Podczas wykonywania badań silnik zasilany był konwencjonalnym olejem napędowym (ON) i paliwem RME w czystej postaci (B100) oraz mieszaninami tych paliw: B20 (20% RME i 80% ON) oraz B50 (50% RME i 50% ON). Przy komponowaniu paliw B20 i B50 uwzględniono, że konwencjonalny olej napędowy zawierał 4,9% FAME (tab. 2).

Pobór spalin do analizy odbywał się przed reaktorem katalitycznym. Do pomiaru masy cząstek stałych użyto analizatora Micro Soot Sensor firmy AVL (rys. 2b), który mierzy stężenie PM w mg/m<sup>3</sup>, z wykorzystaniem metody fotoakustycznej (PASS – *Photo Acoustic Soot Sensor*). Analizator ten jest wyposażony w układ przygotowania spalin (zarówno pod względem temperaturowym, jak i rozcieńczenia powietrzem). Ponadto do pomiarów zadymienia spalin FSN (*Filter Smoke Number*) oraz zaczernienia spalin N wykorzystano analizator Smoke Meter firmy AVL (rys. 2a). Umożliwia on ciągły pomiar zaczernienia spalin i jednocześnie oblicza pozostałe parametry.

a)



b)



Fig. 2. The devices for the measurement of the PM content in the exhaust gas [11]: a) AVL Smoke Meter, b) AVL Micro Soot Sensor

Rys. 2. Aparatura służąca do pomiaru zawartości cząstek stałych w spalinach [11]: a) AVL Smoke Meter, b) AVL Micro Soot Sensor

### 3. Wyniki badań i ich analiza

Przy wykorzystaniu analizatora Micro Soot Sensor firmy AVL zmierzono stężenie cząstek stałych w każdej fazie homologacyjnego europejskiego testu stacjonarnego (rys. 3). Następnie, dysponując tymi pomiarami, dokonano stosownych obliczeń w celu określenia godzinowej emisji PM, wyrażonej w g/h (rys. 4a). Oprócz godzinowej emisji (dla poszczególnych faz testu ESC) obliczono też jednostkową emisję cząstek stałych dla całego testu, wyrażoną w g/kWh (rys. 4b).

Analiza emisji cząstek stałych w poszczególnych fazach testu ESC pozwala stwierdzić, że dodatek estrów metylo- wych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego RME do konwencjonalnego oleju napędowego ma znaczący wpływ na zmniejszenie zawartości PM w emitowanych przez silnik spalinach. Wraz ze wzrostem udziału procentowego RME w paliwie, emisja cząstek stałych ulega wyraźnej redukcji.

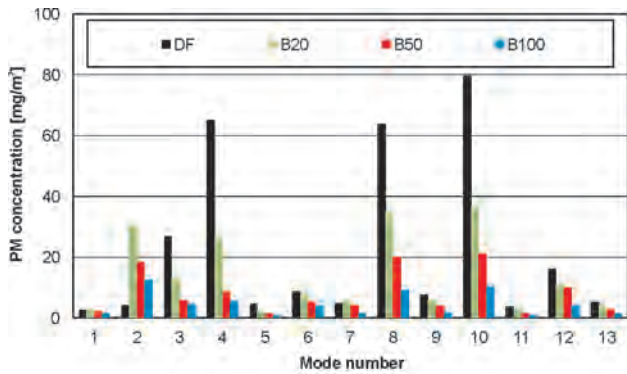


Fig. 3. The concentration of PM in the individual phases of the ESC test  
Rys. 3. Stężenie cząstek stałych w poszczególnych fazach testu ESC

Pure RME (B100) is characterized by a very low emission of PM. It does not exceed the value of 1.5 g/h in any phase of the test. Particularly interesting is the comparison of the emissions of PM for pure diesel oil and pure RME B100. In some cases (for the test phases characterized by high engine speed and maximum load) the authors obtained differences in the hourly emission of up to 88%. The unit emission however (calculated for the whole ESC test) is approximately 83% lower if the B100 fuel is used. These values are more advantageous than those given by EPA (*Environmental Protection Agency*) where an approximately 5% reduction of PM emission is assumed for pure FAME [10].

The proof of the significant PM emission reduction when using fuels containing FAME are the results of the smoke level and opacity measurements (Fig. 5 and 6).

#### 4. Conclusions

Fueling of a diesel engine with fuels containing RME brings measurable results such as a reduced emission of PM. As a result of the performed measurements the authors

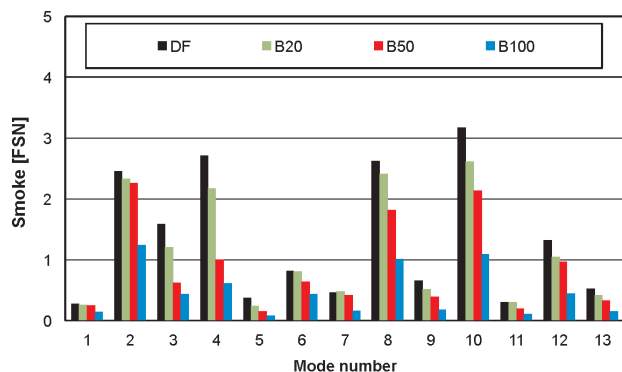


Fig. 5. Smoke level in the individual ESC test phases  
Rys. 5. Zadymienie spalin w poszczególnych fazach testu ESC

Jest to szczególnie widoczne przy dużych wartościach głównych parametrów pracy silnika (prędkości obrotowej i obciążenia).

Czyste paliwo RME (B100) charakteryzuje się bardzo małą emisją cząstek stałych. Dla wszystkich faz testu nie przekracza ona 1,5 g/h. Szczególnie interesujące jest zestawienie i porównanie emisji PM dla czystego oleju napędowego oraz paliwa B100. W niektórych przypadkach (dla faz testu charakteryzujących się dużą prędkością obrotową oraz maksymalnym obciążeniem) uzyskano różnice w emisji godzinowej rzędu nawet 88%. Natomiast emisja jednostkowa (obliczona dla całego testu ESC) jest o około 83% mniejsza przy zastosowaniu paliwa B100. Wartości te są korzystniejsze niż podane przez EPA (*Environmental Protection Agency* – Urząd Ochrony Środowiska w USA),

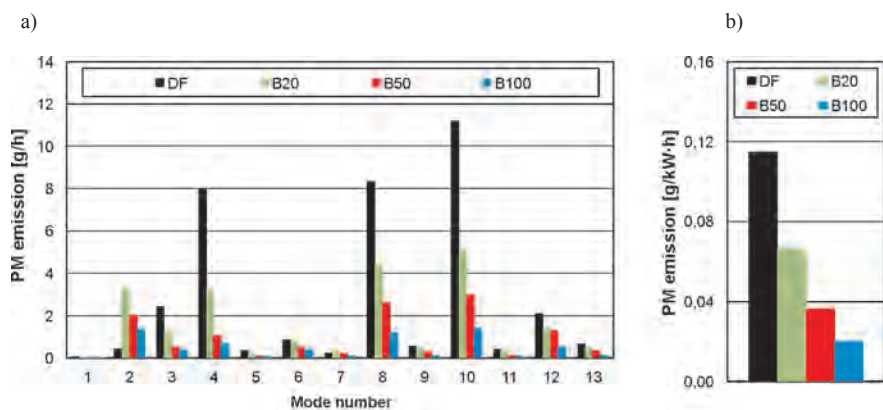


Fig. 4. The emission of PM: a) in the individual phases of the ESC test, b) in the whole ESC test  
Rys. 4. Emisja PM: a) w poszczególnych fazach testu ESC, b) w całym teście ESC

gdzie zakłada się około 50-procentową redukcję emisji cząstek stałych dla czystego FAME [10].

Potwierdzeniem znacznej redukcji emisji cząstek stałych przy zastosowaniu paliw zawierających w swoim składzie chemicznym estry metylowe kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego RME są także wyniki pomiarów zadymienia oraz zaczernienia spalin (rys. 5 i 6).

#### 4. Podsumowanie

Zasilanie silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym paliwami zawierającymi RME przynosi wymierne korzyści w postaci zmniejszonej emisji cząstek stałych. W wyniku przeprowadzonych pomiarów zaobserwowano wyraźny spadek wartości emisji godzinowej w każdej fazie testu ESC oraz emisji jednostkowej obliczonej dla całego testu. Taki wpływ RME na zawartość cząstek stałych w spalinach jest także opisywany w wielu publikowanych pracach badawczych.

Analizując wpływ na emisję PM paliw o różnej zawartości RME, można zauważyć, że zmniejszenie tej emisji jest proporcjonalne do zawartości RME, a zatem najwyższe dla paliwa B100 – dla czystego RME odnotowano prawie sześciokrotnie niższy poziom emisji PM niż dla konwencjonalnego oleju napędowego.

Wykonane badania wykazały zatem istotny korzystny wpływ RME (jako składnika paliwa) na emisję cząstek sta-

observed a significant drop in the hourly emission of PM in each mode of the ESC test as well as unit emission calculated for the whole test. Such an influence of RME on the PM content in the exhaust gases is also described in many published research works.

Analyzing the influence of fuels of different RME content on the PM emission we can observe that the reduction of this emission is proportional to the RME content, thus, it reaches the maximum value for B100 – for pure RME an almost 6 times lower PM emission was recorded as compared to regular diesel oil.

The investigations carried out have shown a significant positive influence of RME (as a fuel component) on the emission of PM from a modern turbocharged diesel engine fitted with a common rail fuel system. Following the performed PM emission investigations the authors conclude that the most advantageous is the use of RME in its pure form (B100).

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

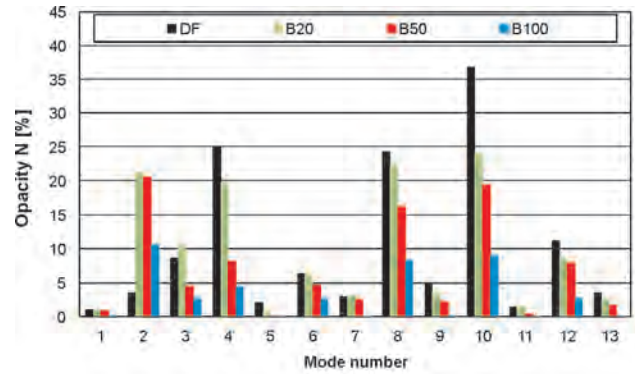


Fig. 6. Exhaust gas opacity in the individual ESC test phases

*Rys. 6. Zaczernienie spalin w poszczególnych fazach testu ESC*

łych przez nowoczesny, turbodoładowany silnik ZS, zasilany w systemie common rail. W świetle wykonanych badań, w zakresie emisji PM najkorzystniejsze jest stosowanie RME w czystszej postaci (B100).

## Bibliography/Literatura

- [1] Daisuke Kawano, Hajime Ishii and Yuichi Goto: Effect of Biodiesel Blending on Emission Characteristics of Modern Diesel Engine. SAE Paper 2008-01-2384.
- [2] Durbin T.D., Cocker III D.R., Sawant A.A., Johnson K., Miller J.W., Holden B.B., Helgeson N.L. and Jack J.A.: Regulated Emissions from Biodiesel Fuels from On/Off-Road Applications. Atmospheric Environment no 41 (2007).
- [3] Fontaras G., Karavalakis G., Kousoulidou M., Tzamkiozis T., Ntziachristos L., Bakeas E., Stourmas S., Samaras Z.: Effects of Biodiesel on Passenger Car Fuel Consumption, Regulated and Non-Regulated Pollutant Emissions over Legislated and Real-World Driving Cycles. Fuel no 88 (2009).
- [4] Fujia Wu, Jianxin Wang, Wenmiao Chen and Shijin Shuai: A Study on Emission Performance of a Diesel Engine Fueled with Five Typical Methyl Ester Biodiesels. Atmospheric Environment no 43 (2009).
- [5] Graboski M.S., McCormick R.L.: Combustion of Fat and Vegetable Oil Derived Fuels in Diesel Engines. Prog. Energy Combust. Sci. Vol. 24 (1998).
- [6] Lei Zhu, Wugao Zhang, Wei Liu and Zhen Huang: Experimental Study on Particulate and NO<sub>x</sub> Emissions of a Diesel Engine Fueled with Ultra Low Sulfur Diesel, RME-Diesel Blends and PME-Diesel Blends. Science of the Total Environment no 408 (2010).
- [7] Nigro F., Trielli M., Costa C.: Emission Characteristics of a Diesel Engine Operating with Biodiesel and Blends. SAE Paper 2007-01-2635.
- [8] Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. WKŁ, Warszawa 2002.
- [9] Lauperta M., Armas O. and Rodriguez-Fernandez J.: Effect of Biodiesel Fuels on Diesel Engine Emissions. Progress in Energy and Combustion Science no 34 (2008).
- [10] Assessment and Standards Division (Office of Transportation and Air Quality of the US Environmental Protection Agency). A Comprehensive Analysis of Biodiesel Impacts on Exhaust Emissions. EPA420-P-02-001 (2002).
- [11] www.avl.com

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)



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

*Dr inż. Jacek Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jacek.pielecha@put.poznan.pl](mailto:jacek.pielecha@put.poznan.pl)



Miłosław Kozak, DEng. – doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

*Dr inż. Miłosław Kozak – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [miloslaw.kozak@put.poznan.pl](mailto:miloslaw.kozak@put.poznan.pl)



Maciej Andrzejewski, MSc, Eng. – PhD student at the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Maciej Andrzejewski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [maciej.andrzejewski@doctorate.put.poznan.pl](mailto:maciej.andrzejewski@doctorate.put.poznan.pl)



## Selected combustion parameters of biogas at elevated pressure–temperature conditions

*Results from tests conducted in several RTD centers lead to conclusion that biogas as a potential fuel for the internal combustion (IC) spark ignited (SI) engine features with its satisfactory combustion predisposition causing smooth engine run without accidental misfiring or knock events. This good predisposition is obtained due to carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) content in the biogas. On the other hand, carbon dioxide as incombustible gas contribute to decrease in the brake power of the biogas fueled engine. To analyze mutual CO<sub>2</sub> and CH<sub>4</sub> content on biogas burning the combustion parameters as follows: adiabatic combustion temperature, laminar flame speed and ignition delay of biogas with various methane content were determined and presented in the paper. Additionally, these parameters for pure methane were also included in order to make comparison between each other. As computed, ignition delay, which has is strongly correlated with knock resistance, can change several times with temperature increase, but does not change remarkably with increase in methane content. Adiabatic combustion temperature does not also ought to influence on engine performance or increase in engine cooling and exhaust losses due to its insignificant changes. The largest change was observed in laminar flame speed, that can influence on development of the first premixed combustion phase.*

Key words: biogas, fuel composition, parameters of combustion process

### Wybrane parametry procesu spalania biogazu w warunkach podwyższonego ciśnienia i przy podwyższonej temperaturze

*Wyniki badań przeprowadzonych w różnych centrach badawczych świadczą o tym, iż biogaz można traktować jako potencjalne paliwo do silników spalinowych o zapłonie iskrowym. Zastosowanie tego paliwa sprawia, że silnik pracuje płynnie bez wypadania zapłonów i spalania stukowego. Dobre predyspozycje biogazu jako paliwa spowodowane są z jednej strony zawartością dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>). Z drugiej jednak strony dwutlenek węgla jako gaz niepalny przyczynia się do obniżenia mocy silnika zasilanego biogazem. W artykule przedstawiono analizę wzajemnej zależności CO<sub>2</sub> i CH<sub>4</sub> zawartych w biogazie i ich wpływ na następujące parametry procesu spalania: temperaturę adiabatycznego spalania, szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego oraz opóźnienie zapłonu dla biogazu o zmiennej zawartości metanu. Parametry te porównano z parametrami procesu spalania dla czystego metanu. Zgodnie z obliczeniem, opóźnienie zapłonu, które jest ściśle związane z odpornością na spalanie stukowe, może się zmieniać znacząco wraz ze wzrostem temperatury, ale nie zmienia się w istotny sposób wraz ze wzrostem zawartości metanu. Niewielkie zmiany temperatury adiabatycznego spalania nie powinny również wpływać na parametry pracy silnika oraz na wzrost strat chłodzenia lub strat wylotu. Największe zmiany zaobserwowano w szybkości rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego, co może mieć wpływ na rozwój kinetycznej fazy spalania.*

Słowa kluczowe: biogaz, skład paliwa, parametry procesu spalania

## 1. Introduction

In 2009 in the EU, biogas production was estimated to 8.3 million tonnes of oil equivalent (Mtoe) [1]. Furthermore, the theoretic potential of primary production from biogas in 2020 is estimated as 166 Mtoe [2]. Thus, biogas production and its energetic utilization can be managed as significant all over other energy sources. Nowadays, biogas is generally converted to electric power in power plants, CHP sets and Organic Rankine Cycle (ORC) based systems [10]. By forcing biogas utilization as fuel for traction engines it causes challenges to develop new technologies in this field, eg. air-biogas control systems. Thus, it requires detailed knowledge on biogas physical and chemical properties with particular focus on air-biogas mixture formation and its combustion. Apart from biogas parameters, such as the LHV, stoichiomet-

## 1. Wprowadzenie

W Unii Europejskiej w roku 2009 szacowana produkcja biogazu była na poziomie 8,3 miliona ton przeliczeniowego oleju napędowego (Mtoe) [1]. Teoretyczny potencjał produkcji biogazu w roku 2020 jest szacowany na 166 Mtoe [2]. Tak więc produkcję biogazu i jego energetyczne wykorzystanie można traktować jako znaczące pośród innych źródeł energii. Obecnie biogaz jest przede wszystkim poddawany konwersji na energię elektryczną w agregatach prądotwórczych, dużych zespołach CHP oraz w systemach z obiegiem Rankine'a (ORC – Organic Rankine Cycle).

Wykorzystanie biogazu jako paliwa do silników trakcyjnych wymusza rozwój nowych technologii w tej dziedzinie, np. odnośnie do systemów kontroli mieszaniny powietrza z biogazem. Problem ten wymaga szczegółowej wiedzy na

ric air-to-fuel ratio ( $A/F_{\text{stoic}}$ ), Sonic Bievo index and Methane Number (MN) there are additional parameters as: adiabatic combustion temperature, laminar flame speed and ignition delay, which should be determined and their impact on combustion should be analyzed as far as research activities in this field are concentrated on improving biogas combustion, increase in engine performance and eliminating knock. Due to relatively high incombustible content in biogas, engine power loss is observed. Hence, increase in compression ratio and boosting the engine are the main measures to overcome this drawback. In experiments using simulated biogas by Crookes [3, 4, 7], compression ratios ranging from 11:1 to 13:1 were found to be suitable for operation without knock. In the case of a biogas fuelled engine, the compression ratios that can be employed can be considerably higher than normal as the  $\text{CO}_2$  present helps to suppress knock [5]. However, high compression ratios were found to increase HC and  $\text{NO}_x$  levels, but dilution by  $\text{N}_2$  and  $\text{CO}_2$  was found to be beneficial in lowering  $\text{NO}_x$ . Nagalingam et al. [6] found that hydrogen addition extended the lean limit of combustion of natural gas due to its inherent nature, but it decreased the power due to an overall lower volumetric heating value. The  $\text{N}_2$  dilution test results show that an increase of inert gas in biogas was beneficial to thermal efficiency enhancement and  $\text{NO}_x$  emission reduction, while exacerbating THC emissions and cyclic variations. Then, as a way to achieve stable combustion for the lowest quality biogas, hydrogen enrichment was found as promising measure [12].

One of the efforts to overcome these drawbacks is a rise of compression ratio in a biogas engine. It enables improvement in engine performance, especially in thermal efficiency and power output. However, by increasing compression ratio, it can also exacerbate knock tendency and produce more nitrogen oxides ( $\text{NO}_x$ ) and hydrocarbon (HC) emissions [4, 7].

Although, modeling and experimental work on the biogas engine is rich in results [13 – 28, 33], but there is relatively low number of papers taking attempts for finding correlation between fuel parameters and that fuel combustion progress with particular interest on combustion knock occurrence [29 – 32].

## 2. Methodology

Calculation of the parameters as follows: adiabatic combustion temperature ( $T_a$ ), laminar flame speed (LFS) and ignition delay (ID) was proceeded with aid of Chemkin 4 and the GRI-Mech 3.0 (2000) mechanism for combustion kinetics. The adiabatic combustion temperature was determined at constant-volume conditions. It was calculated at assumption that dissociation of several species as eg.  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}_2$  takes place. Additionally, OH and H radicals and final products  $\text{NO}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2$  were also determined at this equilibrium adiabatic temperature.

In literature there are several reaction mechanisms for modeling methane combustion at various environment conditions. Among others, the following reaction mechanisms for biogas combustion simulation can be distinguished: Smooke (1991), Konnov (2000), Leeds (2001), SKG03 (2004), GDF-

temat właściwości fizyko-chemicznych biogazu, ze szczególnym uwzględnieniem procesu tworzenia mieszanek biogazu z powietrzem i ich spalania. Oprócz parametrów biogazu: wartości opałowej (LHV), stechiometrycznego zapotrzebowania powietrza ( $A/F_{\text{stech}}$ ), wskaźnika Sonic-Bievo oraz liczby metanowej, występują takie parametry, jak: temperatura adiabaticznego spalania, szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego oraz opóźnienie zapłonu, które powinny być określone i których wpływ na proces spalania powinien być analizowany w kontekście poprawy procesu spalania biogazu, wzrostu osiągnięć silnika oraz wyeliminowania spalania stukowego.

Ze względu na stosunkowo dużą zawartość składników niepalnych w biogazie obserwuje się zmniejszenie mocy silników zasilanych tym paliwem. Zwiększenie stopnia sprężania oraz doładowanie silnika to główne działania zmierzające do wyeliminowania tej wady. Badania eksperymentalne z zastosowaniem biogazu, przeprowadzone przez Crookesa [3, 4, 7], wykazały, iż stopień sprężania z zakresu od 11:1 do 13:1 może być stosowany bez obaw wystąpienia spalania stukowego. W sytuacji zasilania silnika biogazem zastosowane stopnie sprężania mogą być wyższe niż normalne ze względu na obecność w biogazie dwutlenku węgla, który obniża skłonności do spalania stukowego [5]. Jednak duży stopień sprężania powoduje z jednej strony przyrost zawartości HC i  $\text{NO}_x$  w spalinach, z drugiej strony – efekt rozcieńczenia  $\text{N}_2$  oraz  $\text{CO}_2$  wpływa na obniżenie zawartości  $\text{NO}_x$ .

Nagalingam i in. [6] stwierdzili, że dodatek wodoru powoduje rozszerzenie granic spalania mieszanek ubogich gazu ziemnego, ale powoduje to jednoczesny spadek mocy, co wynika z małej objętościowej wartości opałowej wodoru. Z kolei wyniki badań związanych z rozcieńczeniem  $\text{N}_2$  w biogazie pokazują, iż wzrost zawartości gazów obojętnych wpływa korzystnie na sprawność silnika i redukcję emisji  $\text{NO}_x$ , ale zwiększa emisję THC oraz zwiększa niepowtarzalność obiegu. Stwierdzono, iż wzbogacenie w wodór biogazu złej jakości wpływa korzystnie na poprawę stabilności pracy silnika [12].

Jednym z działań przewyżających te wady jest zwiększenie stopnia sprężania w silnikach zasilanych biogazem. Uzyskuje się wówczas wzrost osiągnięć silnika, w szczególności wzrost sprawności cieplnej i mocy. Jednakże przez zwiększenie stopnia sprężania narasta prawdopodobieństwo występowania spalania stukowego, rośnie emisja tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ) oraz węglowodorów (HC) [4, 7].

Mimo iż prace eksperymentalne i modelowanie związane z silnikami zasilanymi biogazem są bardzo bogate w wyniki [13 – 28, 33], to jednak mało jest artykułów poświęconych korelacji pomiędzy parametrami paliwa a samym procesem jego spalania, ze szczególnym uwzględnieniem występowania spalania stukowego [29 – 32].

## 2. Metodologia

Obliczenia temperatury adiabaticznego spalania ( $T_a$ ), szybkości rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego (LFS) oraz opóźnienia zapłonu (ID) były prowadzone przy użyciu programu Chemkin 4 i przy wykorzystaniu mecha-

kin (2004), Dagaut (2005), San Diego (2005). The GRI-Mech 3.0 [8] is designed to model methane and natural gas combustion, including NO formation and reburn chemistry. This mechanism contains 325 reactions and 53 species. The GRI-Mech mechanism was optimized for combustion of the mentioned fuels in the temperature range 1000 – 2500 K, in the pressure range up to 10 bar, and at equivalence ratios from 0.1 to 5 for premixed systems. Although, the GRI-Mech 3.0 mechanism was found as optimized to maximal pressure of 10 atm, but Chen et al. [9] concluded that this mechanism provides satisfactory results at pressure up to 30 atm.

Biogas input to computing was modeled as a mixture of methane and carbon dioxide at various proportion expressed by methane volumetric content starting from 45 up to 70%. The modeled combustion was carried out in the constant-volume reactor at pressure and temperature corresponding to normal state of 1 bar and 298.15 K and at elevated values of 27 bar and 675 K, respectively. These elevated values were taken into account because they come from the end of compression stroke in a naturally aspirated engine with compression ratio of 12.

### 3. Results and discussion

As known, the second major component of biogas is carbon dioxide. In this context, this gas can be considered as the inert one, hence it decreases lower heating value (LHV) (Fig. 1a) of the biogas due to reducing amounts of methane and air delivered to the engine cylinder. As result less specific air expressed by the  $A/F_{stoch}$  is required for biogas stoichiometric combustion (Fig. 1b). Thus, finally, loss in engine power is expected due to decrease in the heating value of the air-biogas stoichiometric mixture ( $LHV_{mix}$ ) (Fig. 1c).

nizmu kinetyki spalania GRI-Mech 3.0 (2000). Temperaturę adiabatycznego spalania określono w warunkach stałej objętości. Obliczono ją przy uwzględnieniu występowania produktów dysocjacji niektórych związków, m.in.  $H_2O$ ,  $CO_2$ . Dodatkowo rodniki OH i H oraz produkty końcowe NO, CO,  $CO_2$ ,  $H_2$  zostały również obliczane dla temperatury adiabatycznego spalania.

W literaturze istnieje kilka mechanizmów służących do modelowania procesu spalania metanu w różnych warunkach otoczenia. Między innymi można wyróżnić następujące mechanizmy reakcji spalania biogazu: Smooke (1991), Konnov (2000), Leeds (2001), SKG03 (2004), GDF-kin, (2004), Dagaut (2005), San Diego (2005). Mechanizm GRI-Mech 3.0 [8] jest przeznaczony do modelowania procesu spalania metanu oraz gazu ziemnego. Zawiera on m.in. mechanizmy tworzenia NO. Mechanizm GRI-Mech to 325 reakcji elementarnych uwzględniających tworzenie 53 związków chemicznych. Został on zoptymalizowany do spalania powyższych paliw w zakresie temperatury od 1000 do 2500 K przy ciśnieniu do 10 bar i ekwiwalentnym współczynnikiem paliwa do powietrza ( $ER = 1/\lambda$ ) od 0,1 do 5. Mimo że mechanizm ten został zoptymalizowany do ciśnienia maksymalnego 10 atm, to Chen i in. [9] stwierdzili, iż daje on zadowalające wyniki również przy ciśnieniu maksymalnym do 30 atm.

W obliczeniach wykonanych w ramach tej pracy biogaz był symulowany jako mieszanina metanu i dwutlenku węgla w różnych proporcjach wyrażonych przez objętościową zawartość metanu, począwszy od 45 aż do 70%. Modelowanie procesu spalania prowadzono w reaktorze o stałej objętości odpowiednio przy ciśnieniu i temperaturze dla warunków normalnych 1 bar i 298,15 K oraz przy wartościach podwyż-

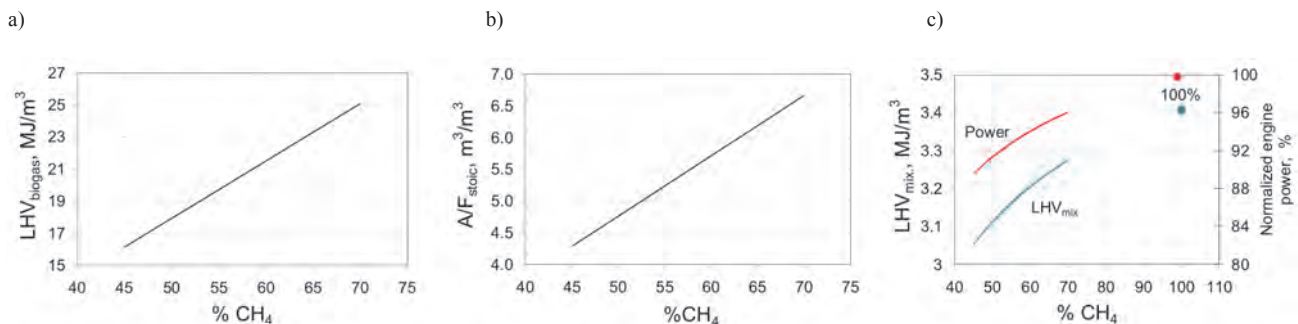


Fig. 1. LHV of biogas (a),  $A/F_{stoch}$  of biogas (b), LHV of biogas-air stoichiometric mixture (c) vs methane content

Rys. 1. LHV biogazu (a),  $A/F_{stoch}$  biogazu (b), LHV mieszanki stechiometrycznej biogazu z powietrzem (c) w funkcji zawartości metanu

As mentioned, the  $CO_2$  content is considered as inert gas with respect to engine performance, but it positively influences on knock resistance of biogas. As the knock indicator the methane number (MN) is introduced for gaseous fuels. The MN goes up with higher  $CO_2$  content as depicted in the Fig. 2.

As presented in the Fig. 2 methane number for biogas is higher than that one for pure methane, due to dilution effect and heat accumulation by  $CO_2$  and its dissociation into CO at high flame temperature, that additionally reduces overall in-cylinder gas temperature. However, it should be noticed

szonych do 27 bar i 675 K. Zwiększone wartości uwzględniają koniec suwu sprężania silnika wolnossącego o stopniu sprężania równym 12.

### 3. Wyniki i dyskusja

Jak wiadomo, jednym z dwóch głównych składników biogazu jest dwutlenek węgla. Z tego powodu  $CO_2$  jako gaz obojętny zmniejsza wartość opałową biogazu (LHV) ze względu na zmniejszenie ilości metanu dostarczanego do cylindra silnika (rys. 1a). W rezultacie do spalania stechiometrycznego biogazu wymagana jest mniejsza wartość

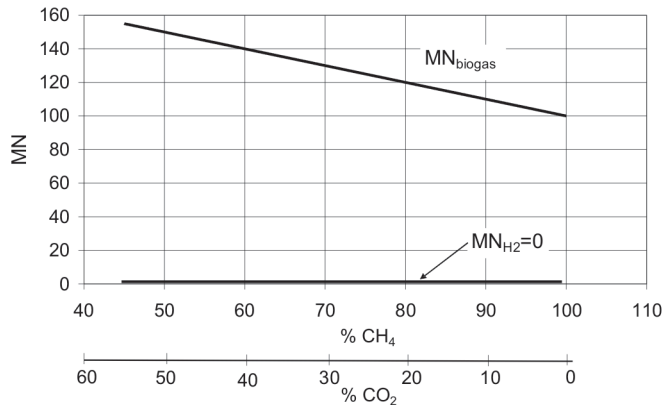


Fig. 2. Methane Number (MN) of biogas vs methane (optionally CO<sub>2</sub>) content

Rys. 2. Liczba metanowa (MN) biogazu w funkcji zawartości metanu (ewentualnie CO<sub>2</sub>)

that the H<sub>2</sub>S content of 1%, which usually appears in raw biogas, can remarkably deteriorate biogas knock resistance and reduce the MN to value below 100 [10, 15].

Correlation between adiabatic temperature Ta and methane percentage content in biogas is presented in the Fig. 3. The Ta is determined as temperature of equilibrium state including products of dissociation and several intermediate species occurring at this high temperature. Temperature Ta is computed with reactor's initial pressure-temperature of 1 bar and 298 K, and 27 bar and 675 K, respectively. As plotted, it rises with methane content increase mostly due to higher amounts of heat released during biogas combustion.

At the same working conditions as it was for the Ta, laminar flame speed (LFS) was determined. As shown in the Fig. 4, it increases with increase of methane content. Additionally, one can observe increase in the LFS with increasing the initial temperature. The laminar flame speed is a parameter, which can be used as an indicator for evaluating combustion rate and flame kernel development of biogas at its first combustion phase just pass its ignition in the SI engine. In the Fig.

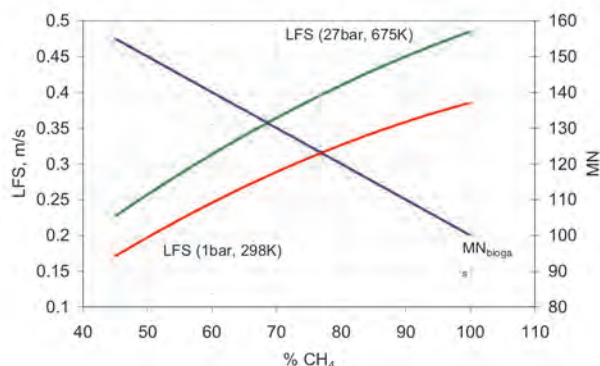


Fig. 4. Laminar flame speed (LFS) and Methane Number (MN) of biogas vs methane content at two different initial p-T conditions

Rys. 4. Szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego (LFS) i liczba metanowa biogazu (MN) w funkcji zawartości metanu dla dwóch różnych warunków początkowych p-T

stechiometrycznego zapotrzebowania powietrza  $A/F_{\text{stech}}$  (rys. 1b). Podsumowując, zmniejszenie wartości opałowej stochiometrycznej mieszanki powietrza z biogazem ( $LHV_{\text{mix}}$ ) powoduje utratę mocy silnika (rys. 1c).

Jak wspomniano na wstępie, CO<sub>2</sub> jest gazem obojętnym, który nie wpływa na osiągi silnika, ale pozytywnie wpływa na odporność biogazu na spalanie stukowe. Dla paliw gazowych miarą odporności na spalanie stukowe jest liczba metanowa. Ze wzrostem zawartości CO<sub>2</sub> rośnie MN gazu – rys. 2.

Jak przedstawiono na rys. 2, liczba metanowa (MN) biogazu jest większa w porównaniu do czystego metanu, ze względu na efekt rozcieńczenia i akumulacji ciepła przez CO<sub>2</sub> w biogazie oraz dysocjacji CO<sub>2</sub> na CO w wysokiej temperaturze płomienia, co dodatkowo obniża temperaturę gazu w cylindrze. Należy jednak zauważyć, że obniżenie MN biogazu poniżej wartości 100, a tym samym pogorszenie odporności biogazu na spalanie stukowe, może być wywołane przez zawartość H<sub>2</sub>S w ilości 1%, który zazwyczaj występuje w świeżo wytworzonym

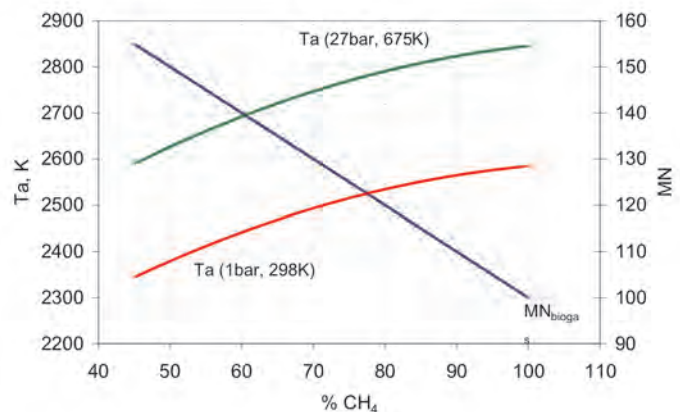


Fig. 3. Adiabatic temperature Ta and Methane Number (MN) of biogas vs methane content at two different initial p-T conditions

Rys. 3. Temperatura adiabatycznego spalania (Ta) i liczba metanowa (MN) biogazu w funkcji zawartości metanu dla dwóch różnych warunków początkowych p-T

biogazie [10, 15]. Związek pomiędzy temperaturą adiabatycznego spalania Ta i procentową zawartością metanu w biogazie przedstawiono na rys. 3. Temperatura Ta określa temperaturę stanu równowagi, z produktami dysocjacji i kilkoma pośrednimi składnikami reakcji występującymi w tej wysokiej temperaturze. Temperatura Ta jest obliczana w reaktorze dla dwóch początkowych wartości ciśnienia i temperatury, 1 bar i 298 K oraz 27 bar i 675 K. Na wykresie Ta rośnie ze wzrostem zawartości metanu głównie ze względu na większą ilość wydzielonego ciepła podczas spalania biogazu.

Dla warunków pracy odpowiadających temperaturze Ta określono szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego (LFS). Jak przedstawiono na rys. 4, wzrost LFS wynika ze wzrostu zawartości metanu w biogazie. Dodatkowo można zaobserwować wzrost LFS wraz ze wzrostem

4 background, there is an additional plot of the biogas MN vs  $\text{CH}_4$  percentage in biogas. As depicted, there is negative correlation between the LFS and the MN, however, it is difficult to confirm such the correlation might exist. If some assumes, that the higher LFS contributes to higher combustion pressure pulsations resulted from accelerating combustion process, then explanation for negative correlation between the LFS and the MN of biogas makes sense.

Next parameter of the interest is ignition delay (ID). This parameter is defined as such a period of time, during which combustion has been developing from its initiation up to obtaining maximum in heat release rate in a closed constant-volume reactor where both fuel and oxidizer are premixed and they are at temperature higher than the fuel self-ignition temperature. The results for biogas ignition delay at temperature of 900, 1000 and 1100 K are presented in the Figures 5a, b and c, respectively.

temperatury początkowej. Szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego jest parametrem, który w silniku ZI może być wykorzystywany jako wskaźnik do oceny szybkości spalania i rozwoju jądra płomienia biogazu w pierwszej fazie spalania od chwili zapłonu. Podstawę wykresów na rys. 4 stanowi zależność pomiędzy MN biogazu a procentową zawartością  $\text{CH}_4$  w biogazie. Jak wynika z analizy wykresów, stwierdzono ujemną korelację pomiędzy LFS i MN, jednak trudno jest w praktyczny sposób potwierdzić istnienie takiego związku. Jeśli założy się, że wyższa LFS powoduje wzrost pulsacji ciśnienia spalania, a w rezultacie przyspieszenie procesu spalania, to wówczas taka ujemna korelacja pomiędzy LFS i MN biogazu nabiera logicznego sensu.

Kolejnym, analizowanym parametrem jest opóźnienie zapłonu (ID). Parametr ten jest zdefiniowany jako czas, w którym spalanie rozwija się od jego inicjacji do uzyskania maksymalnej szybkości wydzielania ciepła w zamkniętej,

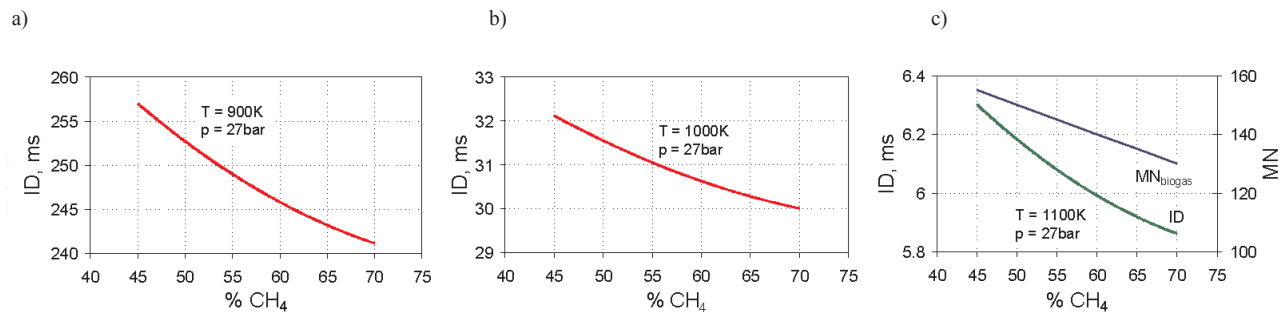


Fig. 5. Ignition delay (ID) and Methane Number (MN) of biogas vs methane content at three different initial temperature

Rys. 5. Opóźnienie zapłonu (ID) i liczba metanowa biogazu (MN) w funkcji zawartości metanu dla trzech różnych wartości temperatury początkowej

As plotted, the ID lengthens with decreasing the  $\text{CH}_4$  content, that is identically equaled to the  $\text{CO}_2$  content increase if one assumes the  $\text{CO}_2$  content comes from subtracting  $\text{CH}_4$  content from 100%. The  $\text{CO}_2$  addition slows down reaction rates during combustion initiation. However, this drop in the ID vs  $\text{CH}_4$  content in relative numbers cannot exceed 7% (Fig. 5c), thus, it can be seen as insignificant with respect to analyze its impact on potential knock occurrence. This remark is important, if anyone wants to find clear correlation between biogas knock resistance by the  $\text{MN}_{\text{biogas}}$  and methane content in biogas. As presented in the Fig. 5c, these both curves are inline with each other, but drop in the  $\text{MN}_{\text{biogas}}$  is much higher than drop in the ID computed at the same constant temperature. Therefore, one can conclude, the correlation between the MN and the ID is not directly caused by the  $\text{CH}_4$  content but by combined effect of the following: the LFS, the  $T_a$  and mostly by H and OH radicals, which concentrations in flames vary significantly with variable  $\text{CH}_4$  content (Fig. 6b, c).

Additionally, in the Fig. 6a nitric oxide (NO) and hydrogen diatomic ( $\text{H}_2$ ) are plotted. Hydrogen  $\text{H}_2$  can be treated not only as product of water dissociation at flame temperature, but also as precursor for H radical, which together with the OH plays crucial role at the knock onset. As expected, the NO increases with the  $\text{CH}_4$  content increase due to higher flame temperature

stałej objętości reaktora, gdzie zarówno paliwo, jak i utleniacz są wstępnie wymieszane i ich temperatura jest powyżej temperatury samozapłonu paliwa. Na rysunkach 5a, b i c przedstawiono wyniki obliczeń wartości opóźnienia zapłonu biogazu w zależności od różnej zawartości metanu w tym biogazie dla 3 różnych wartości temperatury początkowej biogazu równej 900, 1000 i 1100 K.

Jak wynika z analizy rysunku, zmniejszenie udziału  $\text{CH}_4$  powoduje wydłużenie ID; podobna zależność występuje przy zwiększaniu udziału  $\text{CO}_2$  przy założeniu, że zawartość  $\text{CO}_2$  otrzymuje się przez odjęcie od 100% udziału  $\text{CH}_4$ . Dodanie  $\text{CO}_2$  wpływa na zmniejszenie szybkości reakcji podczas inicjowania spalania. Jednakże względny spadek ID przy zmianie zawartości  $\text{CH}_4$  od 45 do 70% nie przekracza 7% (rys. 5c), zatem może być postrzegany jako nieistotny w odniesieniu do analizy jego wpływu na możliwość wystąpienia spalania stukowego. Ta uwaga jest ważna, jeśli chce się znaleźć wyraźną korelację pomiędzy odpornością biogazu na spalanie stukowe a liczbą metanową biogazu  $\text{MN}_{\text{biogas}}$  i zawartością metanu w biogazie. Jak przedstawiono na rysunku 5c, obie krzywe pozostają ze sobą w tym samym trendzie, ale spadek  $\text{MN}_{\text{biogas}}$  jest znacznie większy niż spadek ID obliczony dla tej samej, stałej temperatury. Można także stwierdzić, że korelacja pomiędzy MN i ID nie jest bezpośrednio spowodowana przez zawartość  $\text{CH}_4$ ,

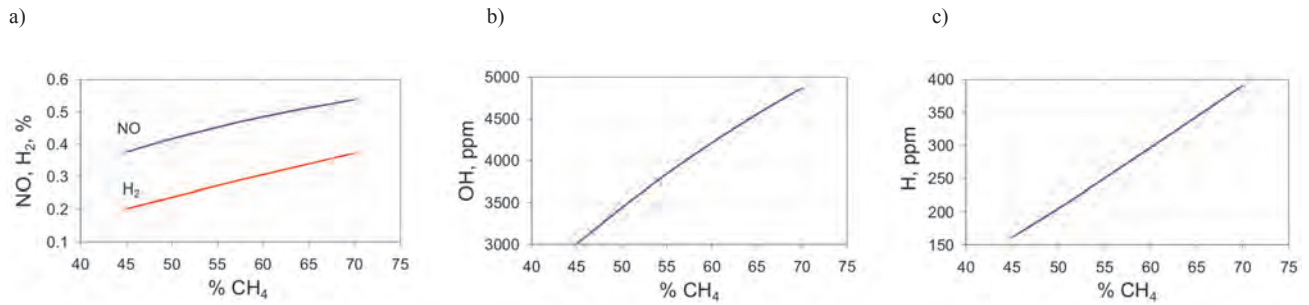


Fig. 6. NO and H<sub>2</sub> content at temperature Ta (a), OH content at temperature Ta (b), H content at temperature Ta (c) vs methane content

Rys. 6. Zawartość NO i H<sub>2</sub> w temperaturze Ta (a), zawartość OH w temperaturze Ta (b), zawartość H w temperaturze Ta (c) w zależności od zawartości metanu

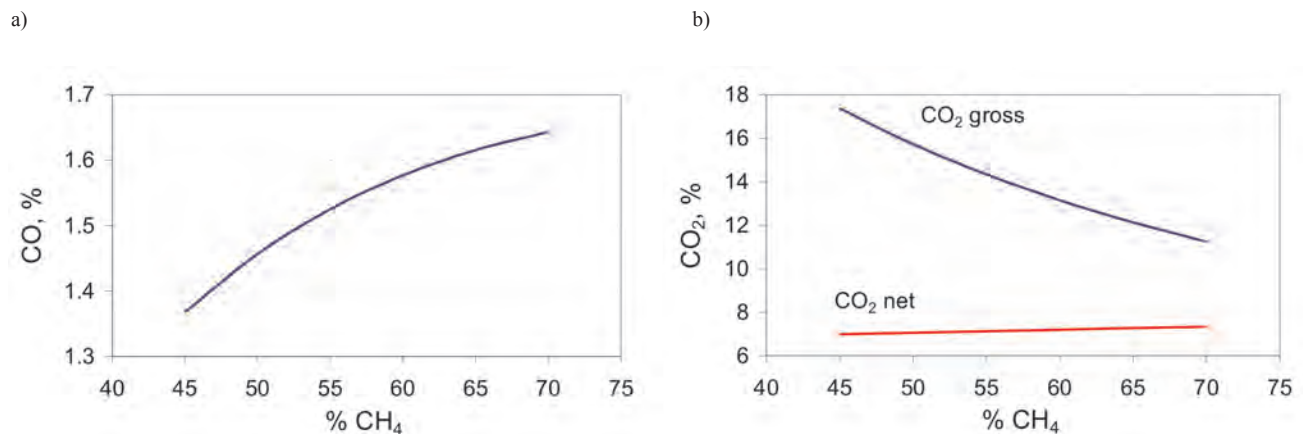


Fig. 7. CO content at temperature Ta (a), CO<sub>2</sub> content at temperature Ta (b) vs methane content

Rys. 7. Zawartość CO przy temperaturze Ta (a), zawartość CO<sub>2</sub> przy temperaturze Ta (b) w zależności od zawartości metanu

Ta. The same correlation, as observed for the NO, concerns CO concentration vs methane content (Fig. 7a). This phenomena can be explained by dissociation of CO<sub>2</sub> at high flame temperature. Thus, CO<sub>2</sub> dissociation contributes to reduction of the CO<sub>2</sub> concentration in biogas flame zone as plotted in the Fig. 7b. However, concentration of CO<sub>2,gross</sub> is charged with CO<sub>2</sub> concentration coming from reagent site. Therefore, CO<sub>2,net</sub> which was defined as difference between CO<sub>2,gross</sub> and CO<sub>2</sub> content in biogas, was plotted. As observed, the CO<sub>2,net</sub> slightly increases with increase in the CH<sub>4</sub> content.

#### 4. Conclusions

Analysis presented in the paper concerns selected physical-chemical parameters of biogas referring to its premixed combustion in a spark ignition reciprocating engine. The properties taken into account are as follows: adiabatic combustion temperature (Ta), laminar flame speed (LFS) and ignition delay (ID). Correlation between these parameters and methane content in biogas was determined. Additionally, attempts to find clear trends between these parameters, methane number and lower heating value of biogas-air stoichiometric mixture (LHV<sub>mix</sub>) were also taken. Here are the conclusions from the conducted analysis:

- With increase in methane content from 45% to 70% (that rises by 56% in reference to the CH<sub>4</sub> = 45%) these quantities were changed as follows:

ale przez połączony efekt takich parametrów, jak: LFS, Ta, a najbardziej przez rodniki H i OH, których stężenie w płomieniu może bardzo znacząco się zmieniać przy różnej zawartości CH<sub>4</sub> (rys. 6b, c).

Dodatkowo na rys. 6a przedstawiono zawartość tlenu azotu (NO) i dwuatomowego wodoru (H<sub>2</sub>). Wodór H<sub>2</sub> może być traktowany nie tylko jako produkt dysocjacji wody w temperaturze płomienia, lecz także jako prekursor dla rodnika H, który wraz z OH odgrywa kluczową rolę w powstawaniu stuku. Zgodnie z oczekiwaniami, zawartość NO wzrasta wraz ze wzrostem zawartości CH<sub>4</sub> ze względu na wyższą temperatura płomienia Ta. Tę samą zależność jak dla NO można zaobserwować dla stężenia CO dla różnej zawartości metanu (rys. 7a). Zjawisko to można wyjaśnić jako dysocjację CO<sub>2</sub> w wysokiej temperaturze płomienia. Tak więc dysocjacja CO<sub>2</sub> przyczynia się do zmniejszenia koncentracji CO<sub>2</sub> w strefie płomienia biogazu, co pokazano na rysunku 7b. Emisja CO<sub>2,gross</sub> jest zdefiniowana jako suma CO<sub>2</sub> pochodzącego ze spalania metanu i CO<sub>2</sub> będącego balastem biogazu. Stąd CO<sub>2,gross</sub> ulega zwiększaniu o zawartość CO<sub>2</sub> pochodzącą ze strony reagentów wraz ze zmniejszaniem się zawartości CH<sub>4</sub>. Na rysunku 7b dodatkowo przedstawiono stężenie CO<sub>2,net</sub>, które zostało zdefiniowane jako różnica między CO<sub>2,gross</sub> i zawartością CO<sub>2</sub> w biogazie. Zauważono, że CO<sub>2,net</sub> nieznacznie zwiększa się wraz ze wzrostem zawartości CH<sub>4</sub>, przy czym należy pamiętać, że CO<sub>2,net</sub> nie pochodzi

- adiabatic combustion temperature by 6.2% (from 2590 to 2750 K),
  - laminar flame speed by 60% (from 22.6 to 36.4 cm),
  - ignition delay by 6.5%,
  - LHV<sub>mix</sub> by 6.7% (from 3.05 to 3.27 MJ/nm<sup>3</sup>)
  - and methane number by 16% (from 155 to 130).
- As found, only change in the LFS is of the similar order as the change in the CH<sub>4</sub> content. The LFS can be in satisfactory correlation with global reaction rate of biogas combustion. As presented in the figure 7b and c radicals OH and H, which are very active, are also increased by the same order or even more with the CH<sub>4</sub> content increase. From this point of view the LFS increases with increase in the CH<sub>4</sub> content, so does overall combustion duration. Extended combustion might cause increase in exhaust thermal losses from the engine.
- With respect to engine performance, both the Ta and the LHV<sub>mix</sub>, which can affect on heat transfer to engine cooling system and to power loss respectively, are only slightly changed with increase in the CH<sub>4</sub> content.
- The most strong parameter influencing on knock resistance of fuel is ignition delay. However, it also changes insignificantly with change in the CH<sub>4</sub> content, but it rapidly shortens with increase in temperature of air-biogas premixed mixture. As presented in the figure 5, ignition delay gets shortened by 5–6 times with temperature increase by 100 K.

#### Nomenclature/Oznaczenia

Ta	adiabatic combustion temperature/ <i>temperatura adiabatywnego spalania</i> , K, °C
LFS	laminar flame speed/ <i>szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego</i> , m/s
ID	ignition delay/ <i>opóźnienie zapłonu</i> , ms
LHV	lower heating value/ <i>wartość opałowa</i> , MJ/kg, MJ/nm <sup>3</sup>
A/F <sub>stoic</sub>	stoichiometric air-to-fuel ratio/ <i>stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza</i>
ER	equivalence ratio/ <i>współczynnik paliwa do powietrza (odwrotność współczynnika nadmiaru powietrza)</i>
MN	methane number/ <i>liczba metanowa</i>

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

#### Bibliography/Literatura

- [1] <http://www.eurobserv-er.org/pdf/baro200b.pdf>
- [2] [http://www.aebiom.org/IMG/pdf/Brochure\\_BiogasRoadmap\\_WEB.pdf](http://www.aebiom.org/IMG/pdf/Brochure_BiogasRoadmap_WEB.pdf)
- [3] Huang J., Crookes R.: Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. *Fuel*, 1998, 77(15), 793–801.
- [4] Crookes R.J.: Comparative bio fuel performance in internal combustion engines. *Int J Biomass Bioenergy*, 2006, 30, 461–468.
- [5] Jingdang H., Crookes R.J.: Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. *Fuel*, 1998, 77(15), 793–1801.
- [6] Nagalingam B., Duebel F., Schmillen K.: Performance study using natural gas, hydrogen supplemented natural gas and

wyłącznie od zupełnego spalania metanu, ale dodatkowo uwzględnia reakcje dysocjacji pierwotnego CO<sub>2</sub>.

#### 4. Wnioski

Przedstawiona w artykule analiza dotyczy wybranych parametrów fizykochemicznych biogazu w odniesieniu do spalania go w silniku o zapłonem iskrowym. W analizie tej uwzględniono następujące wielkości: adiabatywną temperaturę spalania (Ta), prędkość płomienia laminarnego (LFS) i opóźnienie zapłonu (ID). Została również określona korelacja pomiędzy tymi parametrami i zawartością metanu w biogazie. Dodatkowo podjęto próbę znalezienia zależności pomiędzy tymi parametrami a liczbą metanową i wartością opałową (LHV<sub>mix</sub>) stochiometrycznej mieszanki biogaz–powietrze. Wyodrębniono następujące wnioski z przeprowadzonej analizy:

- wraz ze wzrostem zawartości metanu z 45% do 70% (56% wzrost w stosunku do CH<sub>4</sub> = 45%) wartości te zmieniały się następująco:
  - temperatura adiabatywnego spalania (Ta) o 6,2% (z 2590 do 2750 K),
  - prędkość spalania laminarnego (LFS) o 60% (z 22,6 do 36,4 cm),
  - opóźnienie zapłonu (ID) o 6,5%,
  - wartość opałowa mieszanki (LHV<sub>mix</sub>) o 6,7% (z 3,05 do 3,27 MJ/nm<sup>3</sup>),
  - liczba metanowa (MN) o 16% (z 155 do 130).
- Stwierdzono, że jedynie zmiany LFS są zbliżone do zmian zawartości CH<sub>4</sub>. Zatem LFS może być zadowalająco skorelowana z szybkością globalnej reakcji spalania biogazu. Jak przedstawiono na rysunku 6b i c, zawartość rodników OH i H, które są bardzo aktywne, szybko wzrasta wraz ze wzrostem udziału CH<sub>4</sub> w biogazie.
- W odniesieniu do osiągnięć silnika zarówno Ta, jak i LHV<sub>mix</sub>, które mogą mieć wpływ na straty ciepła do układu chłodzenia silnika i odpowiednio straty mocy, zmieniają się nieznacznie ze wzrostem zawartości CH<sub>4</sub>.
- Parametrem najsilniej wpływającym na odporność paliwa na spalanie stukowe jest opóźnienie zapłonu ID. Jednakże zmienia się ono nieznacznie ze zmianą zawartości CH<sub>4</sub>, natomiast ulega szybkiemu skróceniu ze wzrostem temperatury mieszaniny powietrze–biogaz. Jak przedstawiono na rysunku 5, opóźnienie zapłonu zmniejsza się 5–6-krotnie ze wzrostem temperatury o 100 K.

hydrogen in AVL research engine. *Int J Hydrogen Energy*, 1983, 8(9), 715–720.

- [7] Korakianitis T., Namasivayam A.M., Crookes R.J.: Natural-gas fueled spark ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. *Prog Energy Combust Sci*, 2011, 37, 89–112.
- [8] Smith G.P., Golden D.M., Frenklach M., Moriarty N.W., Eiteeneer B., Goldenberg M., Bowman C.T., Hanson R.H., Song S., Gardiner W.C., Lissianski V.V. and Zhiwei Qin Z., [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/).
- [9] Mallampalli H.P., Fletcher T.H., Chen J.Y.: Evaluation of CH<sub>4</sub>/NO<sub>x</sub> Global Mechanisms Used for Modeling Lean Premixed Turbulent Combustion of Natural Gas, Paper 96F-098, Pre-

- sented at the Fall Meeting of the Western States Section of the Combustion Institute, October 28–29, 1996.
- [10] www.biogasmx.eu.
- [11] Mitzlaff K.: Engines for biogas. Published by Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft GmbH, 1988.
- [12] Park Ch., Park S., Lee Y., Kim Ch., Lee S., Moriyoshi Y.: Performance and emission characteristics of a SI engine fueled by low calorific biogas blended with hydrogen. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, 36, 10080–10088.
- [13] Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B.: Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. Fuel, 2008, 87, 1651–1659.
- [14] Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B.: Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine. International Journal of Hydrogen Energy, 2007, 32, 2057–2065.
- [15] Herle J.V., Membrez Y., Olivier Bucheli O.: Biogas as a fuel source for SOFC co-generators. Journal of Power Sources, 2004, 127, 300–312.
- [16] 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, May 2006, 66–69.
- [17] 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, Warsaw 2006, Vol 13, No 2, 133–142.
- [18] 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, 401–407.
- [19] 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, 212–219.
- [20] Kociszewski A.: Numerical analysis of spark plugs number influence on selected parameters of combustion in piston engine. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, No. 1/2008 (132), 50–55.
- [21] Kociszewski A.: Three-dimensional modelling and experiment on combustion in multipoint spark ignition engine. Memstech 2009, Lviv-Polyana, Ukraine 2009, 20–23.
- [22] Jamrozik A., Tutak W.: Modelling of combustion process in the gas test engine. Memstech 2010, Lviv – Polyana 2010, 14–17.
- [23] Tutak W., Jamrozik A.: Numerical analysis of some parameters of gas engine. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Science Branch in Lublin, Lublin 2010, Volume X, 491–502.
- [24] Tutak W., Jamrozik A.: Modelling of the thermal cycle of gas engine using AVL Fire Software. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, No. 2/2010 (141), 105–113.
- [25] Sosnowski M., Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Modeling of the thermal cycle piston internal combustion engine with spark ignition engines including exhaust gas recirculation. Edukacja Techniczna i Informatyczna V, Czestochowa 2010, 29–38.
- [26] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Improved emission characteristics of SI test engine by EGR. Memstech 2011, Lviv – Polyana 2011, 101–103.
- [27] 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, Hungary 2011, ref. 27, 203–208.
- [28] 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, No. 1/2011 (144), 37–48.
- [29] Naber J.D., Szwaja S.: Statistical approach to characterize combustion knock in the hydrogen fuelled SI engine, Journal of Kones, Warsaw 2007.
- [30] Szwaja S.: Hydrogen rich gases combustion in the IC engine, Journal of Kones, Warsaw 2009, Vol.16, No.4, 447–455.
- [31] Szwaja S.: Time-frequency representation of combustion knock in an internal combustion engine, Combustion Engines/Silniki Spalinowe, PTNSS-2009-SC-132, 306–315.
- [32] 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.
- [33] Cupiał K., Szwaja S.: Producer gas combustion in the internal combustion engine, Combustion Engines/Silniki Spalinowe, No. 2/2010, 27–32.

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

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

e-mail: [tutak@imtits.pcz.czyst.pl](mailto:tutak@imtits.pcz.czyst.pl)



Stanisław Szwaja, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at Czestochowa University of Technology.

*Dr inż. Stanisław Szwaja – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Czestochowskiej.*

e-mail: [szwaja@imc.pcz.czyst.pl](mailto:szwaja@imc.pcz.czyst.pl)



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

*Dr inż. Arkadiusz Kociszewski – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Czestochowskiej.*

e-mail: [kocisz@imtits.pcz.czyst.pl](mailto:kocisz@imtits.pcz.czyst.pl)



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

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

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



Karol Grab-Rogaliński, MEng. – post-graduated student at the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Czestochowa University of Technology.

*Mgr inż. Karol Grab-Rogaliński – doktorant na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Czestochowskiej.*



## The analysis of the influence of stabilization conditions of working filters on the sample mass of diesel particulates

*The paper presents the influence of the conditioning of filters used in the gravimetric measurement of particulate matter emission on the mass of the particles. The influence of the time of filter conditioning on the obtained results as well as the influence of the temperature of the sample before the filtering on the measurement uncertainty have been subjected to analysis. In the further part the influence of the ranges of temperatures of the filter conditioning on the mass of the PM sample have been determined as per the standardization for the tests of diesel engines fitted in passenger vehicles, heavy-duty vehicles and buses (regulation R-83 and R-49 respectively). In the final part recommendations have been formulated that allow a reduction of the measurement error.*

Key words: diesel engine, emissions measurements, particulate matter, accuracy of measurement

### Analiza wpływu warunków kondycjonowania filtrów na masę próbki cząstek stałych

*W artykule przedstawiono wpływ warunków kondycjonowania filtrów używanych do pomiaru emisji cząstek stałych metodą grawimetryczną na masę próbki cząstek stałych. Analizie poddano wpływ czasu kondycjonowania filtrów pomiarowych na otrzymane wyniki oraz wpływ temperatury próbki przed filtrowaniem na niepewność pomiaru. Następnie przedstawiono wpływ zakresów temperatur kondycjonowania filtrów, zgodnych z dokumentami normalizacyjnymi dla badań silników o zapłonie samoczynnym montowanych w samochodach osobowych oraz ciężarowych i autobusach (kolejno regulamin R-83 i R-49) na masę próbki cząstek stałych. Na zakończenie artykułu sformułowano zalecenia, pozwalające zmniejszyć błąd pomiarowy.*

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, pomiar emisji, cząstki stałe, niepewność pomiaru

### 1. Introduction

The stabilization of the working filters before their being weighed is one of the stages of the certification procedure of measuring the normalized ecological index – the mass emission of particulates (PT) with the exhaust gases (EG) of the diesel engine. At this stage the filters with the collected PT are held in a special chamber or a room during a certain time interval –  $\tau_{st}$  at the designed temperature –  $t_{st}$ . The permissible ranges of these parameters are set down by normative documents: in testing diesel engines of cars (according to Rules R-83 [1]) –  $\tau_{st} = 2 \dots 80$  hour,  $t_{st} = 22 \pm 3$  °C; in testing diesel engines of trucks and buses (according to Rules R-49 [2]) –  $\tau_{st} = 2 \dots 36$  hour,  $t_{st} = (20 \dots 30) \pm 6$  °C.

The results of the research carried out by the leading firms producing the equipment for the ecological diagnostics of diesel engines show that the parameters of the stabilization process of the working filters – the values  $\tau_{st}$  and  $t_{st}$  – influence the estimated values of the sample mass of PT –  $m_p$ , which results in the appearance of the methodical error in measuring the given value –  $\delta m_f^{st}$  [3 – 5]. Taking this error into account will enable one to reduce the uncertainty of measuring the value  $m_f$  and to increase the accuracy of measuring mass emission of PT with EG of the diesel engine.

### 2. The problem stated

The aim of the research is to estimate the uncertainty of the result of measuring the sample mass of PT which appears as a result of its being influenced by the parameters of the

### 1. Wstęp

Kondycjonowanie filtrów pomiarowych przed ich ważeniem jest jednym z etapów procedury homologacyjnej pomiaru masy cząstek stałych (PM – *particulate matter*) w gazach wylotowych silników o zapłonie samoczynnym. Na tym etapie filtry wraz ze zgromadzonymi PM są przechowywane w specjalnej komorze lub pomieszczeniu przez określony czas  $\tau_{st}$  i w zadanej temperaturze  $t_{st}$ . Dopuszczalne wartości tych parametrów są zawarte w dokumentach normalizacyjnych: dla filtrów montowanych w układach pomiarowych silników o zapłonie samoczynnym (ZS), montowanych w samochodach osobowych (zgodnie z Regulaminem R-83[1]) –  $\tau_{st} = 2 - 80$  godz.,  $t_{st} = 22 \pm 3$  °C, natomiast w odniesieniu do filtrów stosowanych do badań silników ZS, stosowanych w samochodach ciężarowych i autobusach (zgodnie z Regulaminem R-49 [2]) –  $\tau_{st} = 2 - 36$  godz.,  $t_{st} = (20 - 30) \pm 6$  °C.

Wyniki badań prowadzone przez znaczące firmy produkujące aparaturę do pomiarów emisji składników toksycznych spalin silników ZS wykazują, że parametry procesu kondycjonowania filtrów –  $\tau_{st}$  i  $t_{st}$  – wpływają na szacowaną masę próbki PM –  $m_p$ , co skutkuje wystąpieniem błędu metodycznego w pomiarze danej wartości –  $\delta m_f^{st}$  [3 – 5]. Likwidując ten błąd, można zmniejszyć niepewność pomiaru  $m_f$  i zwiększyć dokładność pomiaru masy PM w gazach wylotowych silników ZS.

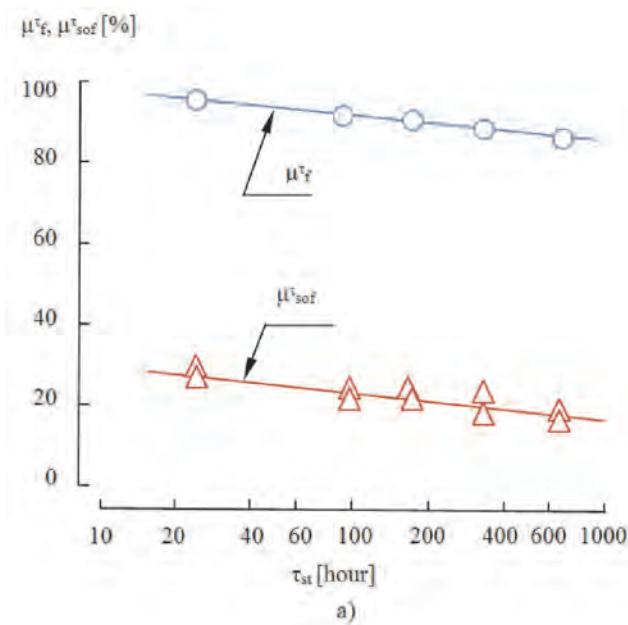
stabilization processes of the working filters. The following problems have been solved to achieve the aim set:

- 1) the experimental data about the influence of the parameters  $\tau_{st}$  and  $t_{st}$  on the value  $m_f$  have been analyzed,
- 2) the methods of estimating the error  $\delta m_f^{st}$  have been developed,
- 3) the recommendations for reducing the error  $\delta m_f^{st}$  have been given,
- 4) the uncertainty of the result of measuring the sample mass of PT during the certification tests of diesel engines of cars and trucks has been estimated.

### 3. The analysis of the experimental data

To estimate the influence of the parameters of the stabilization process of the working filters on the sample mass of PT, the results of the experimental research carried out by the firm Mitsubishi (Fig. 1) [3] have been used.

The data presented in Fig. 1a testify to the reduction of the relative sample mass of PT –  $\mu_f^r$  with the increase of the duration of the stabilization period according to the logarithmic dependence. Such a change of the value  $\mu_f^r$  is



### 2. Określenie problemu

Celem badań było oszacowanie niepewności wyniku pomiaru masy PM, która jest rezultatem wpływu parametrów procesu kondycjonowania filtrów pomiarowych. Aby osiągnąć wyznaczone cele, wykonano następujące czynności:

- 1) przeanalizowano dane dotyczące wpływu parametrów  $\tau_{st}$  i  $t_{st}$  na wartość  $m_p$ ,
- 2) opracowano metody szacowania błędu  $\delta m_p^{st}$ ,
- 3) podano zalecenia w celu zmniejszenia błędu  $\delta m_p^{st}$ ,
- 4) oszacowano niepewność pomiaru masy próbki PM w trakcie badań homologacyjnych silników ZS samochodów osobowych i ciężarowych.

### 3. Analiza danych doświadczalnych

Aby oszacować wpływ parametrów kondycjonowania filtrów pomiarowych na masę próbki PM, wykorzystano wyniki badań przeprowadzonych przez firmę Mitsubishi (rys. 1) [3].

Na podstawie analizy wyników przedstawionych na rys. 1a stwierdza się zmniejszenie względnej masy próbki

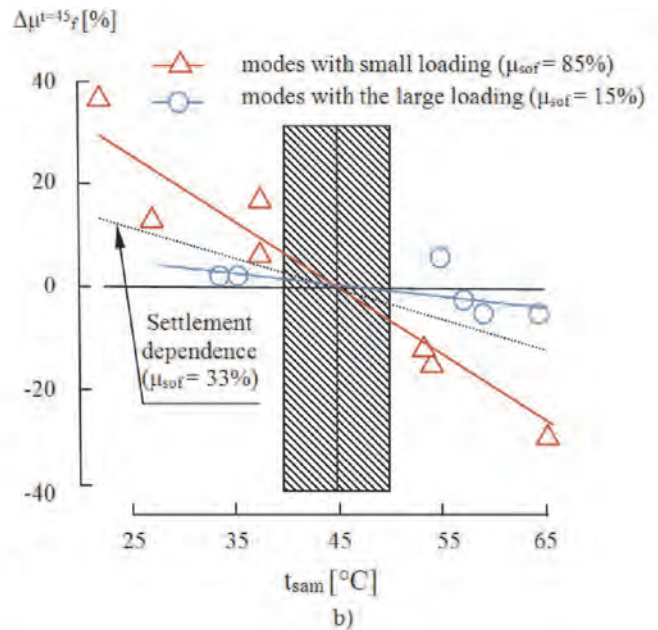


Fig. 1. The experimental data about the uncertainty of results of measuring the sample mass of PT: a) the influence of  $\tau_{st}$  on the relative sample mass of PT –  $\mu_f^r$  and SOF –  $\mu_{SOF}^r$  b) the influence of the sample temperature before the filters  $t_{sam}$  on deviations  $\Delta\mu_f^r$

Rys. 1. Wyniki doświadczalne niepewności pomiarów masy próbki PM: a) wpływ  $\tau_{st}$  na względną masę próbki PM –  $\mu_f^r$  i SOF –  $\mu_{SOF}^r$  b) wpływ temperatury próbki przed filtrowaniem  $t_{sam}$  na odchylenie  $\Delta\mu_f^r$

caused by reducing the quantity of soluble organic fraction (SOF) due to the evaporation of hydrocarbons from the surface of PT.

Figure 1b shows how the sample mass of PT is influenced by the temperature of the sample of the gas flowing through the filters for catching PT –  $t_{sam}$ . It can be considered that in the range  $t_{sam} = 25 \pm 5$  °C,  $t_{sam} \approx t_{st}$ . The experiment showed that in the modes with a small loading and a high content of SOF in PT the influence of the temperature  $t_{sam}$  on the sample

PM –  $\mu_f^r$  wraz ze wzrostem czasu trwania procesu kondycjonowania filtrów, przedstawionego w skali logarytmicznej. Taka zmiana  $\mu_f^r$  jest spowodowana zmniejszeniem udziału części organicznej (SOF) w PM w wyniku odparowywania węglowodorów z jej powierzchni.

Na rysunku 1b przedstawiono wpływ temperatury spalin  $t_{sam}$  przepuszczonych przez filtr na masę PM zatrzymanych na filtrze. Można przyjąć, że dla  $t_{sam} = 25 \pm 5$  °C,  $t_{sam} \approx t_{st}$ . Badania wykazały, że przy małej ilości PM z dużym udziałem SOF

mass of PT was more essential than in the modes with a large loading and a low content of SOF in PT.

Having executed the transition from the logarithmic scale of the value  $\tau_{st}$  to the uniform one (Fig. 1a) we will obtain the value of the initial function  $\mu_f^\tau(\tau_{st})$ :

$$\mu_f^\tau = 100 - 5.15 \cdot \lg\left(\frac{\tau}{2}\right) \quad (1)$$

Differentiating the given dependence we will obtain the expression for the speed of changing the relative sample mass of PT (Fig. 2):

$$\frac{d\mu_f^\tau}{d\tau} = -2.24 \frac{1}{\tau} \quad (2)$$

The analysis of the expressions (1) and (2) shows that the sample mass of PT measured at  $\tau_{st} = 2$  hour, decreases with the increase of the duration of the filters stabilization period: at  $\tau_{st} = 10$  hour – by 3.6% (at a speed of 1.1 ... 0.2%/hour); at  $\tau_{st} = 36$  hour – by 6.4% (at a speed of 0.2 ... 0.06%/hour); at  $\tau_{st} = 80$  hour – by 8.2% (at a speed of 0.06 ... 0.03%/hour). As this takes place, beginning with  $\tau_{st} = 20$  hours and more, the speed of reducing the sample mass of PT doesn't exceed 0.1%/hour.

Using the data about the content of SOF in PT, obtained during the certification test of the diesel engine (Fig. 1a) –  $\mu_{sof} = 33\%$ , as well as the assumption about the proportionality of the value and the angular factor reflecting the influence of  $t_{sam}$  on  $\Delta\mu_f^t$  (Fig. 1b), we will obtain the designed dependence for estimating the influence of temperature  $t_{sam}$  on the sample mass of PT:

$$\Delta\mu_f^{t=45} = k_{45} \cdot (t_{sam} - 45^\circ\text{C}) \quad (3)$$

where  $k_{45} = -0.55$  is the angular factor corresponding to  $\mu_{sof} = 33\%$  and to the temperature of comparison  $t_{sam} = 45^\circ\text{C}$ .

#### 4. The methods of estimating the uncertainty of the sample mass of PT

The methodical error of measuring the sample mass of PT is regarded as the sum of two components taking into account the influence of the duration and temperature of the filters stabilization process on  $m_f$ :

$$\delta m_f^{st} = \Delta\mu_f^\tau + \Delta\mu_f^t \quad (4)$$

The value  $\Delta\mu_f^\tau$  is calculated from the formula:

$$\Delta\mu_f^\tau = \mu_f^\tau - 100 = -5.15 \cdot \lg\frac{\tau}{2} \quad (5)$$

To calculate the value  $\Delta\mu_f^t$  the dependence (Fig. 3) is used:

$$\Delta\mu_f^t = k_{t_0} (t - t_0) \quad (6)$$

zgrupowanych na filtrze wpływ temperatury  $t_{sam}$  na masę próbki PM jest bardziej istotny niż przy zgromadzeniu dużej ilości PM z małym udziałem SOF.

Gdy zamieniono skalę logarytmiczną wartości  $\tau_{st}$  na liniową (rys. 1a), otrzymano wartość początkową funkcji  $\mu_f^\tau(\tau_{st})$  – wzór (1).

Różniczkowanie otrzymanej zależności pozwoli uzyskać zależność (2) na prędkość zmian względnej masy próbki PM (rys. 2).

Analiza wzorów (1) i (2) wykazuje, że masa próbki PM zmierzona w chwili  $\tau_{st} = 2$  godz. maleje wraz z upływem czasu kondycjonowania filtra: dla  $\tau_{st} = 10$  godz. – o 3,6% (z szybkością 1,1 ... 0,2%/godz.); dla  $\tau_{st} = 36$  godz. – o 6,4% (z szybkością 0,2 ... 0,06%/godz.); dla  $\tau_{st} = 80$  godz. – o 8,2% (z szybkością 0,06 ... 0,03%/godz.). Po upływie 20 godz. ubytek masy PM nie przekracza 0,1%/godz.

Po wykorzystaniu danych dotyczących zawartości SOF w PM, otrzymanych podczas badań homologacyjnych silnika o zapłonie samoczynnym (rys. 1 a) –  $\mu_{sof} = 33\%$ , a także przyjęciu założenia o proporcjonalności wartości oraz współczynnika nachylenia odzwierciedlającego wpływ  $t_{sam}$  na  $\Delta\mu_f^t$  (rys. 1 b), otrzymano zależności do określenia wpływu temperatury  $t_{sam}$  na masę próbki PM – wzór (3), gdzie:  $k_{45} = -0,55$  jest współczynnikiem nachylenia, któremu odpowiada  $\mu_{sof} = 33\%$  i  $t_{sam} = 45^\circ\text{C}$ .

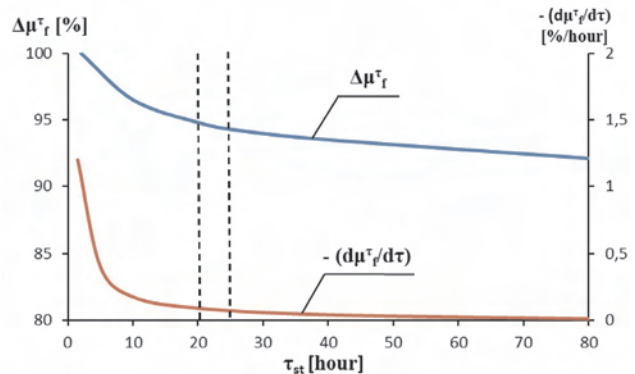


Fig. 2. The initial function  $\mu_f^\tau(\tau_{st})$  and its derivative

Rys. 2. Funkcja pierwotna  $\mu_f^\tau(\tau_{st})$  i jej pochodna

#### 4. Metody szacowania niepewności masy próbki PM

Za błąd metody pomiarowej masy próbki PM jest uważana suma dwóch składników: czasu i temperatury kondycjonowania filtrów, które wpływają na  $m_f$  – wzór (4).

Wartość  $\Delta\mu_f^\tau$  jest obliczana z zależności (5).

Aby obliczyć wartość  $\Delta\mu_f^t$  używana jest zależność (6) – (rys. 3), gdzie:  $k_{t_0}$  jest współczynnikiem proporcjonalności,  $t_0$  jest nastawioną temperaturą procesu kondycjonowania filtrów: zgodnie z wymaganiami Regulaminu R-83 wynosi  $22^\circ\text{C}$ , natomiast według Regulaminu R-49 temperatura ta powinna mieścić się w zakresie  $20 - 30^\circ\text{C}$ .

Wartość współczynnika  $k_{t_0}$  jest obliczana z zależności (7).

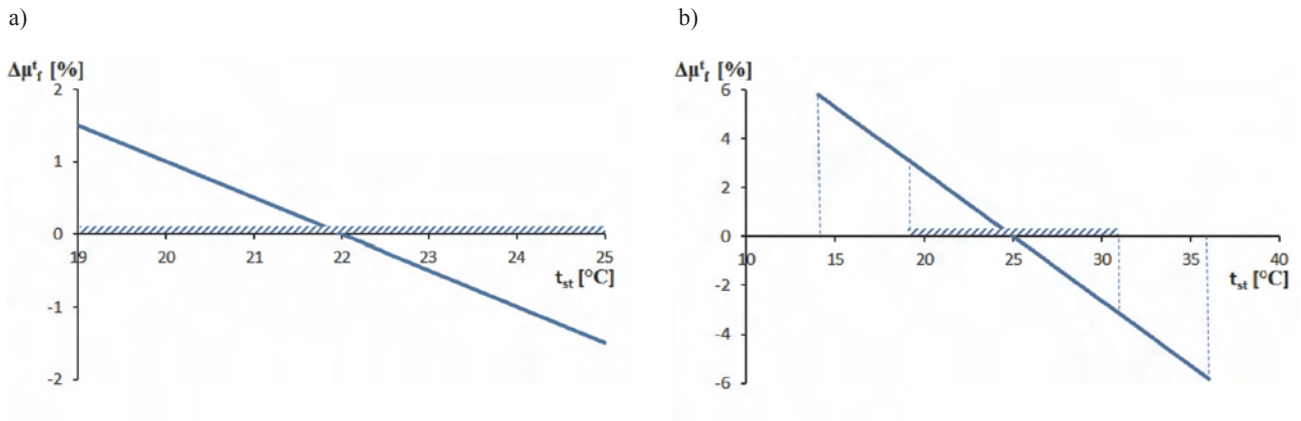


Fig. 3. The influence of the temperature  $t_{st}$  on the sample mass of PT: a) in the range  $t_{st} = 22 \pm 3$  °C, b) in the range  $t_{st} = (20 \dots 30) \pm 6$  °C  
 Rys. 3 Wpływ temperatury  $t_{st}$  na masę próbki PM: a) w przedziale  $t_{st} = 22 \pm 3$  °C, b) w przedziale  $t_{st} = (20 - 30) \pm 6$  °C

where  $k_{t0}$  is the proportionality factor;  $t_0$  is the set temperature of the filters stabilization: according to the requirements of Rules R-83 it is 22 °C; according to the requirements of Rules R-49 the working temperature is in the range 20 ... 30 °C.

The value of factor  $k_{t0}$  is calculated from the expression:

$$k_{t0} = \frac{k_{45}}{0.01 \cdot k_{45} (t_0 - 45) + 1} \quad (7)$$

### 5. The authors' recommendations for reducing $\delta m_f^{st}$ . The results of the research

The analysis of the experimental data obtained by the firm Mitsubishi shows that the error  $\delta m_f^{st}$  can be essentially reduced. For this purpose the authors of the article recommend to reduce the ranges of the parameters variations  $\tau_{st}$  and  $t_{st}$  to the intervals:  $\tau_{st} = 22 \pm 2$  hour and  $t_{st} = 22 \pm 1$  °C. The results of estimating the error  $\delta m_f^{st}$  by the method described above show that (Fig. 4):

- when the values  $\tau_{st}$  and  $t_{st}$  conform to the requirements of Rules R-83, the spread in the values of the sample mass of PT is 12.2%:  $\delta m_f^{st} = -10.7 \dots 1.5\%$ ,

### 5. Zalecenia w celu zmniejszenia $\delta m_f^{st}$ . Wyniki badań

Analiza wyników badań uzyskanych przez firmę Mitsubishi wykazała, że błąd  $\delta m_f^{st}$  można znacząco zmniejszyć. W tym celu autorzy artykułu zalecają ograniczenie zakresu zmian parametrów  $\tau_{st}$  i  $t_{st}$  do przedziałów:  $\tau_{st} = 22 \pm 2$  godz. i  $t_{st} = 22 \pm 1$  °C. Wyniki szacowania błędu  $\delta m_f^{st}$  metodą opisaną wcześniej pozwalają sformułować następujące spostrzeżenia (rys. 4):

- gdy wartości  $\tau_{st}$  i  $t_{st}$  są zgodne z wymaganiami Regulaminu R-83, różnice w masie próbek PM wynoszą 12,2%:  $\delta m_f^{st} = -10,7 \div 1,5\%$ ,
- gdy wartości  $\tau_{st}$  i  $t_{st}$  są zgodne z wymaganiami Regulaminu R-49, różnice w masie próbek PM wynoszą 12,4%:  $\delta m_f^{st} = -9,4 \div 3,0\%$ ,
- gdy wartości  $\tau_{st}$  i  $t_{st}$  mieszczą się w zalecanych przedziałach, różnice w masie próbek PM są mniejsze o 8,8% i wynoszą 1,4 %:  $\delta m_f^{st} = -0,7 \div 0,7\%$ .

### 6. Wnioski

1. Niepewność wyniku pomiaru masy próbki PM w badaniach silników o zapłonie samoczynnym przeznaczonych do samochodów osobowych wynosi 12,2% (wymagania

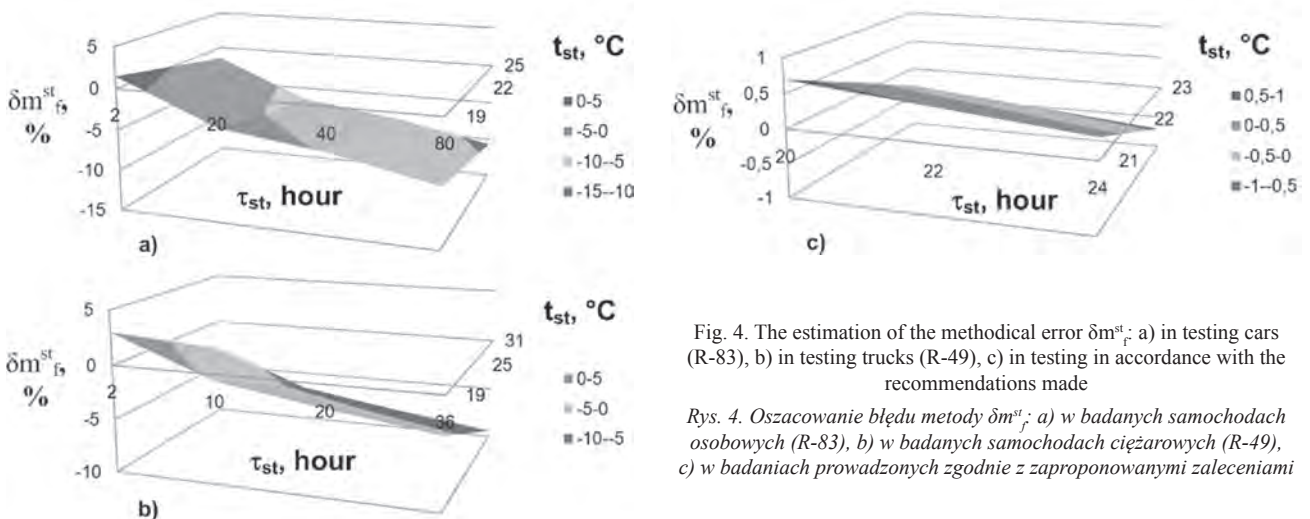


Fig. 4. The estimation of the methodical error  $\delta m_f^{st}$ : a) in testing cars (R-83), b) in testing trucks (R-49), c) in testing in accordance with the recommendations made

Rys. 4. Oszacowanie błędu metody  $\delta m_f^{st}$ : a) w badanych samochodach osobowych (R-83), b) w badanych samochodach ciężarowych (R-49), c) w badaniach prowadzonych zgodnie z zaproponowanymi zaleceniami

- when the values  $\tau_{st}$  and  $t_{st}$  conform to the requirements of Rules R-49, the spread in the values of the sample mass of PT is 12.4%:  $\delta m_f^{st} = -9.4 \dots 3.0\%$ ,
- when the parameters  $\tau_{st}$  and  $t_{st}$  vary in the recommended ranges, the spread in the values of the sample mass of PT is reduced by a factor of 8.8 and is equal to 1.4%:  $\delta m_f^{st} = -0.7 \dots 0.7\%$ .

## 6. Conclusions

1. The uncertainty of the result of measuring the sample mass of PT is as follows: in testing diesel engines of cars (the requirements of Rules R-83:  $\tau_{st} = 2 \dots 80$  hour,  $t_{st} = 22 \pm 3$  °C) – 12.2%; in testing diesel engines of trucks (the requirements of Rules R-49:  $\tau_{st} = 2 \dots 36$  hour,  $t_{st} = (20 \dots 30) \pm 6$  °C) – 12.4%.
2. As a result of the reduction of the permissible ranges of varying the temperature –  $t_{st}$  and the duration –  $\tau_{st}$  of the stabilization process of filters to the intervals recommended by the authors ( $t_{st} = 22 \pm 1$  °C and  $\tau_{st} = 22 \pm 2$  hour) the uncertainty of the result of measuring the sample mass of PT has been reduced to 1.4 %, i.e. by a factor of 8.8.

- Regulaminu R-83:  $\tau_{st} = 2 \div 80$  godz.,  $t_{st} = 22 \pm 3$  °C); w badaniach silników o zapłonie samoczynnym przeznaczonych do samochodów ciężarowych 12,4% (wymagania Regulaminu R-49:  $\tau_{st} = 2 \div 36$  godz.,  $t_{st} = 20 \div 30 \pm 6$  °C).
2. W wyniku ograniczenia dopuszczalnych zmian temperatury –  $t_{st}$  i czasu trwania –  $\tau_{st}$  procesu kondycjonowania filtrów do wartości zaproponowanych przez autorów ( $t_{st} = 22 \pm 1$  °C i  $\tau_{st} = 22 \pm 2$  godz.) niepewność wyniku pomiaru masy próbki PM została zredukowana o 1,4%, tj. o współczynnik 8.8.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Abbreviation/Skróty

$m_f$	values of the sample mass/szacowana masa próbki
$\tau_{st}$	time/czas
$t_{st}$	temperature/temperatura
$\mu_f^t$	relative sample mass/względna masa próbki
$\mu_f^t$	relative time of sample conditioning/względny czas kondycjonowania próbki

$\Delta \mu_f^t$	deviation of relative time of sample conditioning/odchylenie względnego czasu kondycjonowania próbki
$\Delta \mu_f^r$	deviation of relative sample mass/odchylenie masy próbki
$\delta m_f^{st}$	methodical error/bląd metodyczny

## Bibliography/Literatura

- [1] Regulation No 83. Revision 2. Uniform provision concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements. The 05 series of amendments – United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 30 October 2001, p. 216.
- [2] Regulation No 49. Revision 2. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with regard to the emissions of pollutants by the engine. – United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505, p. 61.
- [3] Nobuyoshi H., Izumi F., Taceshi S.: Measurement of diesel exhaust emissions with mini-dilution tunnel // SAE Techn. Pap. Ser. – 1989. – No 890181, p. 12.
- [4] Smart Sampler PC SPC 472. Operating Manual. Diesel particulate dilution and sampling equipment. AVL, Austria, 1993, p. 69.
- [5] Engeljehring K., Schindler W., Sulzer. Meeting ISO 8178 Requirements for the Measurement of Diesel Particulates with Partial-Flow Dilution Systems. SAE Technical Paper Series 932466, 1993, p. 10.

Andrey Polivyanchuk, DEng. – associate professor in Ecology Department of East Ukraine Volodymyr Dahl National University, Lugansk, Ukraine.

Dr inż. Andrey Polivyanchuk – docent na Wschodnio-Ukraińskim Narodowym Uniwersytecie im. Władimira Dalii, Wydział Ekologii, Ługańsk, Ukraina.

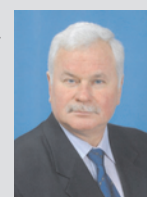
e-mail: [apmail@meta.ua](mailto:apmail@meta.ua)



Oleg Ignatov, DEng. – East-Ukrainian National University of the Volodymyr Dahl, Department of Ecology, Lugansk, Ukraine.

Dr inż. Oleg Ignatov – docent na Wschodnio-Ukraińskim Narodowym Uniwersytecie im. Władimira Dalii, Wydział Ekologii, Ługańsk, Ukraina.

e-mail: [uni@snu.edu.ua](mailto:uni@snu.edu.ua)



## Selected issues related to the reduction of the CO<sub>2</sub> emission from combustion engines fitted in vehicles of the M and N categories

*The paper presents the types of activities aiming at a reduction of the CO<sub>2</sub> emissions from road transport as well as technical means related to the reduction of the CO<sub>2</sub> emissions from diesel engines of heavy-duty vehicles of the M and N categories in the short-, medium- and long terms. In this aspect also the possibility of the use of biomethane to power diesel engines has been analyzed.*

Key words: combustion engines, CO<sub>2</sub> emissions, heavy-duty vehicles, biomethane

### Wybrane zagadnienia dotyczące ograniczania emisji CO<sub>2</sub> z silników spalinowych pojazdów samochodowych kategorii M i N

*W artykule zaprezentowano rodzaje działań prowadzących do ograniczania emisji CO<sub>2</sub> z transportu drogowego oraz działania techniczne odnoszące się do ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> z silników spalinowych o zapłonie samoczynnym ciężkich pojazdów samochodowych kategorii M i N w okresie krótko-, średnio- i długoterminowym. W tym aspekcie przeanalizowano również możliwość zastosowania biometanu do zasilania silników o zapłonie samoczynnym.*

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, emisja CO<sub>2</sub>, pojazdy HDV, biometan

#### 1. Introduction

It is rather obvious that conventional combustion engines will continue their domination in vehicle powertrain systems in the coming decades. Numerous forecasts related to the development of road transport (such as those contained in works [1 – 4]) seem to confirm that. For example in work [4] the author forecasts that traditional engines fueled with crude oil based fuels will in the future remain competitive against engine fueled with alternative fuels (such as hydrogen) and it is probable that their share in the market will remain significant for as long as 2050.

In order to meet the future requirements in relation to the emission of CO<sub>2</sub> or the growth of competitiveness in vehicle powertrains the vehicles must be continuously improved in terms of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission. The potential of combustion engines in this respect is significant and it is estimated at 30% [3].

As of the end of 2008 The European Union accepted the regulations reducing the emissions of CO<sub>2</sub> by new passenger vehicles to 120 g/km by 2012 and 95 g/km by 2020 [1, 2]. The European legislators have also introduced legal regulations related to the measurement of the CO<sub>2</sub> emission from heavy-duty vehicles [5, 6].

Motor vehicles (vehicles whose design allows them to move with the speed of 25 km/h or higher; this definition does not include farm tractors) [7], including those in the M and N categories [5, 8] emit greenhouse gases to the atmosphere such as: CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O and other pollutants, NO<sub>x</sub> and PM in particular.

The annual emission of CO<sub>2</sub> in the EU member states (from road transport) is the highest of all the greenhouse gases. Table 1 presents the emission of CO<sub>2</sub>(\*) – a percent-

#### 1. Wprowadzenie

Nie ulega wątpliwości, że konwencjonalne silniki spalinowe w kolejnych dekadach będą nadal służyć do napędu pojazdów samochodowych. Świadczą o tym liczne prognozy dotyczące rozwoju transportu drogowego, jak np. zawarte w pracach [1 – 4]. Na przykład w publikacji [4] prognozuje się, że tradycyjne silniki zasilane paliwami ropopochodnymi pozostaną, w dającej się przewidzieć przyszłości, konkurencyjne w stosunku do jednostek napędowych zasilanych paliwami alternatywnymi (np. wodorem) i prawdopodobne jest, iż ich udział w rynku transportowym pozostanie znaczący nawet w 2050 roku.

W celu sprostania nadchodzącym wymaganiom w odniesieniu do emisji dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>) czy wobec wzrostu konkurencji w technikach napędu pojazdów samochodowych, muszą te pojazdy i ich silniki być udoskonalane pod kątem zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub>. Potencjał silników spalinowych w tym zakresie jest znaczący i ocenia się go na 30% [3].

Z końcem 2008 roku Unia Europejska zaakceptowała przepisy obniżające emisję CO<sub>2</sub> przez nowe samochody osobowe do 120 g/km w 2012 roku oraz 95 g/km do 2020 roku [1, 2]. Ustawodawcy europejscy wprowadzili też uregulowania prawne dotyczące pomiarów emisji CO<sub>2</sub> z samochodów ciężarowych [5, 6].

Pojazdy samochodowe (pojazdy, których konstrukcja umożliwia jazdę z prędkością przekraczającą 25 km/h; określenie to nie obejmuje ciągnika rolniczego) [7], w tym kategorii M i N [5, 8], emitują do atmosfery gazy cieplarniane, takie jak: CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O oraz inne substancje zanieczyszczające, szczególnie tlenki azotu NO<sub>x</sub> i cząstki stałe PM.

Table 1. Emission of CO<sub>2</sub>(\*) – percentage share from the transport sector of the EU member states according to the type of transport in 2007 [9]Tabela 1. Emisja CO<sub>2</sub>(\*) – procentowy udział z sektora transportu krajów UE według gałęzi transportu w 2007 roku [9]

	Total aviation in/ Lotnictwo ogółem	Domestic aviation/ Lotnictwo krajowe	International aviation/ Lotnictwo	Road transport/ Transport drogowy	Rail transport/ Transport kolejowy	Total marine transport/ Żegluga ogółem	Domestic marine transport/ Żegluga krajowa	International marine transport/ Żegluga międzynarodowa	Other types/ Inne gałęzie	Total transport/ Transport ogółem	Total emissions/ Emisja całkowita
EU-27	12,5	13,9	86,1	70,9	0,6	15,3	11,2	88,8	0,7	28,4	100
EU-25	12,6	13,9	86,1	70,6	0,6	15,5	11,2	88,8	0,6	29,0	100

(\*) including refueling of transport means leaving EU

age share from the transport sector of the EU member states according to the type of transport in 2007 [9]. Transport generates approximately 25% emission of the greenhouse gases and is a sector whose share in the emissions grows continuously [1, 2]. The dynamics of the CO<sub>2</sub> emission from the EU transport sector against the global CO<sub>2</sub> emission in the years 1990-2050 has been shown in Fig. 1 [1]. From the analysis of the figure it results that the emissions generated by transport may, by 2050, reach approximately 30% of the level of greenhouse gases emitted by the whole economy in 1990 [4]. This confirms the purposefulness of the present and future limitations on the CO<sub>2</sub> emission from road transport.

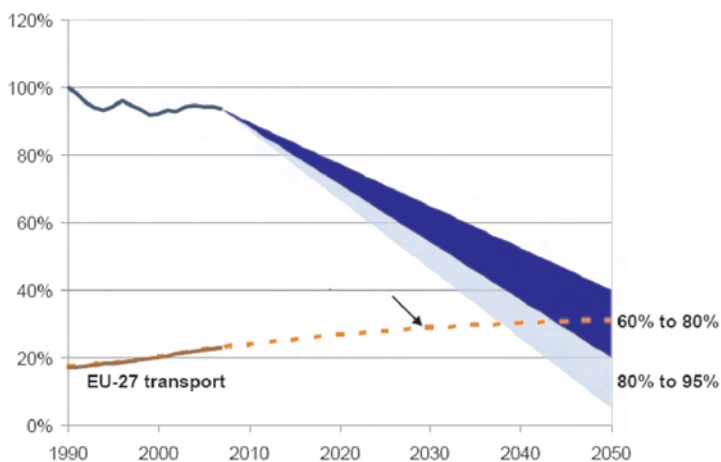


Fig. 1. Dynamics of the CO<sub>2</sub> emission from the EU transport sector against global CO<sub>2</sub> emission in the years 1990-2050 [4]

Rys. 1. Dynamika emisji CO<sub>2</sub> z unijnego sektora transportu na tle globalnej emisji CO<sub>2</sub> w latach 1990-2050 [4]

## 2. Actions aiming at the reduction of the emission of CO<sub>2</sub> from road transport

The actions leading to the reduction of the emission of CO<sub>2</sub> from road transport are convergent with the actions aiming at the reduction of the emission of greenhouse gases from this sector of economy. The tasks set by the European Union related to the reduction of the greenhouse gases from road transport by approximately 89% as compared to the

Roczna emisja CO<sub>2</sub> w państwach Unii (z transportu drogowego) jest największa z wymienionych gazów cieplarnianych. Tabela 1 przedstawia emisję CO<sub>2</sub>(\*) – procentowy udział z sektora transportu krajów UE według gałęzi transportu w 2007 roku [9]. Transport powoduje około 25% emisji gazów cieplarnianych i jest sektorem, którego udział w emisji stale wzrasta [1, 2]. Dynamikę emisji CO<sub>2</sub> z unijnego sektora transportu na tle globalnej emisji CO<sub>2</sub> w latach 1990-2050 przedstawiono na rys. 1 [1]. Z analizy rysunku wynika, że emisje spowodowane transportem mogą wynieść w 2050 roku około 30% poziomu emisji gazów cieplarnianych generowanych przez całą gospodarkę w 1990 roku [4]. Potwierdza to zasadność obecnego i przyszłościowego ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> z transportu drogowego.

## 2. Działania prowadzące do ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> z transportu drogowego

Działania prowadzące do ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> z transportu drogowego są spójne z działaniami dotyczącymi zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych z tego sektora gospodarki. Postawione przez Unię Europejską zadanie ograniczenia z transportu drogowego emisji gazów cieplarnianych o około 89% w porównaniu do roku 1990 z pewnością wymaga podjęcia działań zarówno o charakterze technicznym, jak i poza-technicznym [4].

W odniesieniu do samochodów osobowych wiele aktualnie zakładanych ulepszeń dotyczących konwencjonalnych silników spalinyowych, używanych do ich napędu, pod kątem zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> zostanie wprowadzonych w ciągu kolejnych 10. lat. W stosunku do małych samochodów ciężarowych (dystrybucyjnych) wyposażonych w tradycyjne silniki spalinyowe ulepszenia pod kątem ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> obejmują, obok ulepszenia silnika i układu napędowego, również ulepszenia pojazdu jako takiego [4].

W odniesieniu do dużych samochodów ciężarowych (w szczególności przeznaczonych do transportu długodystansowego) w pracy [4] zwraca się uwagę, że działania dotyczące oszczędzania paliwa muszą być dostosowane do specyficznych potrzeb transportu i muszą być kompleksowe. Na przykład optymalizacja zużycia paliwa w nowoczesnym

year 1990 will surely require actions of technical and non-technical nature [4].

As far as passenger vehicles are concerned, many currently developed improvements of conventional engines aiming at the reduction of the CO<sub>2</sub> emission will be implemented in the next 10 years. In relation to light duty truck (delivery vans) fitted with traditional combustion engines the improvements aiming at the reduction of the CO<sub>2</sub> emission include not only the engine and powertrain but also the vehicle as such [4].

In relation to large heavy-duty trucks (long distance transport in particular) in work [4] the author draws attention to the fact that the actions aiming at the reduction of the fuel consumption must be complex and must be adapted to the specific transport needs. For example the optimization of fuel consumption in a modern engine fitted in a truck can be entirely ineffective by failing to optimize the aerodynamic trailer-truck combination [4].

It is obvious though that in order to obtain the forecasted CO<sub>2</sub> emission reduction in 2050 from road transport it will be necessary to use alternative powertrains (e.g. hybrid, electric) and alternative fuels [1 – 4].

The non-technical actions that reduce the emission of greenhouse gases from transport – the emission of CO<sub>2</sub> – that may be applied in all types of transport are [4]:

- improvement of the efficiency of a vehicle (optimization of speeds and routes, optimization of vehicle use – eco-driving, adaptation of vehicles for specific applications),
- selecting the most appropriate means of transport for each trip or even its part,
- boosting the transport system efficiency as a whole (e.g. securing the closest possible location of points between which trips are realized).

In order to realize the said technical and non-technical actions it will be necessary to introduce a wide range of instruments: legal regulations, economic instruments (e.g. taxes on CO<sub>2</sub> emissions), infrastructure, traffic management, and know-how dissemination policies. [4].

### **3. Technical actions related to the reduction of the CO<sub>2</sub> emission from diesel engines of heavy-duty vehicles of the M and N categories**

#### **3.1. Types of actions**

The technical actions aiming at the reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission from combustion engines fitted in heavy duty vehicles of the M and N categories are in general similar to the technical actions for engines of light duty vehicles of the M and N categories that, however, have their specificities such as the fact that the actions for light duty vehicles are characterized by a higher effectiveness for engine part loads (part loads are more frequently used in regular operation).

The actions for heavy-duty vehicles have been systematized in [10]. The technical actions in the discussed aspects are short term i.e. until 2015, medium term i.e. from 2015 to 2020 and long term i.e. to 2030 and further. They give a good outlook on the maximum reduction of fuel consump-

silniku spalinowym napędzającym samochód ciężarowy może być zniweczona przez brak zoptymalizowania pod względem aerodynamicznym zestawu ciągnik siodłowy–naczepa [4].

Niewątpliwie jednak jest to, że do osiągnięcia przewidywanych na 2050 rok ograniczeń emisji CO<sub>2</sub> z transportu drogowego konieczne będzie zastosowanie alternatywnych napędów (np. hybrydowych, elektrycznych) oraz alternatywnych paliw [1 – 4].

Do działań pozatechnicznych ograniczających spowodowane transportem emisje gazów cieplarnianych, a więc i emisję CO<sub>2</sub>, które mogą być zastosowane we wszystkich gałęziach transportu, można zaliczyć [4]:

- poprawę efektywności użytkowania pojazdu (np. optymalizacja prędkości oraz tras, optymalizacja użytkowania pojazdu – tzw. ekologiczny styl jazdy, dostosowanie pojazdów do konkretnych zastosowań),
- dopasowanie najbardziej odpowiednich środków transportowych do każdej podróży lub nawet jej części,
- zwiększenie wydajności systemu transportowego jako całości (np. zapewnienie jak najbliższego położenia punktów, między którymi realizowane są podróże).

W celu realizacji wymienionych działań technicznych i pozatechnicznych konieczne będzie wprowadzenie szerokiego wachlarza instrumentów: regulacje prawne, instrumenty ekonomiczne (np. podatki od emisji CO<sub>2</sub>), infrastruktura, zarządzanie ruchem, polityka upowszechniania wiedzy itp. [4].

### **3. Działania techniczne odnoszące się do ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> z silników spalinowych o ZS ciężkich pojazdów samochodowych kategorii M i N**

#### **3.1. Rodzaje działań**

Działania techniczne mające na celu zmniejszenie zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub> w odniesieniu do silników spalinowych ciężkich pojazdów samochodowych kategorii M i N są ogólnie podobne do działań technicznych dla silników spalinowych lekkich pojazdów samochodowych kategorii M i N, które mają jednak swoją specyfikę, np. działania dla lekkich pojazdów charakteryzują się większą efektywnością dla częściowych obciążeń silnika, częściej wykorzystywanych podczas ich eksploatacji.

Działania dla ciężkich pojazdów usystematyzowano w pracy [10]. Działania techniczne w omawianym zakresie odnoszą się do okresu krótkoterminowego, tj. do 2015 r., do okresu średnioterminowego, tj. od 2015 do 2020 r. i do okresu długoterminowego, tj. do 2030 r. i następne lata. Dają one dobry pogląd na temat maksymalnego ograniczenia zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub> z ciężkich pojazdów samochodowych kategorii M i N.

#### **3.2. Działania w okresie krótkoterminowym**

Środki techniczne stosowane w odniesieniu do silnika spalinowego, które w okresie krótkoterminowym mogą wpłynąć na zmniejszenie zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla przedstawiono na rys. 2. Środki te są znane, spraw-

tion and CO<sub>2</sub> emission from heavy-duty vehicles of the M and N categories.

### 3.2. Short term actions

The technical means used in relation to combustion engines that could influence the reduction of the fuel consumption and carbon dioxide emissions in the short term have been shown in Fig. 2. These means are known and verified and will be implemented based on continually introduced computer programs applied in conventional diesel engines [10]. The *turbo compound* system is an important technical engine solution. It is a system based on the use of the energy of the exhaust gases in order to supply the engine with additional power. It is already in serial production by some of the truck manufacturers (Scania) [10].

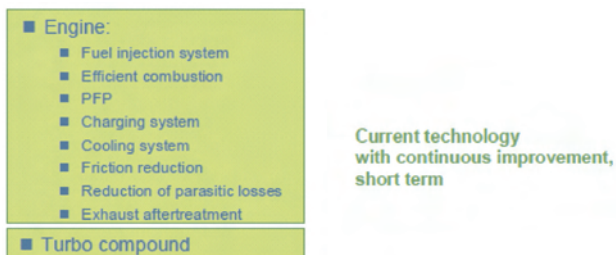


Fig. 2. Short-term ways to reduce the fuel consumption and CO<sub>2</sub> emissions [10]

Rys. 2. Sposoby na zmniejszenie zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub> w okresie krótkoterminowym [10]

Under real traffic conditions for a 40-ton vehicle driving on a leveled road—with the power output of 100 kW and the speed of 85 km/h – in a short term we may expect a reduction in the fuel consumption on the level of 8 – 10% (Fig. 3) including 3% by limiting of the friction losses and losses generated by devices and aggregates consuming energy from the engine, 2% by the improvements related to the control of the intake air and optimization of the aftertreatment systems and 2% by the operation of *turbo compound*. At full load these economies may reach approximately 7% with a greater share of *turbo compound* on the level of 4% and a low share of the other said actions [10].

### 3.3. Medium term actions

The medium term denotes the years from 2015 to 2020 [10]. In this period the measures of reduction of the fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission are the same as in the short term (Fig. 2) plus: *downsizing* and hybridization (Fig. 4).

Replacing a typical truck engine of the displacement of 12 dm<sup>3</sup> by the engine of the displacement of 8 dm<sup>3</sup> while limiting the engine speed from 1400 to 1200 rpm may lead to a reduction of the fuel consumption by approximately 8% [10]. This cannot be done, however, without getting additional power from an auxiliary electric motor. This means that the combustion engine (the smaller one) must have a mean effective pressure of at least 20 – 30 bar as compared to the value of the mean effective pressure of 20 – 22 bar in an engine of high displacement. When we take into account the engine load under real traffic conditions this means a shortage of power on the level of 60 – 80 kW,

dzone i będą wprowadzane na podstawie ciągle ulepszanych programów komputerowych do zastosowania w konwencjonalnych silnikach o zapłonie samoczynnym [10]. Natomiast układ *turbo compound* jest ważnym rozwiązaniem technicznym w silniku, specjalnym sposobem polegającym na wykorzystaniu energii spalin w celu dostarczania silnikowi dodatkowej mocy, już stosowanym przy produkcji seryjnej przez niektórych producentów samochodów ciężarowych (np. Scania) [10].

W rzeczywistych warunkach ruchu drogowego dla 40-tonowego pojazdu poruszającego się po drodze płaskiej – przy rozwijanej mocy 100 kW i prędkości 85 km/h – w okresie krótkoterminowym można oczekiwać ograniczenia zużycia paliwa na poziomie 8 – 10% (rys. 3), w tym 3%

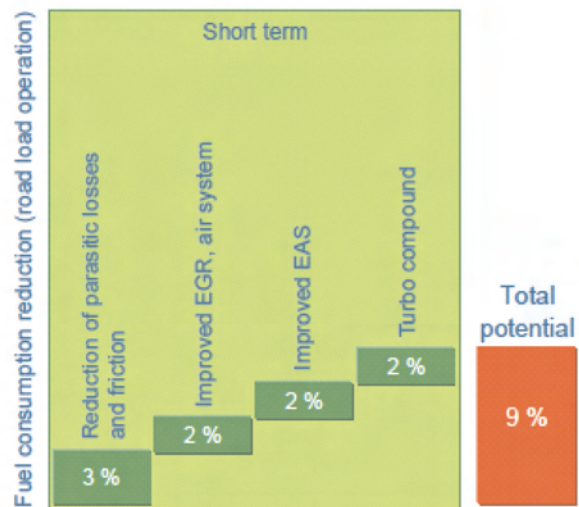


Fig. 3. Short-term potential reduction of fuel consumption by heavy-duty trucks [10]

Rys. 3. Potencjalne zmniejszenie zużycia paliwa przez ciężkie samochody ciężarowe w okresie krótkoterminowym [10]

przez ograniczenie strat tarcia i strat powodowanych przez urządzenia i podzespoły pobierające energię z silnika, 2% przez ulepszenia związane ze sterowaniem dopływającego powietrza i optymalizacją układu oczyszczania spalin oraz 2% przez funkcjonowanie układu *turbo compound*. Przy pełnym obciążeniu silnika te oszczędności mogą wynosić ok. 7%, z większym udziałem układu *turbo compound* na poziomie 4% i małym udziałem pozostałych wyżej wymienionych działań [10].

### 3.3. Działania w okresie średnioterminowym

Okres średnioterminowy obejmuje lata od 2015 r. do 2020 r. [10]. W tym okresie środki ograniczania emisji CO<sub>2</sub> i zużycia paliwa są takie same jak w okresie krótkoterminowym (rys. 2) oraz jeszcze: *downsizing* i hybrydyzacja (rys. 4).

Zastąpienie typowego silnika samochodu ciężarowego o objętości skokowej 12 dm<sup>3</sup> przez silnik o objętości skokowej 8 dm<sup>3</sup> przy ograniczeniu prędkości obrotowej z 1400 do 1200 obr/min umożliwia zmniejszenie zużycia paliwa o ok. 8% [10]. Nie może się to jednak odbyć bez pozyskania

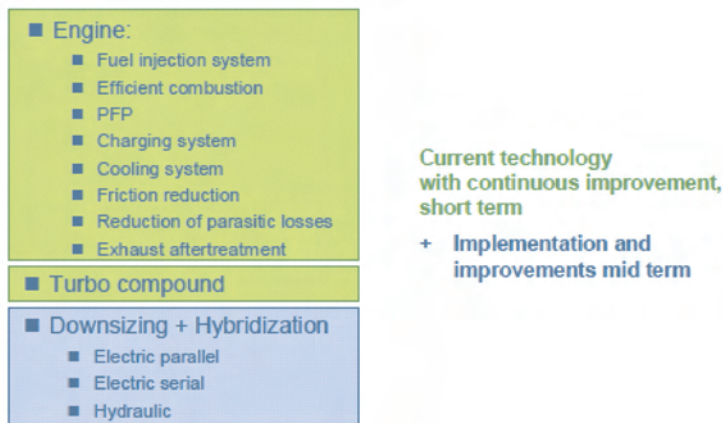


Fig. 4. Medium-term ways to reduce fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission [10]

Rys. 4. Sposoby na zmniejszenie zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub> w okresie średnioterminowym [10]

which corresponds to the power of a small auxiliary electric motor. Hence, in order to ensure acceptable accelerations of a *downsized* engine we need a supporting electric motor of the rated power of 80 kW.

The engine power depends on its displacement. From an 8-liter *downsized* engine we can obtain not more than 160 kW of power, which is comparable to approximately 240 kW of power from a conventional 12-liter engine. In order to obtain similar power it is possible, as stated above, to use an additional electric motor that would supplement the 80 kW of power. The energy recovery (possible if this system is used) allows battery charging. From the available hybrid types a heavy parallel hybrid is preferred for heavy-duty trucks that would ensure acceptable driving dynamics and a maximum torque [10].

The here discussed medium-term technical means enable a reduction of the fuel consumption and a potential reduction of the CO<sub>2</sub> emission by approximately 17% under real traffic conditions. The *downsizing* itself and the hybridization at full load allow a reduction of the fuel consumption and a potential reduction of the CO<sub>2</sub> emission by approximately 8% (Fig. 5).

### 3.4. Long-term actions

Long-term actions denote actions in the years after 2020. The technical means reducing the fuel consumption and emission of CO<sub>2</sub> in this period are short and medium-term means as well as recovery of lost heat and its use in subsequent processes i.e. the Rankine process (Fig. 6). The works related to the practical use in combustion engines of such solutions utilizing the heat energy recovery will constitute a challenge in the years of the discussed period i.e. after 2020. Not all sources of heat can supply energy with sufficient effectiveness – particularly low temperature heat sources. Hence, we will have to find a compromise between the increase in the total efficiency of the combustion engine and

dotychczasowej mocy z uzupełniającego silnika elektrycznego. Oznacza to, że silnik spalinowy (mniejszy) musi mieć średnie ciśnienie efektywne przynajmniej 20 – 30 barów, w porównaniu do wartości średniego ciśnienia efektywnego 20 – 22 barów w silniku o dużej objętości skokowej. Gdy weźmie się pod uwagę obciążenie silnika w rzeczywistych warunkach ruchu drogowego, oznacza to brak mocy na poziomie 60 – 80 kW, odpowiadającym mocy małego silnika uzupełniającego (elektrycznego). Zatem dla zapewnienia zadowalających przyspieszeń silnika poddanego *downsizingowi* potrzebne jest wsparcie go silnikiem elektrycznym o mocy znamionowej 80 kW.

Moc silnika zależy od jego objętości skokowej. Z silnika 8-litrowego poddanego *downsizingowi* można osiągnąć nie więcej niż 160 kW mocy, co jest porównywalne z ok. 240 kW mocy z konwencjonalnego silnika 12-litrowego. Aby uzyskać podobną moc, możliwe jest, jak podano wyżej, użycie dodatkowego silnika elektrycznego umożliwiającego uzupełnienie brakujących 80 kW mocy. Odzysk energii (możliwy przy zastosowaniu takiego układu) pozwala na ładowanie akumulatorów. Wśród różnych rodzajów hybryd preferowane jest użycie do samochodów ciężarowych ciężkiej hybrydy równoległej, zapewniającej odpowiednią dynamikę jazdy i maksymalny moment obrotowy [10].

Omówione w tym podrozdziale środki techniczne odnoszące się do okresu średnioterminowego umożliwiają zmniejszenie zużycia paliwa i potencjalne ograniczenie emisji CO<sub>2</sub> o ok. 17% w rzeczywistych warunkach ruchu drogowego. Natomiast sam efekt *downsizingu* i hybrydyzacji przy pełnym obciążeniu silnika umożliwia ograniczenie zużycia paliwa i potencjalne ograniczenie emisji CO<sub>2</sub> o ok. 8% (rys. 5).

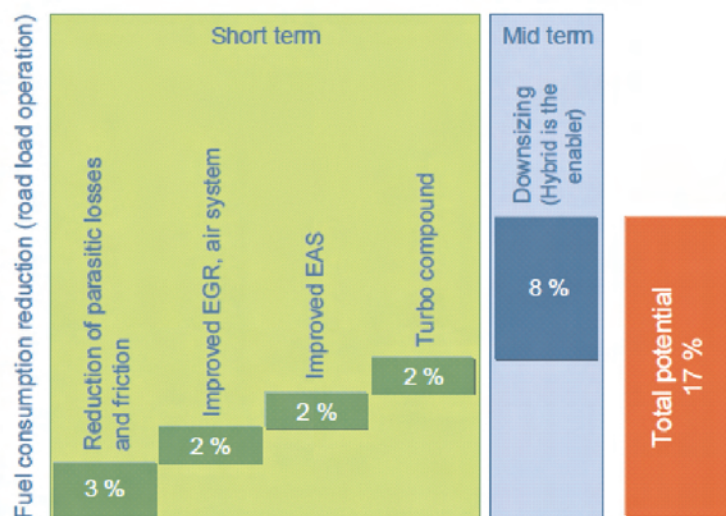


Fig. 5. Medium-term potential reduction of fuel consumption by heavy-duty trucks [10]

Rys. 5. Potencjalne zmniejszenie zużycia paliwa przez ciężkie samochody ciężarowe w okresie średnioterminowym [10]

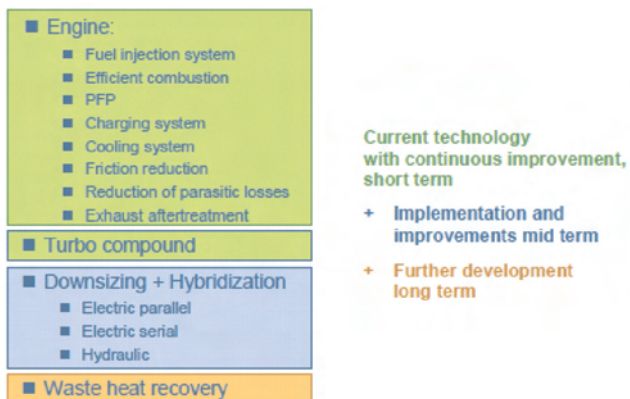


Fig. 6. Long-term ways to reduce the fuel consumption and CO<sub>2</sub> emissions [10]

Rys. 6. Sposoby na zmniejszenie zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub> w okresie długoterminowym [10]

the additional costs of production and the weight of the energy recovery system.

The mere application of the heat recovery system in the combustion engine will reduce the fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission on the level of 6 – 8% under real traffic conditions and all the technical means related to the combustion engines in the discussed period can result in economies in fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission on the level of 21 – 23% under load characteristic of real traffic conditions (Fig. 7). At full load they may be minimum but still on the level of 12 – 16% (Fig. 8) [10].

In the long term the fuel consumption in heavy-duty trucks (operating on long distances) can be reduced by approximately 12 – 32% [10]. Approximately 1/3 of the reduction can be obtained through

### 3.4. Działania w okresie długoterminowym

Okres długoterminowy to lata po 2020 roku. Środki techniczne zmniejszające zużycie paliwa i ograniczające emisję CO<sub>2</sub> w tym okresie to środki z okresu krótko- i średnioterminowego oraz odzysk traconego ciepła i wykorzystywanie go w kolejnym procesie, to jest procesie Rankine’a (rys. 6). Prace związane z praktycznym wykorzystaniem w silnikach spalinowych takiego rozwiązania z układem odzysku energii cieplnej będą stanowiły wyzwanie w nadchodzących latach omawianego okresu, tzn. po 2020 roku. Nie wszystkie źródła ciepła mogą bowiem dostarczać energii z wystarczającą efektywnością – szczególnie niskotemperaturowe. Zatem będzie musiał być znaleziony najlepszy kompromis pomiędzy wzrostem całkowitej sprawności silnika spalinowego a dodatkowymi kosztami produkcji i masą układu odzysku energii.

Samo zastosowanie układu odzysku energii cieplnej w konstrukcji silnika spalinowego umożliwi ograniczenie zu-

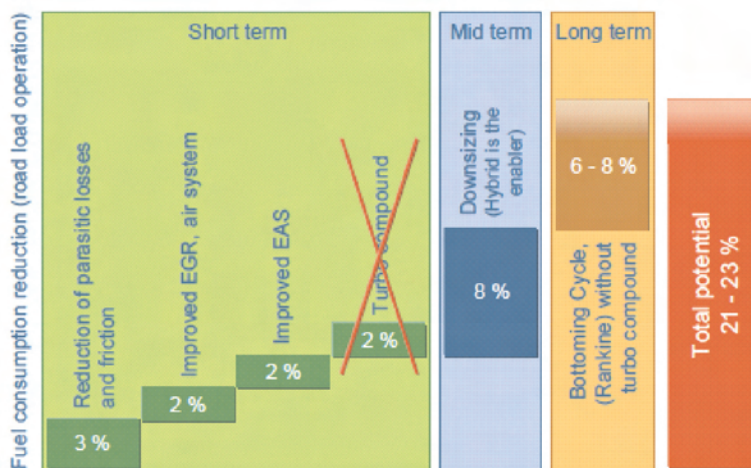


Fig. 7. Potential fuel consumption by heavy-duty trucks in the long term (at load characteristic of real traffic conditions) [10]

Rys. 7. Potencjalne zmniejszenie zużycia paliwa przez ciężkie samochody ciężarowe w okresie długoterminowym (przy obciążeniach silnika występujących w warunkach drogowych) [10]

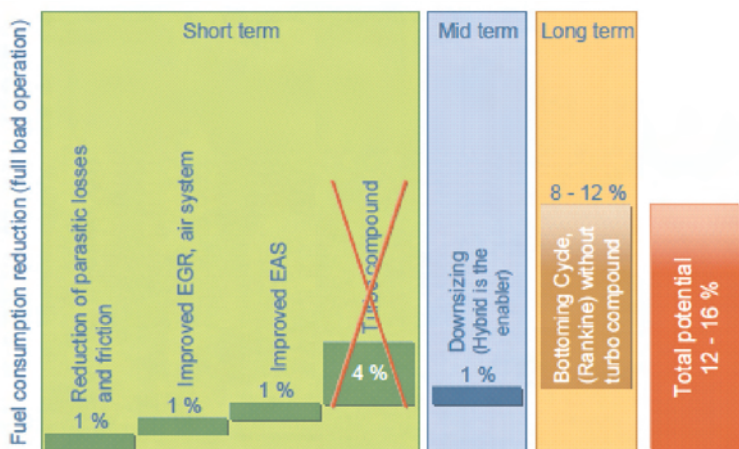


Fig. 8. Potential reduction of the fuel consumption by heavy-duty trucks in the long term (at full engine load) [10]

Rys. 8. Potencjalne zmniejszenie zużycia paliwa przez ciężkie samochody ciężarowe w okresie długoterminowym (przy pełnym obciążeniu silnika) [10]

życia paliwa i emisji CO<sub>2</sub> na poziomie 6 – 8% w rzeczywistych warunkach ruchu pojazdu, natomiast wszystkie środki techniczne stosowane odnośnie do silników spalinowych w omawianym okresie mogą umożliwić oszczędności w zakresie ograniczenia zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub> rzędu 21 – 23%, przy obciążeniach silnika występujących w warunkach drogowych (rys. 7). Przy pełnym obciążeniu silnika ograniczenia mogą być minimalne, ale na poziomie 12 – 16% (rys. 8) [10].

W okresie długoterminowym zużycie paliwa w odniesieniu do samochodów ciężkich (poruszających się na długich dystansach) może zostać zmniejszone o ok. 12 – 32% [10]. Około 1/3 zmniejszenia można będzie uzyskać przez rozwój doładowania i rozwój układów oczyszczania spalin, ok. 1/3 przez downsizing

improvement of supercharging and aftertreatment systems, another 1/3 through engine *downsizing* and powertrain hybridization and 1/3 through energy recovery for use in other processes.

In the long term a desirable solution will be *downsizing* e.g. an 8-liter 6-cylinder engine into a 4-cylinder one. In relation to hybridization the required power output of the electric motor will be approximately 50 kW. The electric motor will be used with a view to reducing the exhaust emissions under non-stationary operating conditions of the vehicle. The engine families will in this long term be 12-, 8- and 5-liter ones [10].

In the long term (similarly to the previous periods) the necessary actions will require research to confirm the purposefulness of the adopted solutions in terms of economic feasibility.

#### 4. Application of biomethane in diesel engines

An efficient way to reduce the CO<sub>2</sub> emission from vehicles is also the application of alternative fuels (Fig. 9). An alternative fuel for heavy duty trucks could be biomethane. The European Union plans its application in the long term – until 2050 [12, 13]. Biomethane is most frequently obtained through refining of biogas generated in agricultural biogas factories, disposal sites or sewage farms. This process of gas purification allows obtaining of a gaseous fuel (biomethane) of parameters close to compressed natural gas – CNG.

The application of biomethane often requires a conversion of a diesel engine into a spark ignition engine. There are two possibilities of application of the algorithms controlling the mixture compositions for gaseous fuels:

- Mixture control to obtain stoichiometric mixture (in the basic field of work) using multifunction catalytic converter,
- Mixture control to obtain lean mixture in the field of work at part loads.

The more frequently used solution in engines used in city buses is the utilization of the mixture control algorithm to obtain a stoichiometric mixture [14].

The experience to date confirms the numerous ecological advantages of the spark ignition engines fueled with compressed natural gas or biomethane as opposed to diesel engines [13 – 15]:

- significant reduction of the cyclic hydrocarbons emission and their derivatives particularly polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH),
- reduction of the emission of nitric oxides (NO<sub>x</sub>),

silnika spalinowego i hybrydyzację układu napędowego oraz ok. 1/3 przez odzyskiwanie energii i wykorzystywanie jej w innych procesach.

W okresie długoterminowym pożądanym rozwiązaniem będzie *downsizing* np. silnika 8-litrowego 6-cylindrowego na silnik 4-cylindrowy. W odniesieniu do hybrydyzacji żądana moc silnika elektrycznego będzie wynosić ok. 50 kW. Silniki elektryczne będą wykorzystywane w celu ograniczenia emisji w nieustabilizowanych warunkach pracy pojazdu. Rodziny silników będą w tym okresie składać się z silników 12-, 8- i 5-litrowych [10].

W okresie długoterminowym (podobnie jak w poprzednich okresach) działania konieczne do zastosowania wymagać będą badań w celu potwierdzenia zasadności przyjętych rozwiązań w zakresie opłacalności ekonomicznej.

#### 4. Stosowanie biometanu do zasilania silników o zapłonie samoczynnym

Skutecznym sposobem ograniczania emisji CO<sub>2</sub> z pojazdów jest również stosowanie paliw niekonwencjonalnych (rys. 9). Paliwem niekonwencjonalnym do zasilania silników m.in. pojazdów ciężkich może być biometan. Unia Europejska przewiduje jego stosowanie także w okresie długoterminowym – do 2050 roku [12, 13]. Biometan otrzymywany jest najczęściej na drodze uszlachetniania biogazu pozyskiwanego w biogazowniach rolniczych z wysypisk śmieci czy w oczyszczalniach ścieków. Ten proces oczyszczania biogazu pozwala na uzyskanie paliwa gazowego (biometanu) o parametrach zbliżonych np. do sprężonego gazu ziemnego (CNG – *Compressed Natural Gas*).

Stosowanie biometanu wymaga często konwersji silnika o zapłonie samoczynnym na silnik o zapłonie iskrowym. Ist-

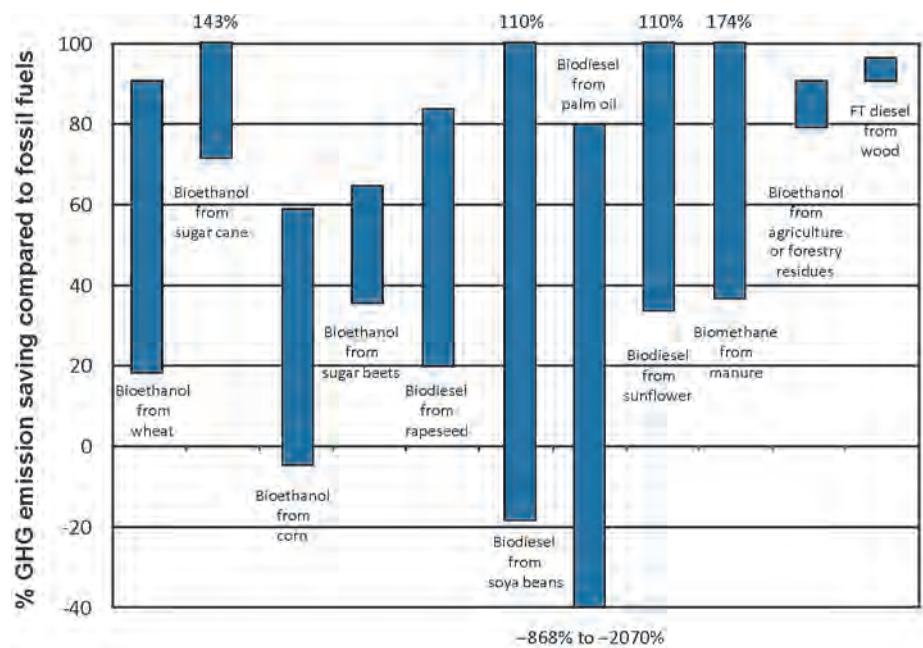


Fig. 9. Reduction of the emission of GHG through application of biofuels as compared to fossil fuels [11]

Rys. 9. Ograniczenie emisji GHG przez stosowanie biopaliw w porównaniu ze stosowaniem paliw kopalnych [11]

– reduction of the emission of particulate matter (PM).

The results of research related to combustion engines fueled with gaseous fuels are known, particularly the results of research related to the ecological consequences of the application of natural gas as engine fuel. These results are not uniform and sometimes even contradictory.

There is information in the literature on the cognitive research related to the exhaust emissions from engines fueled with CNG or biomethane [14, 15]. Also, research is conducted on the exhaust emissions from engines fueled with CNG under a variety of conditions such as the operating conditions of non-road machinery [15].

Particularly interesting is the comparative research into the exhaust emissions from classic diesel engines fueled with diesel oil and spark ignition engines fueled with CNG performed on buses under real traffic conditions [15].

Figure 10 presents the road emissions of carbon dioxide in the MZA test (specially designed test for city buses in Warsaw) from engines fueled with diesel oil and CNG.

The growth in the emission of carbon dioxide with the CNG (biomethane) fueling results from the lower

nią dwie możliwości zastosowania algorytmów sterowania składu mieszanki palnej silników o zapłonie iskrowym na paliwo gazowe:

- na mieszankę stechiometryczną (w podstawowym obszarze pracy) z wykorzystaniem wielofunkcyjnego reaktora katalitycznego,
- na mieszanki ubogie w obszarach pracy silnika na obciążeniach częściowych.

Częściej stosowanym rozwiązaniem w silnikach do napędu autobusów miejskich jest wykorzystanie sterowania składu mieszanki palnej na stechiometryczną [14].

Dotychczasowe doświadczenia potwierdzają liczne zalety ekologiczne silników o zapłonie iskrowym zasilanych sprężonym gazem ziemnym lub biometanem – w stosunku do silników o zapłonie samoczynnym [13 – 15]:

- znaczne zmniejszenie emisji węglowodorów pierścieniowych i ich pochodnych, w szczególności wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych,
- zmniejszenie emisji tlenków azotu,
- znaczne zmniejszenie emisji cząstek stałych.

Znane są liczne wyniki badań silników spalinowych zasilanych paliwami gazowymi, w szczególności ekologicznych skutków zastosowania gazu ziemnego (do zasilania silników). Wyniki te są często niejednolite, a niekiedy sprzeczne.

Istnieją doniesienia literaturowe na temat badań poznawczych emisji zanieczyszczeń z silników zasilanych gazem ziemnym lub biometanem [14, 15]. Prowadzone są również badania emisji zanieczyszczeń z silników zasilanych gazem ziemnym w warunkach odpowiadających różnym zastosowaniom silników spalinowych, np. dla silników maszyn roboczych [15].

Szczególnie interesujące są badania porównawcze emisji zanieczyszczeń z silników klasycznych o zapłonie samoczynnym zasilanych olejem napędowym i z silników o zapłonie iskrowym zasilanych gazem ziemnym, wykonywane w warunkach użytkowania autobusu w ruchu miejskim [15].

Na rysunku 10 przedstawiono emisję drogową dwutlenku węgla w teście MZA (specjalnie zaprojektowanym teście dla autobusów miejskich dla Warszawy) z silników na olej napędowy i na gaz ziemny.

Zwiększenie emisji drogowej dwutlenku węgla przy zastosowaniu gazu ziemnego (biometanu) wynika przede wszystkim z mniejszej sprawności ogólnej silnika o zapłonie iskrowym w stosunku do sprawności ogólnej silnika o zapłonie samoczynnym, szczególnie w warunkach niewielkich obciążeń, co występuje powszechnie przy użytkowaniu silników autobusów miejskich. Różnice w emisji dwutlenku węgla dotyczą oczywiście jedynie dwutlenku węgla emitowanego z pojazdu w przypadku używania biometanu, który jest paliwem odnawialnym, natomiast emisja dwutlenku węgla kopalnego jest prawie zerowa, a to właśnie emisja dwutlenku węgla kopalnego jest czynnikiem sprzyjającym intensyfikacji zjawiska cieplarnianego w atmosferze [15].

W celu promocji biometanu prowadzonych jest wiele prac, m.in. projekt europejski *Baltic Biogas Bus*, obecnie

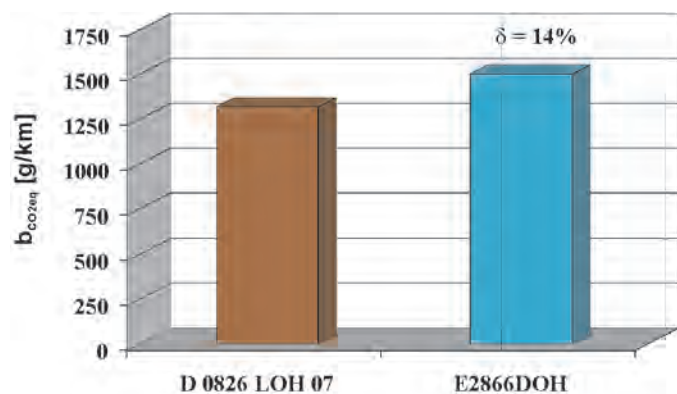


Fig. 10. Road emission of carbon dioxide in the MZA test (Warsaw bus operator) from engines: D082LOH07 diesel fueled and E2866DOH CNG fueled [15]

Rys. 10. Emisja drogową dwutlenku węgla w teście MZA z silników: D082LOH07 na olej napędowy i E2866DOH na gaz ziemny [15]

overall efficiency of the spark ignition engine in the first place as opposed to the overall efficiency of diesel engines particularly under the conditions of low loads, which is quite common in city buses. The differences in the carbon dioxide emission obviously pertain only to the emissions from the vehicle when biomethane is used (being a renewable fuel) while the fossil fuel derived carbon dioxide is almost zero and it is this particular emission that contributes to the intensification of the greenhouse effect [15].

In order to promote biomethane many works are conducted such as the European project under the name *Baltic Biogas Bus*, currently realized in collaboration with Motor Transport Institute in Warsaw.

## 5. Conclusions

The paper discussed some selected issues related to the reduction of the emission of CO<sub>2</sub> from engines of vehicles of the M and N categories. The paper discusses the reduction of the CO<sub>2</sub> emission from these engines using technical means such as hybridization or the use of biofuels. In relation to biofuels it is advised to use biomethane as an almost fully renewable fuel that can and should be used in the long-term prospect i.e. until 2050.

Technical actions in relation to diesel engines in vehicles of the M and N categories in the aspect of reduction of the fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission are also quite important, particularly since the share of the diesel fuel (used for these engines) in the fuel structure in road transport is high. For example in 2006 in the European Union (EU-25) this share amounted to as much as 64% in the total fuel consumption in this EU economic sector [16].

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

realizowany przy udziale Instytutu Transportu Samochodowego w Warszawie.

## 5. Podsumowanie

W artykule omówiono wybrane zagadnienia dotyczące ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> z silników spalinowych pojazdów samochodowych kategorii M i N. Odniesiono się do istotnych możliwości ograniczania emisji CO<sub>2</sub> z tych silników przy wykorzystaniu działań technicznych, np. hybrydyzacji czy stosowania biopaliw. W odniesieniu do biopaliw zasadne jest stosowanie biometanu jako paliwa niemal w pełni odnawialnego, możliwego i zalecanego do stosowania w perspektywie długoterminowej, tj. do 2050 roku.

Działania techniczne w odniesieniu do silników o zapłonie samoczynnym pojazdów kategorii M i N w aspekcie zmniejszenia zużycia paliwa i ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> są niewątpliwie istotne, biorąc pod uwagę, że udział oleju napędowego (zasilającego te silniki) w strukturze paliw dotyczącej transportu drogowego jest duży. Na przykład w 2006 r. w Unii Europejskiej (EU-25) udział ten wynosił aż 64% w sumarycznym zużyciu paliw w tym sektorze gospodarki unijnej [16].

## Bibliography/Literatura

- [1] ERTRAC Strategic Research Agenda 2010. Executive Summary.
- [2] ERTRAC Road Transport Scenario 2030+. Wersja 2009 r.
- [3] Bohr B.: Powertrain diversity and electrification: challenges and chances for the automotive industry. Internationales Wiener Motorensymposium 2010.
- [4] Skinner I., van Essen H., Smokers R., Hill N.: EU Transport GHG: Routes to 2050, June 2010.
- [5] Merkisz J., Pielecha J., Radzimirski S.: Pragmatyczne podstawy ochrony powietrza atmosferycznego w transporcie drogowym. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 2009.
- [6] Rozporządzenie Komisji Unii Europejskiej nr 582/2011 z dnia 25 maja 2011 r.
- [7] Ustawa Prawo o ruchu drogowym. Tekst jednolity (Dz. U. z 2005 r. nr 108, poz. 908 z późniejszymi zmianami). Nowe Prawo. Kodeks drogowy. Gazeta Prawna 2010.
- [8] United Nations. Economic and Social Council. Economic Commission for Europe. Trans/WP29/78/Rev.1/Amend 2. 16 April 1999.
- [9] European Commission. Statistical Pocketbook 2010. EU energy and transport in figures.
- [10] Sams T., Moser F., Dreisbach R.: The Commercial Powertrain Beyond 2020. TRA 2010.
- [11] Kruse K.: Nordic Swan Initiative for Fuel Labelling. Nordic Biogas Conference 2010.
- [12] European alternative fuel strategy in the Clean Transport System Interactive. JEG „Transport & Environment”
- [13] Merkisz J., Gis W., Żółtowski A.: Biogas as vehicle fuel. PTNSS Congress 2011.
- [14] Gis W., Menes E., Waśkiewicz J.: Paliwa gazowe w miejskiej komunikacji autobusowej w Polsce. ITS. Transport Samochodowy 2/2011.
- [15] Wojciechowski A., Chłopek Z., Gis W., Krupiński M., Menes E., Merkisz J., Waśkiewicz J., Żółtowski A.: Alternative Powertrains City Busse. 2010 International Conference on Electric Vehicles. Warsaw University of Technology, July 2010.
- [16] Panorama of Transport. Edition 2007.

Wojciech Gis, DEng. – doctor in Motor Transport Institute in Warsaw.

*Dr inż. Wojciech Gis – adiunkt w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.*

*e-mail: [wojciech.gis@its.waw.pl](mailto:wojciech.gis@its.waw.pl)*



Maciej Gis – student in the Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering at Warsaw University of Technology.

*Maciej Gis – student Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.*

*e-mail: [maciek.gis@gmail.com](mailto:maciek.gis@gmail.com)*



## Numerical comparative analysis of the combustion process in an engine powered by CNG

*This paper contains the analysis of Compressible Natural Gas combustion process in engine dedicated to diesel oil. The analysis was performed on the basis of the numerical results of two systems for methane dosing. The first simulation considers the CNG delivery into the suction manifold, and subsequent production of air-fuel mixture as well as separate combustion model of a homogenous mixture. The second simulation comprises a numerical application of the fuel injection directly into the combustion chamber. Therefore it is also a simulation of a combustion process. Among the numerical results conducted with the aid of Computational Fluid Dynamics the following parameters were selected for the combustion qualitative evaluation in terms of mechanical, heat and flow properties: fields of pressure and temperature, mass fraction of the fuel and turbulence intensity. All test were conducted on the engine adopted to be fed with CNG.*

Key word: combustion engines, Compressible Natural Gas, Computational Fluid Dynamic

### Numeryczna analiza porównawcza procesów spalania w silnikach zasilanych CNG

*W artykule przedstawiono analizę procesów spalania CNG w silniku oryginalnie zaprojektowanym do spalania oleju napędowego. Analizę przeprowadzono na podstawie wyników badań numerycznych dwóch systemów dozowania metanu. Pierwszy obejmuje symulację dozowania CNG do kolektora dolotowego, następnie wytworzenie mieszanki powietrzno-paliwowej oraz odrębny model spalania mieszanki homogenicznej. Drugi system to numeryczna aplikacja wtrysku metanu bezpośrednio do komory spalania, a w konsekwencji symulacja procesu spalania. Spośród wyników badań numerycznych CFD do oceny jakościowej spalania pod kątem właściwości mechanicznych cieplnych i przepływowych wybrano takie parametry procesu, jak: pole ciśnienia i temperatury, udział masowy paliwa oraz intensywność turbulencji; w silniku adaptowanym do zasilania CNG.*

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, gaz ziemny, modelowanie numeryczne

### 1. Introduction

A piston combustion engine is a heat (thermodynamic) machine, in which chemical energy of fuel is converted into heat energy. This in turn is converted into mechanical energy.

Obtaining best performance index of a combustion engines was one of the main priority for the constructors on the early ears of the engines inception. Initially, it was manifested by the desire to increase overall power and efficiency. Over time, these efforts have become more sophisticated and dealt with operating parameters. However the basic problem which is remains improving the process of cylinder filling with working medium [8].

Intake system plays an important role in the process of an internal combustion engine cylinder filling, therefore there is a need to express it in numerical way. By describing the phenomenon occurring within the intake systems. All approaches to express the process of cylinder filling numerically based on simplified assumption was characterized by low conformity with results of practical verification. The complexity of the equations governing the mass, energy and momentum conservation laws interfered obtaining correct computation results [7]. However, the development of numerical methods combined with the rapid progress of digital computers has enabled the approximate solution and consequently the simulation of flow in the intake systems.

### 1. Wstęp

Tłokowy silnik spalinowy jest maszyną cieplną (termodynamiczną), w której energia chemiczna paliwa jest zamieniana na energię cieplną, a ta z kolei na energię mechaniczną.

Uzyskanie jak najlepszych wskaźników pracy silnika spalinowego skupiało uwagę konstruktorów od pierwszych lat jego powstania. Początkowo wyrażało się to dążeniem do zwiększenia mocy i sprawności ogólnej silnika. W miarę upływu czasu dążenia te stały się bardziej wyrafinowane i dotyczyły większej liczby parametrów roboczych silnika. Problemami pozostały jednak nadal: poprawa napełnienia cylindra czynnikiem roboczym [8], przygotowanie ładunku i przeprowadzenie procesu spalania w sposób ekonomicznie i ekologicznie uzasadniony.

Układ dolotowy odgrywa istotną rolę w procesie napełnienia cylindra, dlatego podejmowano próby obliczeniowego ujęcia procesu napełnienia cylindra silnika spalinowego, realizowane przez opis zjawisk w układach dolotowych. Wszystkie próby obliczeniowego ujęcia procesu napełnienia silnika spalinowego opierające się na założeniach upraszczających cechowały się małą zgodnością z wynikami weryfikacji praktycznych. Uwikłany charakter równań, zasad zachowania: masy, energii i pędu, utrudniał uzyskanie poprawnych wyników obliczeń [7]. Jednak rozwój metod

The latest methods for simulation of the combustion cylinder filling process, which refers to the impact of the intake system design as well as the chemical components transformation, can be reduced to determination of the losses in the stationary flow considering the flow dynamics. This is done with the aid of the Computational Fluid Dynamics methods (CFD). CFD programs are based mostly on the Finite Element Method (FEM) [1, 12, 13, 16] or the Finite Volume Method, (FVM) [4, 5]. Suitable preparation of the grid requires compliance with the rules [1, 2, 10, 14] and some experience. Similarly, the establishment of an appropriate boundary and initial conditions and the selection of remaining parameters of the calculations [1, 2, 9, 11, 15]. Time of steady flow computation is relatively short. With the currently available hardware the computations can last for several hours in the case of the air intake into the combustion engine. The computation of unsteady flow (including full induction stroke) can last even for a dozen of days. The CFD methods based softwares are capable of determining the velocity pressure and fields generated during the flow within the intake system, and also includes the model of diffusion and kinetics in the equations of the chemical reaction of the combustion process. Furthermore, they enable to determine the flow in terms of the geometry, friction occurring at the duct walls, medium viscosity, and the heat exchange. In order to perform the computation, it is necessary to develop numerical form of the intake system, subsequently discretize the area of numerical computation using, for example, Gambit software [3]. For such elaborated data the boundary and initial conditions, and subsequently, the parameters of computation can be established. The CFD methods are relatively inexpensive, despite the cost of hardware and software. Some parameters characterizing the flow (e.g. fields of velocity and pressure pattern) can be determined with a greater accuracy than by means of measuring methods.

However, taking the rapid development of a computer hardware into account it is believed that this method will be increasingly common. Presently, there is a lot of computational software available, however the communication between them and data exchange is still rather impedimental [6]. The problem in CFD methods is the interpretation of results. The computer will "count everything", unfortunately not always considering all of the physical characteristics of the phenomenon. This requires skilful interpretation of the results. For the flow calculations FLUENT computational software was used, which is considered one of the best commercial programs available on market.

## 2. Theoretical bases of numerical calculations

The most popular numerical methods used for flow investigation are as follow:

- finite difference method FDM,
- finite volume method FVM,
- finite element method FEM.

Seeking the approximated solution is the nature of all numerical methods. While solving, a constant model is being translated into the discreet model (Fig. 1).

numerycznych połączonych z szybkim rozwojem maszyn cyfrowych umożliwił ich przybliżone rozwiązanie, a w następstwie symulację przepływu w układach dolotowych oraz procesu spalania.

Najnowsze sposoby symulacji procesów spalania, uwzględniające napełnienie cylindra oraz przemianę indukcji chemicznych, można sprowadzić do wyznaczenia strat w stacjonarnym przepływie przez układ dolotowy z uwzględnieniem dynamiki ruchu oraz reakcji chemicznych w komorze spalania metodami CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Programy CFD opierają się najczęściej na metodzie elementów skończonych MES [1, 12, 13, 16] lub na metodzie objętości skończonych MOS [4, 5]. Koniecznymi warunkami, które należy spełnić budując model numeryczny są wierne odwzorowanie geometrii obiektu na postać cyfrową oraz poprawna dyskretyzacja modelu geometrycznego.

Poprawna dyskretyzacja wymaga przestrzegania zasad [1, 2, 10, 14] i pewnego doświadczenia – podobnie jak założenie odpowiednich warunków brzegowych i początkowych oraz wybór pozostałych parametrów obliczeń [1, 2, 9, 11, 15]. Czas obliczeń numerycznych z użyciem obecnie stosowanego sprzętu komputerowego, dla przepływu stacjonarnego w układzie dolotowym powietrza silnika spalinowego, dochodzi do kilku godzin. Obliczenia niestacjonarne, z uwzględnieniem całego suwu ssania oraz procesu spalania, trwają do kilku dni. Programy bazujące na metodach CFD umożliwiają wyznaczenie pola prędkości, ciśnienia, powstających podczas przepływu czynnika oraz uwzględniają modele dyfuzji i kinetyki w równaniach reakcji chemicznych procesów spalania. Umożliwiają wyznaczenie przepływu z uwzględnieniem geometrii, tarcia o ścianki przewodu, lepkości czynnika oraz wymiany ciepła. Aby wykonać obliczenia, należy przygotować numeryczną postać geometrii układu dolotowego, następnie dokonać dyskretyzacji, np. z użyciem programu Gambit [3]. Dla tak przygotowanego dyskretnego modelu geometrii przyjmuje się warunki brzegowe i początkowe, wybiera parametry obliczeń. Metody CFD są metodami tanimi, nie licząc zakupu sprzętu i oprogramowania. Niektóre parametry charakteryzujące przepływ są dokładniej wyznaczone metodami obliczeniowymi niż metodami pomiarowymi, jak np. pole prędkości, rozkład ciśnień.

Uwzględniając szybki rozwój sprzętu komputerowego, należy sądzić, że metoda CFD będzie coraz powszechniejsza. Obecnie można znaleźć wiele programów obliczeniowych, natomiast problemem jest wymiana danych między nimi [6]. W metodach CFD problemem jest interpretacja wyników – komputer bowiem „policzy wszystko”, niestety nie zawsze zgodnie z uwzględnieniem fizycznych cech zjawiska. Wymaga to umiejętnej interpretacji wyników. Do obliczeń przepływu korzystano z systemu obliczeniowego ANSYS-FLUENT.

## 2. Podstawy teoretyczne obliczeń numerycznych

Najbardziej popularne metody numeryczne wykorzystywane w rozwiązywaniu przepływów to:

- metoda różnic skończonych MRS,
- metoda elementów skończonych MES,
- metoda objętości skończonych MOS.

The FLUENT software is based on a Finite Volume Method (FVM), therefore this method is applied for flow calculations in this work. FVM consists in the direct discretization (in the physical space) of equations which are expressing fundamentals of fluid mechanics these equations can be bequeathed as one equation of transport in the following form [1]:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV}_{\text{człon-niestacjonarny}} + \underbrace{\oint_A \rho \phi V dA}_{\text{człon-konwekcyjny}} = \underbrace{\oint_A \Gamma \nabla \phi dA}_{\text{człon-dyfuzyjny}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{człon-źródłowy}} \quad (1)$$

when:  $\phi = 1$  – equation of continuity,  $\phi = v_x$  – equation of momentum conservation for OX,  $\phi = h$  – equation of energy conservation (h-enthalpy), where: t – time,  $\rho$  – density of the fluid, V – volume, A – area,  $\Gamma$  – coefficient of diffusion, S – heat source from  $\phi$ .

The computational space is divided into finished number of control areas (2D) or volumes (3D) (Fig. 2).

Generalized transport equations are applied to each control volume. In consequence the volume is discretised, which means that the differential equations are reduced into the algebraic form:

$$\frac{(\rho \phi_p)^{t+\Delta t} - (\rho \phi_p)^t}{\Delta t} \Delta V + \sum_{\text{pow}} \rho_f \phi_f V_f A_f = \sum_{\text{pow}} \Gamma_f (\nabla \phi)_{1,f} A_f + S_\phi \Delta V \quad (2)$$

The values of the sought variables are stored in a central area of the control volume (Fig. 3).

The value of variable P can be expressed by the local values in the cells adjacent to each other (3):

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_L \phi_L + a_H \phi_H + a_P^0 \phi_P^0 + S_\phi \quad (3)$$

where:  $a_i$  represents the diffusion and convection,  $a_P^0 \phi_P^0$  represents the non-stationary elements,  $S_\phi$  represents the source element.

This equation can be reformulated (4)

$$a_P \phi_P = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + a_P^0 \phi_P^0 + S_\phi \quad (4)$$

Then a system of equations for all cells of the flow fields is created (5)

$$\left[ \begin{matrix} A \end{matrix} \right] \left\{ \begin{matrix} \phi \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} R \end{matrix} \right\} \quad (5)$$

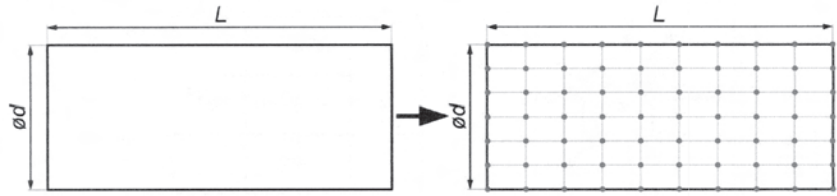


Fig. 1. Translation of a continuous model into the numerical model

Rys. 1. Zamiana modelu ciągłego na model dyskretny

Istotą wszystkich metod numerycznych jest poszukiwanie rozwiązania przybliżonego. Podczas rozwiązywania model ciągły zamieniany jest na model dyskretny (rys. 1).

System FLUENT opiera się na metodzie objętości skończonych, dlatego metodę tę stosuje się w obliczeniach przepływu w niniejszej pracy. MOS polega na bezpośredniej dyskretyzacji (w przestrzeni fizycznej) równań, które wyrażają podstawowe zasady mechaniki płynów. Równania te można zapisać jako jedno równanie transportu postaci (1) [1], gdy:  $\phi = 1$  – równanie ciągłości,  $\phi = v_x$  – równanie zachowania pędu dla OX,  $\phi = h$  – równanie zachowania energii (h-entalpia); gdzie: t – czas,  $\rho$  – gęstość płynu, V – objętość, A – powierzchnia,  $\Gamma$  – współczynniki dyfuzji, S – źródło ciepła z  $\phi$ .

Przestrzeń obliczeniową dzieli się na skończoną liczbę powierzchni kontrolnych (2D) lub objętości kontrolnych (3D) – rys. 2.

Uogólnione równanie transportu stosuje się do każdej objętości kontrolnej i dyskretyzuje, czyli sprowadza równanie różniczkowe do algebraicznego (2).

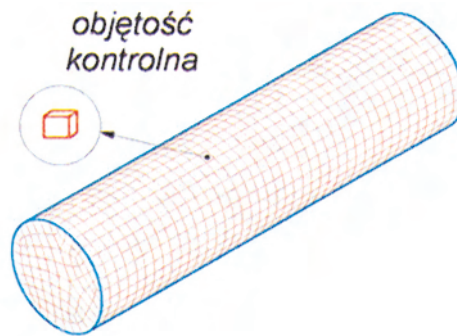


Fig. 2. Control volume of 3D mesh

Rys. 2. Objętość kontrolna siatki 3D

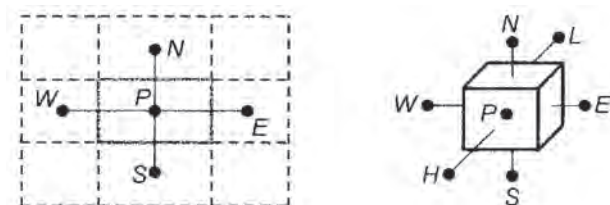


Fig. 3. Wanted values P for 2D flow a), and 3D flow b)

Rys. 3. Wartości poszukiwane P dla przepływu: a) 2D, b) 3D

This system is solved iteratively in order to satisfy the condition (6):

$$|\phi_i - \phi_{i+1}| < \varepsilon \quad (6)$$

Calculations can be carried out in two ways: Coupled or Segregated method. Here and throughout this paper the Segregated method is applied.

### 3. Numerical investigation of an engine used in heavy-duty vehicle for surface mining

A numerical tests of two CNG powered systems was conducted along with the evaluation of internal combustion processes. The first numerical test consisted in the simulation of CNG delivery into the suction manifold (Fig. 4) internal-combustion engine and the combustion process of an homogeneous mixture. The second experiment consisted



Fig. 4. Heavy duty machine with exposed engine compartment  
Rys. 4. Maszyna robocza z otwartą przestrzenią silnikową

in the numerical simulation of CNG distribution directly to the cylinder of the internal-combustion engine. In both cases the combustion chambers were located on the piston, similar in shape to the chamber originally appearing in the standard model of the compression auto ignition engine.

The aim of this study was to analyse and selection an economically viable option of CNG supply to check the possibility of implementation it in existing diesel engine.

#### 3.1. Numerical investigation of the combustion process with CNG supply into the suction manifold

In the first case, the investigation included the simulation of the fuel stream supplied by the valve mounted on the suction manifold surface opposite to the inlet passage of the

Wartości poszukiwanych zmiennych przypisywane są centrum powierzchni lub centrum objętości kontrolnej (rys. 3).

Wartość danej zmiennej  $P$  może być wyrażona przez wartości lokalne w komórkach do siebie przyległych – wzór (3), gdzie:  $a_i$  reprezentuje dyfuzję i konwekcję,  $a_p^0 \phi_p^0$  – człon niestacjonarny,  $S_p$  – człon źródłowy.

Można to zapisać wzorem (4).

Następnie jest tworzony układ równań dla wszystkich komórek dziedziny przepływu – wzór (5).

Układ ten rozwiązywany jest iteracyjnie do spełnienia warunku (6).

Obliczenia można prowadzić dwiema metodami: Coupled [3] i Segregated. W pracy korzystano z metody Segregated.

### 3. Badania numeryczne silnika maszyny roboczej górnictwa odkrywkowego

Przeprowadzono badania numeryczne dwóch systemów zasilania CNG wraz z oceną procesów spalania. Pierwszy eksperyment numeryczny polegał na symulacji doprowadzenia CNG do kolektora dolotowego niżej pokazanego silnika spalinowego (rys. 4) oraz procesu spalania mieszanki homogenicznej (podrozdz. 3.1). Drugi eksperyment polegał na symulacji numerycznej dystrybucji CNG bezpośrednio do cylindra silnika spalinowego (podrozdz. 3.2). W obydwu przypadkach użyto komór spalinowych umieszczonych w tłoku silnika spalinowego zbliżonych kształtem do oryginalnie występującej w tym modelu silnika komory o ZS.

Celem badań była analiza i wybór ekonomicznie uzasadnionego wariantu zasilania CNG do celów implementacji w istniejącym silniku spalinowym o ZS.

#### 3.1. Model numeryczny procesu spalania z doprowadzeniem CNG do kolektora dolotowego

W pierwszym przypadku badania zawężono do symulacji obrazu strumienia paliwa doprowadzanego zaworem montowanym w kolektorze dolotowym na płaszczyźnie ściany przeciwległej do kanałów dolotowych głowicy (rys. 5). Następnie przeprowadzono symulację numeryczną procesu spalania homogenicznej mieszanki, wytworzonej na skutek wymieszania substratów w przestrzeni kolektora dolotowego i kanałów głowicy.

Budowę modelu geometrycznego przeprowadzono, wykonując pomiary kolektora dolotowego, a następnie transformując geometrię do postaci numerycznej. Użyto interfejsu graficznego Gambit stanowiącego PreProcessor systemu obliczeniowego Fluent.

Przeprowadzono dyskretyzację przestrzeni obliczeniowej na skończoną ilość ok. 1 200 000 objętości. Przeważającą część objętości stanowiły elementy typu „Quad”. Kolejnym krokiem było zdefiniowanie warunków brzegowych, takich jak: panujące na wlocie do kolektora ciśnienie powietrza ( $p = 0,2$  MPa) oraz ciśnienie dostarczanego gazu ( $p = 1$  MPa). Uogólnione równanie transportu zostało aplikowane do omawianego modelu numerycznego z użyciem niejawnego algorytmu numerycznego oraz, by podczas obliczeń osiągnąć współczynnik zbieżności do rozwiązania dokład-

head (Fig. 5). Subsequently, the combustion of homogenous mixture after the substrates mixed within the suction manifold and the head passage, was numerically simulated.

Before the development of the geometrical model the suction manifold was measured. Then the dimensions were introduced into the numerical form using Gambit software graphical interface which is a PreProcessor of Fluent computational system.

Here, the computation surface was discretised into a finite number of about 1 200 000 volumes. The predominate fraction of the volume constitutes the "Quad" type of elements. Next the boundary conditions such as the pressure existing within the suction manifold ( $p = 0.2$  MPa) and the pressure of delivered gas ( $p = 1$  MPa) were determined. It was assumed that the generalize transport equation shall be applied to the discreet model with use of implicit numerical algorithm. Furthermore, it has been specified that the convergence coefficient with the accurate result (in the range of  $R = 10^{-5}$ ) shall be reached through numerical analysis. Finally, the initial conditions had been determined, the results of numerical analysis were applied. The numerical test reached satisfactory convergence after 1700 iterations. The results were displayed (in Fig. 6).

The volumetric fraction in the mixture (Fig. 6) characterises the heterogeneity of the substrate fraction in charge feeding the fourth cylinder. The field with 100% of methane fraction occupies 60% of the suction manifold head cross-section area and starts from 525 mm of manifold length. Between from 530 mm to 560 mm methane concentrations decreases to 45% of volumetric fraction.

Analysing the results of numerical studies, it appears that location of the gas valve on the wall of the suction manifold from the opposite side of heads intake passage is not appropriate. The air flowing in the suction manifold has momentum great enough to change the direction of methane velocity vectors (even despite the difference in the order of magnitude between pressure of oxidizer and fuel). The effect of described above phenomenon is negative, partial (about 60% of the area) feeding the cylinder with gas fuel (to which the fuel was dedicated). The remaining amount of fuel travels in the direction of air flow supplying subsequent cylinders. The consequence design, negative variations in mixture

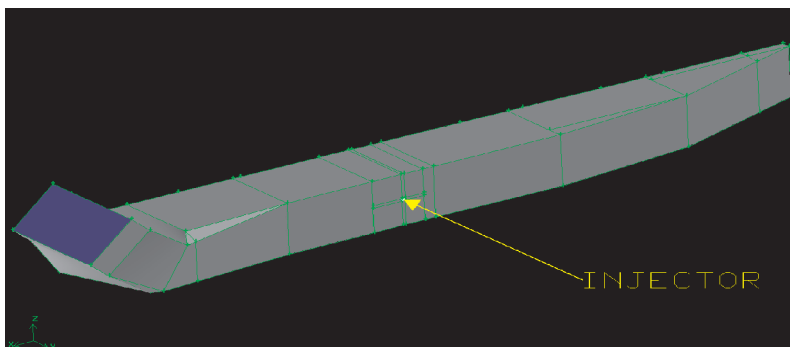


Fig. 5. Suction manifold  
Rys. 5. Kolektor dolotowy

nego na poziomie ( $R = 10^{-5}$ ), przyjęto jeden z warunków brzegowych (ciśnienie dostarczanego gazu) jako warunek początkowy. Przeprowadzono obliczenia, które zakończono po wykonaniu 1700 kroków obliczeniowych. Następnie edytowano wyniki.

Objętościowy udział frakcji w mieszaninie (rys. 6) cechuje się niejednorodnością udziału substratów w ładunku zasilającym czwarty cylinder. Pole o 100-procentowym udziale metanu zajmuje około 60% powierzchni przekroju poprzecznego kanału dolotowego głowicy i rozpoczyna się od 525 mm długości kolektora, natomiast na długości kolektora od 530 mm do 560 mm objętościowe stężenie metanu spada do wartości 45%.

Podsumowując, należy stwierdzić, że umiejscowienie zaworu gazowego w ścianie kolektora dolotowego po przeciwnej stronie kanału dolotowego głowicy nie jest właściwe; powietrze płynące w kolektorze dolotowym ma na tyle duży pęd, iż zmienia zwrot wektorów prędkości dozowanego metanu (pomimo innych o rząd wartości ciśnienia, między utleniaczem a paliwem). Efektem wyżej opisanego zjawiska jest częściowe (około 60% pola powierzchni) zasilanie paliwem gazowym cylindra (do którego paliwo było przeznaczone). Pozostała ilość paliwa przemieszcza

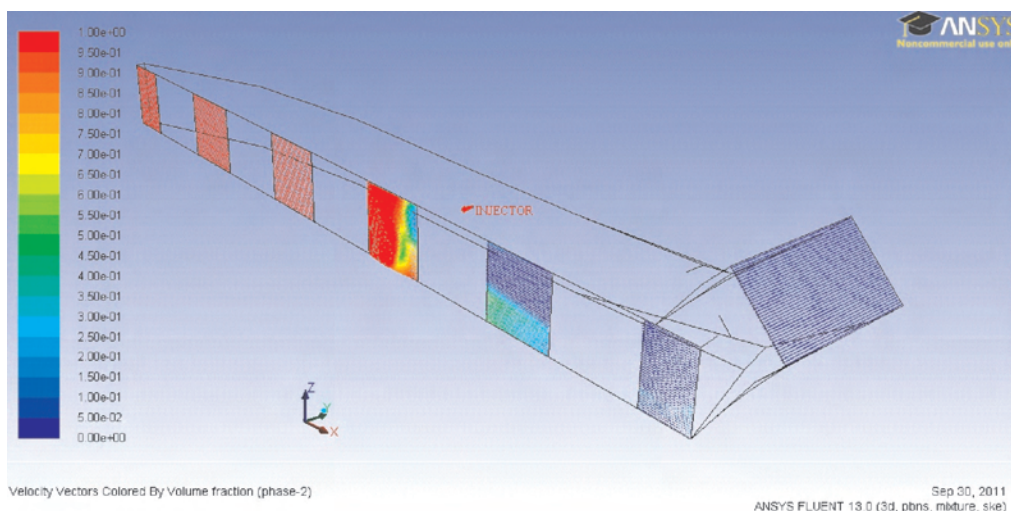


Fig. 6. Vectorial field of velocity with the volumetric fraction on the planes of engine's head ducts  
Rys. 6. Wektorowe pole prędkości z objętościowym udziałem frakcji na płaszczyznach kanałów głowicy silnika

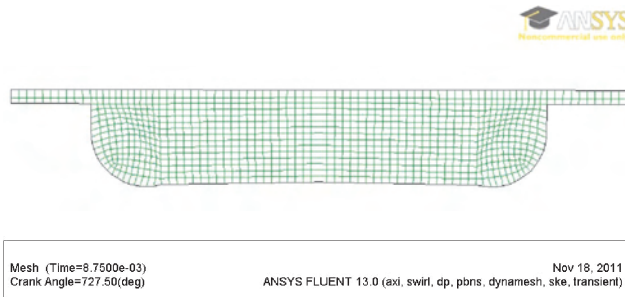


Fig. 7. Discretised geometrical model of the combustion chamber  
 Rys. 7. Dyskretny model geometryczny komory spalania

composition delivered into individual cylinder occurs. The numerical value of results obtained for the charge intake into the third cylinder was transferred as the initial condition for the combustion model.

The geometry and the discretised model of the combustion chamber was developed on the basis of the data distributed by ANSYS company. The analysis was conducted in non-stationary mode for engine with working period covering 70° of crankshaft rotation. Calculation is considered as engaged at 20° of crankshaft rotation before BDC (in Fluent software assumed as 700° of crankshaft rotation). The test was considered as complete at 50° of crankshaft rotation after TDC (in Fluent software assumed as 770° of crankshaft rotation). Computation was conducted at 2000 rpm.

Figure 7 shows a discretised geometrical model of a combustion chamber at the piston location of 7.5° crankshaft rotation after TDC. This model was discretized with quadrangular elements with a slip layer due to non-stationary model in which a dynamically adjustable discretised space was employed.

Figure 8 shows the fields of chemical components changing during combustion. Here, the red colour indicates

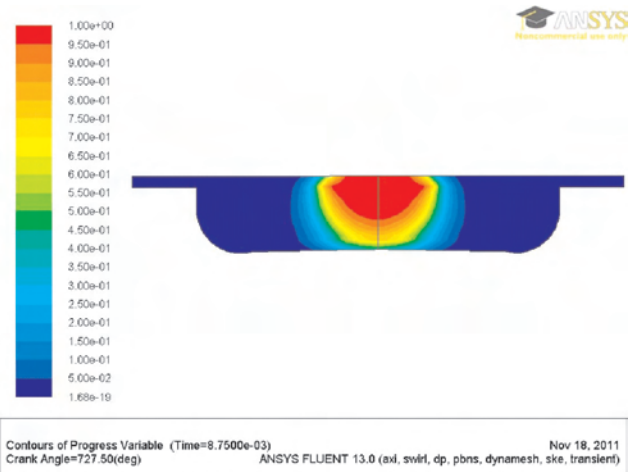


Fig. 8. The field of variables during the process  
 Rys. 8. Pole zmiennych podczas procesu

się zgodnie z kierunkiem przepływu powietrza, zasilając kolejne cylindry. Przy tak rozwiązanej zasilaniu następuje negatywne zróżnicowanie w składzie mieszanki poszczególnych cylindrów.

Liczbowe wartości wyników badań dołotu ładunku do trzeciego cylindra przeniesiono jako warunki początkowe do modelu spalania.

Do budowy geometrii i modelu dyskretnego komory użyto materiałów dystrybuowanych przez firmę Ansys. Obliczenia przeprowadzono w trybie niestacjonarnym dla okresu pracy silnika obejmującego 70° OWK, rozpoczynając obliczenia 20° OWK przed GMP (w programie Fluent przyjęte jako 700° OWK) i kończąc obliczenia 50° po GMP (w programie Fluent przyjęte jako 770° OWK). Obliczenia prowadzono dla prędkości obrotowej wału korbowego 2000 obr/min.

Na rysunku 7 pokazano dyskretny model geometryczny przedstawiający komorę spalania przy położeniu tłoka 7,5° OWK po GMP. Do dyskretyzacji modelu geometrycznego użyto elementów czworokątnych z warstwami poślizgu ze względu na niestacjonarny model, w którym wykorzystano dynamicznie dostosowujący się obszar dyskretny.

Na rysunku 8 przedstawiono pole udziałów indywidualnych chemicznych zmiennych podczas procesu spalania, gdzie kolorem czerwonym oznaczone są wartości maksymalne odpowiadające za produkty, natomiast kolorem niebieskim oznaczone są pola wypełnione przez substraty w danej chwili niebiorące udziału w procesie spalania.

Na rysunku 9 przedstawiono pole wartości ciśnienia, gdzie wartości maksymalne 2,45 MPa występują w bezpośrednim kontakcie ze ścianką cylindra, natomiast wartości minimalne 2,44 MPa występują w osi cylindra. Gradienty wartości ciśnienia w przekroju wzdłużnym cylindra nie są znaczące.

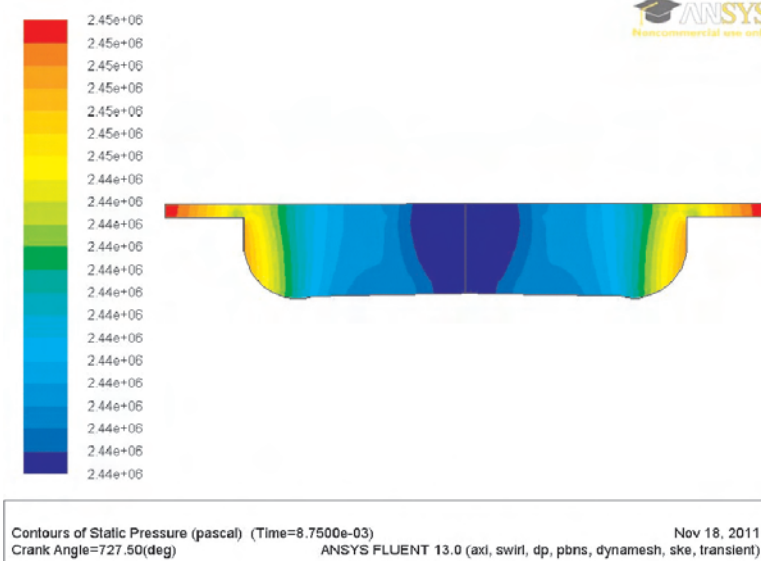


Fig. 9. The fields of pressures within the combustion chamber  
 Rys. 9. Pole wartości ciśnienia w komorze spalania

the maximal value responsible for products, whereas the blue colour indicates the fields inflated with substrates participating at the moment in the combustion process.

Figure 8 shows the fields of changes during combustion. Here, the red colour indicates the maximum values responsible for realized process, whereas the blue colour indicates the fields inflated with substrates participating at the moment at combustion.

Figure 9 shows the fields of pressure where highest pressure (i.e. 2.45 MPa) occurs in the immediate vicinity of the cylinder wall. The lowest pressure (i.e. 2.4 MPa) occurs around the axis of the cylinder. Gradient of pressure values on the longitudinal section of the cylinder is not exhibited in this figure.

Figure 10 shows the fields of temperatures within the combustion chamber where the highest temperature of 2370 K occurs around the cylinder axis and propagates cylindrically with the flame propagation within the combustion zone. The lowest temperature (i.e. 737 K) occurs in the space between the flame and wall of the cylinder. The gradients of temperature are indicated in this figure. The highest temperature is approximately three times greater than the lowest temperature.

### 3.2. Numerical investigation of the combustion process with CNG supply into the combustion chamber

Figure 11 shows the discreet geometrical model resembling 30° fragment of the combustion chamber at 5° of crankshaft rotation after TDC. The geometrical model was discretized with quadrangular and triangular elements with a slip layer due to non-stationary model where a dynamically adjustable discreet space was applied. The surface located around the axis of one of twelve CNG injectors is indicated with red color inside the geometrical model.

Figure 12 shows the field of methane mass concentration fraction within the combustion chamber during the fuel injection. Here, the highest concentrations occur at

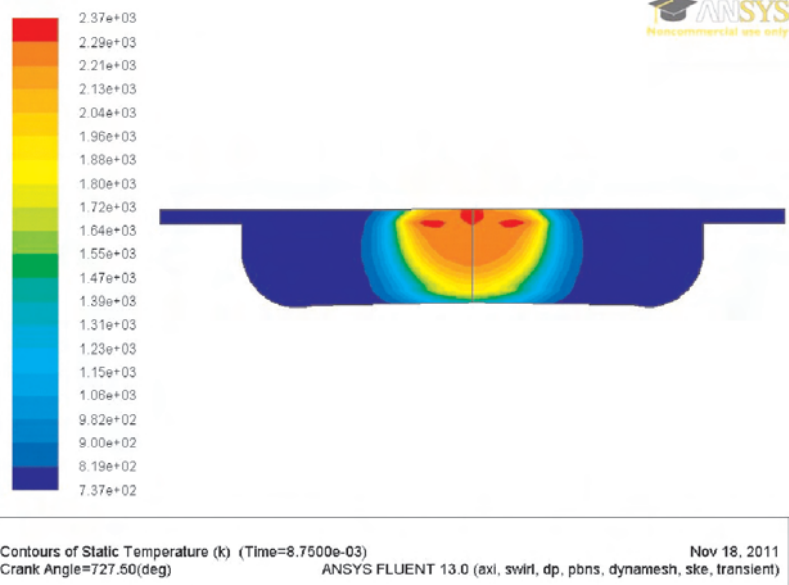


Fig. 10. The fields of temperatures within the combustion chamber

Rys. 10. Pole wartości temperatury w komorze spalania

Na rysunku 10 przedstawiono pole wartości temperatury, gdzie wartości maksymalne 2370 K występują w osi cylindra i rozchodzą się promieniowo zgodnie z propagacją płomienia w strefie spalania, natomiast wartości minimalne 737 K występują w przestrzeni od płomienia do bezpośredniego kontaktu ze ścianką cylindra. Gradient wartości temperatur jest znaczny, wartość temperatury maksymalnej jest około trzy razy większa od temperatury minimalnej.

### 3.2. Model numeryczny procesu spalania z bezpośrednim doprowadzeniem CNG do komory spalania

Na rysunku 11 przedstawiono zdyskretyzowany model geometryczny odwierciedlający 30-stopniowy fragment komory spalania przy położeniu tłoka 5° OWK po GMP. Do dyskretyzacji modelu geometrycznego użyto elementów czworokątnych i trójkątnych z warstwami poślizgu ze względu na niestacjonarny model, w którym wykorzystano dynamicznie dostosowujący się obszar dyskretny. W środku

modelu numerycznego kolorem czarnym zaznaczono powierzchnię przechodzącą przez oś jednego z dwunastu otworków wtryskiwacza CNG.

Na rysunku 12 przedstawiono pole stężenia masowego frakcji metanu w komorze spalania podczas procesu dawkowania paliwa. Maksymalne stężenie występuje u wylotu z rozpylacza, a następnie w kontakcie z atmosferą komory spalania wypełnioną powietrzem do-

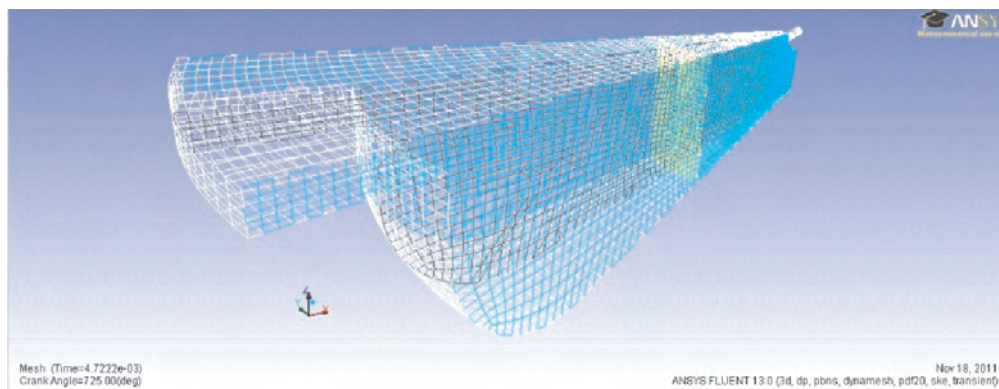


Fig. 11. Discreet geometrical model of the combustion chamber with the injector

Rys. 11. Dyskretny model geometryczny komory spalania z wtryskiwaczem

the outlet of the discharge jet. Subsequently the air-fuel mixture impoverishes as a consequence of entering the combustion chamber filled with air. It should be noticed that the area of enriched contents of methane creates a shape resembling a water drop.

Figure 13 shows the field of temperature, here the highest value (i.e. 2030 K) occurs when the fuel contacts with an oxidiser. Beyond this point the temperature decreases to the lowest value (i.e. 719 K). The gradient of temperature values is indicated and the highest temperature is approximately three times greater than the lowest temperature.

#### 4. Conclusion

Summarizing the results of numerical tests in both cases performed for 70° of crankshaft rotation it can be concluded that the constructional proposition of direct CNG supply to the combustion chamber is characterized by a greater mechanical load induced by the emergence of greater pressure fields in comparison to the solution where CNG is supplied into the suction manifold. After examining thermal loads occurring in both cases it had been found that greater values of the highest temperature occurs in the case of supplying CNG directly into the combustion chamber. Furthermore, this case shows greater temperature gradients, whereas feeding the combustion chamber with the unified air-fuel mixture in the case of slightly lower temperatures but are slightly lower remain unchanged and with lower gradients. It can be fairly stated that the case with direct CNG supply into the suction manifold entails greater heat load. Although the engine to which the CNG system was applied is turbocharged the heat load can be decreased by delivering

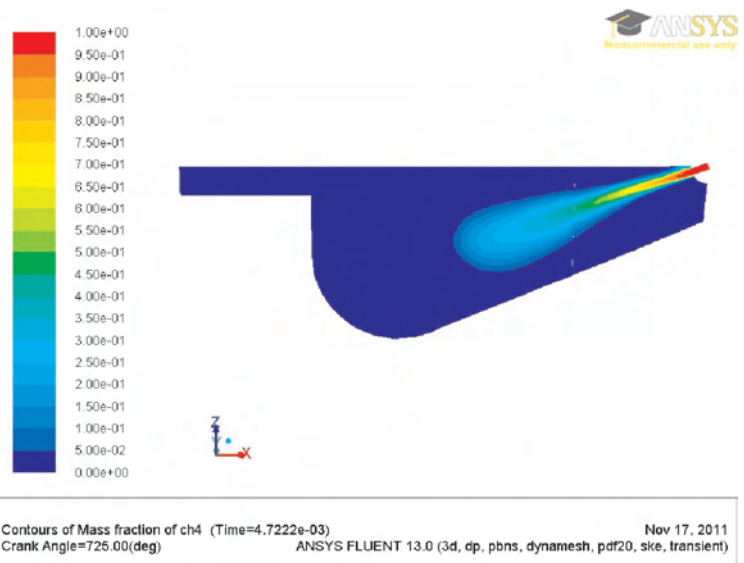


Fig. 12. The diagram of methane phase fraction during combustion within the combustion chamber

Rys. 12. Wykres udziału fazowego metanu w komorze podczas procesu spalania

chodzi do zubożenia mieszanki paliwowo-powietrznej. Należy zauważyć, iż obszar wzbogaconej zawartości metanu przyjmuje kształt zbliżony do kropli wody.

Na rysunku 13 przedstawiono pole wartości temperatury, gdzie wartości maksymalne 2030 K występują na powierzchni kontaktu paliwa z utleniaczem, następnie wartość temperatury spada do najniższego poziomu około 719 K. Gradient temperatury jest znaczny, wartość temperatury maksymalnej jest prawie trzykrotnie większa od wartości temperatury minimalnej.

#### 4. Wnioski

Podsumowując wyniki badań numerycznych prowadzonych w obu przypadkach dla 70° OWK, można stwierdzić, iż rozwiązanie konstrukcyjne z bezpośrednim doprowadzeniem CNG do komory spalania cechuje się większym obciążeniem mechanicznym wywołanym powstaniem pola ciśnienia o większej wartości w stosunku do rozwiązania z doprowadzeniem CNG do kolektora dolotowego. Po przeanalizowaniu obciążeń cieplnych występujących w obu przypadkach stwierdzono natomiast większe wartości maksymalne temperatury w sytuacji dawkowania CNG bezpośrednio do komory spalania. Również w tym przypadku stwierdzono większe gradienty temperatury, podczas gdy komora spalania zasilana ujednocioną mieszanką paliwowo-powietrzną wykazuje nieco niższe wartości temperatury, ale utrzymujące się przez znacznie dłuższy okres i o niższych gradientach. Przypadek z doprowadzeniem CNG do kolektora dolotowego wykazuje jednak większe obciążenia cieplne. Wprowadzenie silnika, do którego aplikowano instalacje CNG jest turbodoładowany,

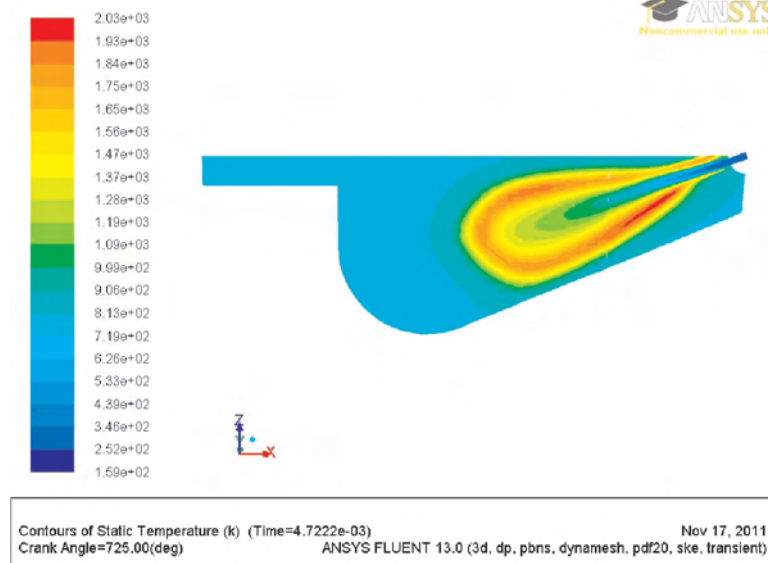


Fig. 13. The diagram of distribution of temperature during the combustion within the combustion chamber

Rys. 13. Wykres pola temperatury w komorze podczas procesu spalania

greater amount of air. This however, can be only done with the appropriated of valve covering adjustment.

On the basis of the results provided by the numerical investigation of both CNG supply cases, it is clear that the economically viable solution is the indirect CNG supply. However, it requires further comparative simulation of the diesel oil injection to which the engine was constructed.

Numerical investigation with the use of CFD method for determination of the alternative fuels applicability in existing engines or engines under construction gains greater popularity due to low costs and they constantly increasing accuracy.

a na drodze zwiększania ilości doprowadzanego powietrza można zmniejszyć obciążenia cieplne, jednak pod warunkiem odpowiedniego dostosowania przekrycia zaworów.

Przy obecnym stanie wiedzy dostarczonej przez badania numeryczne obu sposobów zasilania CNG, ekonomicznie uzasadnione wydaje się rozwiązanie z pośrednim doprowadzeniem CNG, jednak do podjęcia ostatecznej decyzji konieczna jest symulacja porównawcza wtrysku oleju napędowego, do zasilania którym dany silnik był konstrukcyjnie przewidziany.

Badania numeryczne z użyciem metod CFD do określania możliwości zastosowania paliw alternatywnych w istniejących lub konstruowanych silnikach spalinowych mają coraz większe zastosowanie ze względu na niskie koszty oraz coraz większą dokładność.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Ansys.inc., ANSYS Fluent 6.3 Theory Guide 2011.
- [2] Atkins W.S.: Consultants and Members of the NSC, Best Practice Guidelines for Marine Applications of Computational Fluid Dynamics, Sirehna, HSVA, FLOWTECH, VTT, Imperial College of Science & Technology, Germanischer Lloyd, Astilleros Espanoles, <http://pronet.wsatkins.co.uk/marnet/>
- [3] Fluent Inc., Fluent 6.1 User's Guide, 2011.
- [4] Gryboś R.: Podstawy mechaniki płynów, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
- [5] Johnson R.: Fluid Dynamice, CRC Press LLC, Floryda 1998.
- [6] Khodorovsky A.: Experience in Using Various CAD Systems for Hull Lines Design. Problems of CAD System Integration into Current Design Technology, 14th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design HYDRONAV 2001, Szczecin – Miedzyzdroje, September, 27–29, 2001.
- [7] Mysłowski J.: Doładowanie bezsprężarkowe silników z zapłonem samoczynnym. WNT, Warszawa 1995.
- [8] Mysłowski J.: Doładowanie silników. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [9] Oertel Jr. H., Laurien E.: Numerische Stromungsmechanik, Springer-Verlag, Berlin 1995.
- [10] Olsen N.: Computational Fluid Dynamics in Hydraulic and Sedimentation Engineering, The Norwegian University of Science and Technology, Trondheim 1999.
- [11] Peyreat R., Taylor T.: Computational Methods for Fluid Flow, Springer-Verlag, New York 1983.
- [12] Rusiński E., Czmochoowski J., Smolnicki T.: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [13] Rusiński E.: Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
- [14] Thompson J., Warsi Z., Mastin C.: Numerical Grid Generation Fundamentals and Applications, Elsevier Science Publishing Co., Inc., New York 1985.
- [15] Wilcox D.: Turbulence Modeling for CFD, KNI, Inc., Anaheim 2002.
- [16] Zienkiewicz O.: Metoda elementów skończonych, Arkady, Warszawa 1972.

Ryszard Michałowski Eng. – Head of the Wałbrzych Gasworks, PGNiG Group.

*mgr inż. Ryszard Michałowski – Dyrektor Gazowni Wałbrzyskiej, PGNiG SA, Dolnośląski Oddział Obrotu Gazem we Wrocławiu.*

*e-mail: [gazownia.walbrzych@pgnig.pl](mailto:gazownia.walbrzych@pgnig.pl)*



Krzysztof Miksiewicz, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanics and Machine Construction Wrocław University of Technology.

*dr inż. Krzysztof Miksiewicz – adiunkt w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej.*

*e-mail: [krzysztof.miksiewicz@pwr.wroc.pl](mailto:krzysztof.miksiewicz@pwr.wroc.pl)*



Marcin Tkaczyk, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanics and Machine Construction Wrocław University of Technology.

*dr inż. Marcin Tkaczyk – adiunkt w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej.*

*e-mail: [marcin.tkaczyk@pwr.wroc.pl](mailto:marcin.tkaczyk@pwr.wroc.pl)*



## DPF regeneration with high sulfur fuel

During the first decade of Diesel particle filter development and deployment in cars, trucks, buses and underground sites, DPF regeneration methods were engineered to be compatible with the then prevalent high sulfur content in the fuel > 2000 ppm. The mainly used methods were burners, electrical heaters, replaceable filters and non-precious metal fuel additives. Low sulfur Diesel fuel became only available from 1996 in Sweden, 1998 in Switzerland, and after 2000 everywhere in Europe. Thus, the deployment of precious metal catalytic converters was feasible both as original equipment and retrofitting of in-use engines. The so-called CRT particle filters using PGM-catalysis for providing NO<sub>2</sub> for low temperature regeneration became very successful wherever ULSD was available. However, in many applications, e.g. off-road and in the construction industry, Diesel engines continued to run on high sulfur fuel and in many emerging countries, even on-road Diesel fuel still contains between 1000 and 2000 ppm sulfur. These countries suffer very much from air pollution through increasing Diesel particle emissions and the high impact of black carbon particles on human health as well as on the global warming is worrying. Hence, the necessity for modern particle filters which are compatible with high sulfur content of the fuel. In the context of Chinese megalopolis, this paper reports investigation of a fuel which is typical for China (containing > 1000 ppm sulfur) and compares results with European standard Diesel fuel. The test objects were two modern SiC particle filters, which were regenerated using different iron-based FBC. The combustion attributes of the soot were investigated by TGA and their EC/OC composition was examined. The results indicate that at the given test conditions the fuel sulfur does not significantly change the filters' physical and chemical properties. Neither the filter particle loading process nor the filter regeneration is noticeably different for the high sulfur test fuel compared to the ultra-low sulfur European fuel. Therefore VERT-verified iron-based FBC-type DPF can be used in countries where ULSD is not yet available.

Key words: diesel particulate filter regeneration, high sulfur fuel

### Regeneracja filtra DPF dla paliw o dużej zawartości siarki

W pierwszym dziesięcioleciu istnienia filtrów cząstek stałych w silnikach o zapłonie samoczynnym samochodów osobowych, ciężarowych i innych pojazdów, regeneracja filtra była realizowana przy uwzględnieniu zawartości siarki w paliwie powyżej 2000 ppm. Główne metody regeneracji polegały na wypalaniu, elektrycznym podgrzewaniu, wymianie filtrów i dodawaniu do paliwa metali nieszlachetnych. Olej napędowy o małej zawartości siarki był dostępny w Szwecji od 1996 roku, w Szwajcarii od 1998 roku, a od roku 2000 w całej Europie. Zastosowanie metali szlachetnych jako katalizatorów było możliwe zarówno przy oryginalnym wyposażeniu, jak i przy filtrze wymiennym dla eksploatowanych silników. Filtry CRT do niskotemperaturowej regeneracji, wykorzystujące NO<sub>2</sub> (dostarczany za pomocą katalizatorów PGM) były dobrym rozwiązaniem dla wszystkich zastosowań ULSD. Jednak w wielu zastosowaniach silników o zapłonie samoczynnym, np. pozadrogowych, nadal stosowane jest paliwo o dużej zawartości siarki. Również w wielu krajach rozwijających się do zastosowań drogowych wykorzystywane jest paliwo o zawartości siarki 1000–2000 ppm. Niepokojące jest, że w krajach tych występuje duże zanieczyszczenie powietrza wynikające ze zwiększenia emisji cząstek stałych z silników o zapłonie samoczynnym, co źle wpływa na zdrowie ludzi oraz zwiększenie efektu cieplarnianego. Wynika stąd konieczność stosowania filtrów cząstek stałych, które będą dobrze działały w sytuacji stosowania paliwa charakteryzującego się dużą zawartością siarki. W artykule zamieszczono wyniki badań dotyczące oleju napędowego wykorzystywanego w Chinach, o zawartości siarki powyżej 1000 ppm i porównano je z wynikami uzyskanymi dla standardowego paliwa stosowanego w Europie. Badania wykonano na dwóch nowoczesnych filtrach cząstek stałych typu SiC, których regeneracja była przeprowadzona przy użyciu różnych FBC bazujących na żelazie. Parametry spalania sadzy badano metodą TGA i określono jej skład EC oraz OC. Uzyskane wyniki wskazują, że w pewnych warunkach zawartość siarki w paliwie nie wpływa na właściwości chemiczne i fizyczne filtrów cząstek stałych. Zauważono, że proces gromadzenia cząstek w filtrze oraz proces regeneracji różnią się w zależności od zawartości siarki w paliwie.

Słowa kluczowe: regeneracja filtra cząstek stałych, paliwo o dużej zawartości siarki

### 1. Introduction

Before 1990, HDV Diesel fuel in most countries contained 2000 ppm sulfur. DPF compatible with high sulfur content fuel were developed beginning 1980. These developments were documented at the annual SAE Sessions

### 1. Wprowadzenie

Przed rokiem 1990 olej napędowy stosowany do silników pojazdów HDV w większości krajów miał zawartość siarki 2000 ppm. Filtr cząstek stałych dla silników zasilanych takim paliwem został opracowany na początku lat

on "Diesel Particulate Emission Control" [1] from 1982 onwards. Wall flow DPFs of this development period time were already very effective. The DPF deployment however, was limited to the retrofitting of in-use engines of public transport buses, subsequently construction machines and at underground sites. New engines proved to be able to fulfill the legal PM mass-based emission limits of this period without a DPF and for this reason the DPF did not become yet a standard element of the OEM engine emission control technology at this time.

Low-sulfur fuels first became available from 1996 in Sweden. The main reason was the environmental impact on the Swedish lakes and forests due to  $\text{SO}_2$  emission and sulfate formation, the so-called acid-rain formation. In other European countries and Switzerland the sulfur content fell stepwise from 2000 ppm to 500 ppm, to 350 ppm, to 50 ppm and then in 2002 to 10 ppm.

This was the result of the Auto Oil Programs 1 and 2, mainly driven by two arguments: first, that the sulfur in the fuel was the major factor influencing particle formation. However, this holds only true when the overall particle mass PM is collected at low temperatures, irrespective of particle size and substance and also capturing the sulfate condensate plus bound water [2]. The solid content in this particle mass PM, consisting of insoluble ultrafine carcinogenic particles is independent of sulfur. The sulfate mass on the other side plus the bound water indeed constitute the volatile phase. The Worldwide Fuel Charter [4] confirmed that fact. Today including condensates in the PM-measurement is regarded to be a measuring artefact, resulting in far too low filter efficiencies [3] and misleading the emission technology development. This distinction between high toxic solid and low toxic volatile however, was only recognized later and reflected in the European Directive EURO 6 [5] after the PMP instrumentation was implemented.

The second strong argument, which finally was decisive, was that high sulfur content in the fuel impeded the performance of precious metal catalysts. Low sulfur fuel cleared the way after 2000. It also triggered the introduction of  $\text{NO}_2$  regenerating particle filter concepts like the Johnson Matthey CRT system and the Engelhard DPX system. The DPF retrofit market using these systems steadily grew, especially for public transportation. The inherent drawback of this concept was increased  $\text{NO}_2$ -emission which was underestimated and contributing to today's high  $\text{NO}_2$  levels in street canyons having intense traffics [6]. Other filter systems using burner regeneration, base metal catalysis and fuel borne catalysts FBC were less successful because of higher complexity, lower performance or higher cost.

ULSD fuel also permitted the use of Diesel oxidation catalytic converters. Pt-based DOC became a standard component in European LD Diesel engines, permitting EGR for  $\text{NO}_x$  curtailment while diminishing CO and HC. Here, too, the increasing  $\text{NO}_2$  emission was not limited. Grouping the oxides of nitrogen  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$  and  $\text{N}_2\text{O}$  which are very different with respect to their physics and chemistry as well as to toxic effects to human, non-weighed into a single

osiemdziesiątych minionego wieku. Rozwój tych filtrów był prezentowany w 1982 roku na corocznie organizowanej przez SAE sesji "Diesel Particulate Emission Control" [1]. Zastosowanie filtrów cząstek było ograniczone głównie do eksploatowanych autobusów komunikacji miejskiej, maszyn budowlanych i maszyn pracujących pod ziemią. W tamtym czasie nowe silniki spełniały limity emisji cząstek stałych bez konieczności zastosowania filtrów cząstek stałych, dlatego nie stały się one standardowym wyposażeniem nowo produkowanych silników.

Paliwo o małej zawartości siarki po raz pierwszy było dostępne w Szwecji w 1996 roku. Głównym powodem zmniejszenia zawartości siarki było negatywne oddziaływanie dwutlenku siarki na przyrodę oraz występowanie tzw. kwaśnych deszczy. W krajach Unii Europejskiej oraz Szwajcarii zawartości siarki zmniejszono stopniowo od 2000 ppm do 500 ppm, 350 ppm, 50 ppm, a następnie w 2002 r. do 10 ppm. Był to efekt programów Auto Oil 1 i 2 wprowadzonych głównie z dwóch powodów. Pierwszy dotyczył wpływu siarki na emisję cząstek stałych. Jednak ten powód jest zasadny tylko wtedy, gdy cząstki stałe są gromadzone w niskiej temperaturze, bez uwzględnienia ich wielkości i składu oraz skondensowanych siarczanów i wody [2]. Zawartość frakcji stałej w cząstce stałej składa się z małych nierozpuszczalnych oraz rakotwórczych cząstek i nie zawiera siarki. Siarczany i woda stanowią fazę lotną. Fakt ten jest potwierdzony w Światowej Karcie Paliw [4]. Obecnie uwzględnienie kondensatów w cząstce stałej podczas pomiarów jest uważane za błąd pomiaru, wynikający z właściwości filtrów [3] i wpływa niekorzystnie na rozwój metod pomiarów emisji. Rozróżnienie między dużą toksycznością frakcji stałej a małą frakcji lotnej uznano później, co znalazło odzwierciedlenie w dyrektywie Euro 6, w której został wprowadzony PMP [5].

Drugim powód, który był decydujący, to negatywne oddziaływanie siarki na metale szlachetne stosowane jako katalizatory. Paliwo o małej zawartości siarki stosowano od 2000 roku. To umożliwiło wprowadzenie regeneracji filtra z wykorzystaniem  $\text{NO}_2$ . Na przykład wykorzystywane to było przez filtry CRT firmy Johnson Matthey i system DPX firmy Engelhard. Rynek wymiany filtrów rozwijał się szczególnie dla pojazdów komunikacji publicznej. Wadą tej metody jest zwiększenie emisji  $\text{NO}_2$ , a to przyczynia się do zwiększenia stężenia tego związku, głównie w obszarach miejskich o dużym natężeniu ruchu [6]. Systemy regeneracji filtrów przez wypalanie, opierające się na katalizatorach metali szlachetnych FBC, nie stały się powszechne ze względu na duży stopień skomplikowania, wysokie koszty i małą sprawność.

Zastosowanie paliwa ULSD umożliwia także wykorzystanie utleniających reaktorów katalitycznych. Reaktory z katalizatorami z grupy platynowców stały się standardowym wyposażeniem silników o zapłonie samoczynnym pojazdów kategorii LD. Pozwoliło to na zastosowanie EGR-u w celu zmniejszenia  $\text{NO}_x$ , przy jednoczesnym zmniejszeniu emisji CO i HC. Klasyfikowanie tlenków azotu na  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$  i  $\text{N}_2\text{O}$ , które różnią się właściwościami fizycznymi i chemicznymi

“NO<sub>x</sub>”-emission standard has blinded authority observance of emitted levels of NO<sub>2</sub> – in contrast to occupational health where this grouping was never accepted and consequently Pt-based DOC were banned in some countries from being used in mines.

The influence of the fuel sulfur on the Pt-based catalysts is well documented [7]. With the presence of sulfur and oxygen the catalytic converter favors the conversion of SO<sub>2</sub> → SO<sub>3</sub>. This tenaciously inhibits other oxidation reactions, especially the reaction NO → NO<sub>2</sub>, so that the CRT reaction finally ceases at low exhaust-gas temperatures. On the other hand, when ULSD is used the reaction NO → NO<sub>2</sub> is favored.

Introduction of low sulfur fuel however, remained limited. Many developing and emerging countries still use fuels with > 1000 ppm S. Even most modern industrialized countries use this high-S cheaper fuel for construction machines, non-road and stationary engines, and locomotives. Fuels in ocean shipping have even higher S concentrations up to 4%. Hence, emission control has been delayed in these sectors.

Nevertheless in most countries, the off-road sector contributes as much to PM as the on-road sector, because off-road emission regulation has lagged behind on-road. Consequently, the use of particle filters would be much more cost effective for off-road application.

Particle filter technology for high polluting off-road engines, burning high sulfur fuels, was therefore studied to define best available retrofit-technology for these applications. Target areas of immediate interest are underground workplaces worldwide and construction machines in France, UK, Italy, China and other countries.

As a result of these considerations all systems using precious metal catalysts and catalytic combustion had to be excluded from these high sulfur fuel applications. Burner systems, base metal coatings and fuel borne catalysts were selected as promising candidates. This study started with the investigation of two FBC systems, both based on iron.

## 2. Test engine, lubrication oil and test setup

Table 1 summarizes the data of the test engine and Fig. 1 shows the measuring set-up.

This construction engine has been repeatedly investigated during the VERT project. Several SAE papers report prior investigations on this engine [8, 9]. All its attributes are well known and documented. In this study, the usual exhaust-gas instrumentation was enhanced with nanoparticle analysis. This comprises a SMPS system with subsequent CPC. The sampling is PMP compliant [10], i.e. the exhaust-gas sample is heated to 300 °C and diluted approx. 1:100. Hence, only solid particles are counted.

Table 1 summarizes the data of the test engine and Fig. 1 shows the measuring set-up.

## 3. Tested fuels

The original Chinese fuel could not be exported from China to the Swiss engine lab. Hence the Chinese fuel was analyzed (1223 ppm S) and Shell formulated a similar fuel, which was used in the tests reported here (1369 ppm S).

oraz toksycznym oddziaływaniem na zdrowie człowieka, nie jest rozróżniane w pomiarach NO<sub>x</sub>. Normy emisyjne nie wyróżniają emisji NO<sub>2</sub>, w przeciwieństwie do norm medycyny pracy, w których reaktory DOC z katalizatorami z grupy platynowców zostały zabronione.

Wpływ siarki na katalizatory z grupy platynowców jest dobrze opisany w publikacji [7]. W obecności siarki i tlenu reaktor katalityczny sprzyja konwersji SO<sub>2</sub> → SO<sub>3</sub>. Wpływa to korzystnie na ograniczenie utleniania innych związków, szczególnie NO → NO<sub>2</sub>. W związku z tym reakcje w układzie CRT zanikają przy niskiej temperaturze spalin. W sytuacji zastosowania paliwa ULSD reakcje utleniania NO → NO<sub>2</sub> zachodzą z większą intensywnością.

Stosowanie paliwa o małej zawartości siarki nadal jest ograniczone w niektórych krajach rozwijających się, w których nadal stosowany jest olej napędowy o zawartości siarki powyżej 1000 ppm. Również w niektórych krajach wysoko rozwiniętych stosuje się paliwo o dużej zawartości siarki jako tańsze rozwiązanie, np. do silników maszyn budowlanych i innych zastosowań pozadrogowych. W transporcie morskim stosuje się paliwa o zawartości siarki nawet powyżej 4%, co wpływa na opóźnienie działań zmierzających do kontroli emisji w tym sektorze w porównaniu z innymi środkami transportu.

W większości krajów pojazdy o zastosowaniach pozadrogowych znacząco przyczyniają się do zwiększenia emisji cząstek stałych. Wynika to głównie z tego, że limity emisji dla tych pojazdów są bardziej liberalne. Dlatego wtedy w celu poprawy wskaźników ekologicznych jest zasadne stosowanie filtrów.

Jednym z elementów modernizacji silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych zasilanych paliwem o dużej zawartości siarki jest zastosowanie filtrów obniżających zawartość cząstek stałych – dla tych pojazdów emisja tego związku jest znaczna. Filtry cząstek stałych jako części wymienne znalazły zastosowanie w odniesieniu do maszyn pracujących pod ziemią oraz maszyn budowlanych w takich krajach, jak: Francja, Wielka Brytania, Włochy, Chiny i inne.

W wyniku przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że nie powinno się stosować rozwiązań opartych na katalizie z wykorzystaniem metali szlachetnych w przypadku paliwa zawierającego duże ilości siarki. Jako obiecujące rozwiązanie wybrano system wypalania opierający się na reaktorze katalitycznym z warstwą metali. W artykule przedstawiono rozważania na temat dwóch systemów FBC bazujących na żelazie.

## 2. Silnik i stanowisko badawcze

Podstawowe dane techniczne badanego silnika spalowego zamieszczono w tabeli 1, a na rysunku 1 przedstawiono schemat stanowiska badawczego. Silnik użyty do badań był już wielokrotnie badany w ramach projektu VERT, co opisano w kilku artykułach SAE [8, 9]. Aparatura wykorzystana w pomiarach została wzbogacona o urządzenia umożliwiające analizę nanocząstek. W badaniach wykorzystano system SMPS oraz CPC. Pobór próbek spalin był zgodny z PMP [10], czyli próbka spalin była podgrzana do temperatury 300 °C

Table 1. Test engine Liebherr D934 S  
Tabela 1. Dane silnika Liebherr D934 S

Manufacturer/producent	Liebherr
Type/typ	D934S
Cylinder volume/objętość skokowa	6.36 dm <sup>3</sup>
Rated speed/maks. prędkość obrotowa	2000 rpm/obr/min
Rated power/maks. moc	105 kW
Max. torque/maks. moment	680 Nm
Model/liczba i układ cylindrów	4 cylinder in-line/rzędowy
Combustion process/rodzaj wtrysku paliwa	Direct injection/bezpośredni do komory spalania
Injection pump/pompa wtryskowa	Bosch unit pump
Supercharging/doladowanie	TC / IC/turbodoladowanie
Emission control/norma emisji	none
Design year/rok produkcji	2005
Application/zastosowanie	Construction machines/maszyny budowlane

The comparison shows that the Chinese Diesel fuel is very similar to the European, except for the sulfur content, and is not contaminated with more organic or inorganic components.

#### 4. Tested particle filters

Both tested filter systems are VERT certified [11]. The most important data are collected in Table 2.

#### 5. Analytical methods

##### 5.1. Granularity analysis

The size classification of the solid soot particles was determined using the SMPS procedure (Scanning Mobility Particle Sizer) [12]. The particle classification and particle counting was done after heating the gas sample to a tempera-

Table 2. Tested particle filter systems  
Tabela 2. Badane filtry cząstek stałych

Manufacturer/producent		Dinex A/S	Pirelli Eco Technology S.p.A.
Material/material		SiC	SiC
Porosity/porowość	[%]	45	42
Pore size/wielkość por	[µm]	15	20
Cell number/liczba cel	[CPSI]	150	180
Wall thickness/grubość ścianek	[mm]	0.7	0.43
Space velocity/prędkość przepływowa	[s <sup>-1</sup> ]	30.2	22.8
Regeneration/regeneracja		FBC passive	FBC active
Manufacturer of FBC/producent		Innospec	Pirelli Eco Technology
Specification/specyfikacja		Satacen ® 4	CAM-FBC active
FBC content max./zawartość FBC		20 mg Fe/kg fuel/kg paliwa	20 mg Fe/kg fuel/kg paliwa

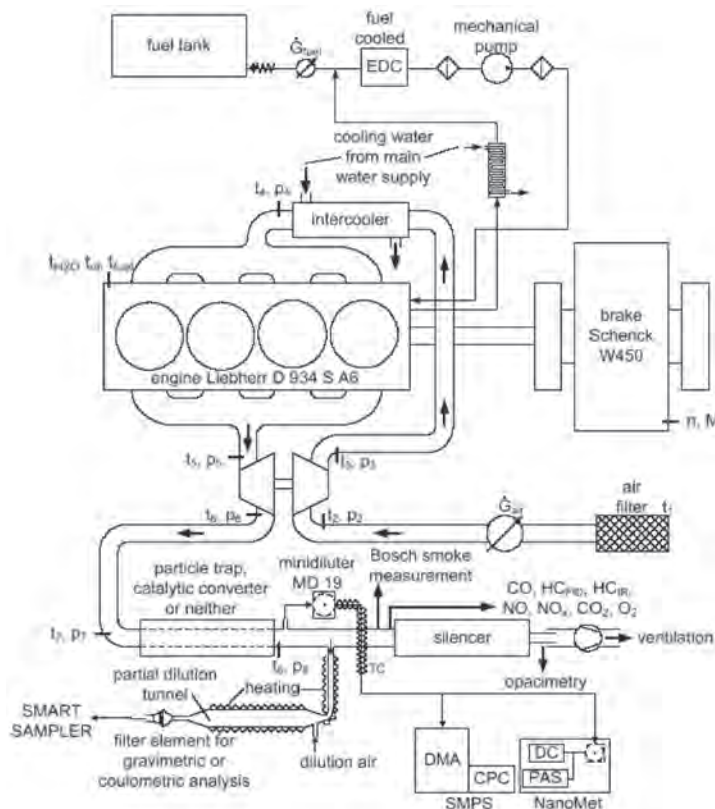


Fig. 1. Test setup

Rys. 1. Stanowisko badawcze

i rozcieńczona, przy czym współczynnik rozcieńczenia wynosił 1:100. Z tego względu podczas pomiaru analizowana była tylko frakcja nierozpuszczalna.

#### 3. Badane paliwa

Oryginalne paliwo stosowane w Chinach nie może być importowane do Szwajcarii, dlatego firma Shell przygotowała specjalne paliwo przeznaczone do badań, którego zawartość siarki wynosiła 1369 ppm (olej napędowy w Chinach ma 1223 ppm siarki). Inne parametry oleju napędowego stosowanego w Chinach, poza zawartością siarki, są bardzo podobne do parametrów oleju stosowanego w Europie, nie zawierają większej ilości składników organicznych i nieorganicznych.

#### 4. Badane filtry

Oba systemy filtracyjne mają certyfikaty VERT [11], ich podstawowe dane zamieszczono w tabeli 2.

#### 5. Metodyka badań

##### 5.1. Analiza wielkości cząstek

Pomiar wielkości sadzy cząstek stałych został wykonany metodą SMPS [12]. Pomiar wielkości oraz liczby cząstek wykonano po uprzednim podgrzaniu próbki do temperatury 300 °C i rozcieńczaniu jej w proporcji ok. 1:100

ture of 300 °C and diluting approx. 1:100 (PMP compliant [10]). Thus only solid particles entered the instrumentation. The size classification is in very narrow bands, between 10 – 500 nm in 60 size classes. The defined particle size corresponds to the particle mobility diameter and is therefore representative for diffusion processes. This classification corresponds to deposition in the human respiratory system and penetration through the alveolar membrane [13]. The particle number concentration is quantified in a condensation core counter using the individual counting mode. The SMPS instrumentation from TSI with DMA 3081 and CPC 3772 were used.

### 5.2. Thermogravimetric analysis (TGA)

Soot was sampled at an average temperature of 320 °C, diluted by the SmartSampler tunnel and thereby cooled to a temperature of 25 – 30 °C at which temperature it was deposited on a quartz fiber filter for the thermogravimetric analysis.

The thermo-gravimetric procedure is well known and documented [14]. This investigation used the STA 409 CD instrument from Netzsch and a quadrupole mass spectrometer Aëolos, also from Netzsch, Germany. The measurements were done in pure oxygen atmosphere at a heating rate of 20 °C/min. in the temperature range of 40 °C – 800 °C. The mass spectrometer was used to detect online the emission of the following substances: H<sub>2</sub>O, CO, CO<sub>2</sub>, SO, SO<sub>2</sub>.

### 5.3. EC/OC analysis

The separation of the intercepted soot (again sampled on a quartz fiber filter) in elemental carbon EC and organic carbon OC indicates the character of the soot. It is an essential metric of the combustibility. Pure elemental carbon requires substantially higher combustion temperatures than a mixture with high organic content. The analysis was done using both the classical Coulometry (according to the German Standard VDI 2465) and also the NIOSH method 5040 [15]. The distinction EC/OC is also important in this investigation because in occupational health the Diesel particle emissions are usually evaluated according to its EC content [16].

## 6. Results

### 6.1. Results of the engine tests

#### Comparison at steady-state point 1400 rpm and 340 N·m

At this medium load point, the engine is measured with respect to all limited emissions and thermodynamic data as usual. The main results are summarized in Table 3.

(zgodnie z zaleceniami PMP) [10]. Z tego względu w badaniach była brana pod uwagę tylko faza nierozpuszczalna. Pomiar wielkości odbywał się w wąskim zakresie między 10 – 500 nm, z podziałem na 60 przedziałów klas wielkości. Zdefiniowana wielkość cząstek odpowiada wielkości mobilnych cząstek poruszających się w powietrzu. Zastosowana klasyfikacja jest dobrana do wielkości cząstek osadzających się w układzie oddechowym człowieka i przenikających przez błony pęcherzyków płucnych [13]. Liczba cząstek stałych została określona za pomocą urządzenia SMPS firmy TSI z DMA 3081 i CPC 3772.

### 5.2. Analiza termogravimetryczna (TGA)

Próbka sadzy była pobierana w temperaturze 320 °C i rozcieńczana w Smart Samplerze, co spowodowało jej schłodzenie do temperatury 25 – 30 °C. Dzięki temu sadza osadzała się na filtrze z włókna kwarcowego i w ten sposób przygotowana została do analizy termogravimetrycznej. Metoda ta jest znana i była już opisywana w pracy [14]. Do badań wykorzystano system STA 409 CD oraz spektrometr masowy Aeolos niemieckiej firmy Netzsch. Pomiar wykonano w atmosferze czystego tlenu, a szybkość podgrzewania wynosiła 20 °C/min w zakresie temperatur 40 – 800 °C. Spektrometr masowy był używany do pomiaru następujących związków: H<sub>2</sub>O, CO, CO<sub>2</sub>, SO i SO<sub>2</sub>.

### 5.3. Analiza EC/OC

Wydzielenie z sadzy (zebranej na filtrze z włókna kwarcowego) EC i OC umożliwia określenie jej właściwości – możliwe jest wyznaczenie miary jej palności. Czysty węgiel wymaga znacznie wyższej temperatury spalania niż jego mieszanina z dużą zawartością składników organicznych. Analiza została przeprowadzona przy użyciu klasycznej kulometrii (zgodnie z niemiecką normą VDI 2465), a także metody NIOSH 5040 [15]. W przeprowadzonych badaniach ważne było również rozróżnienie EC/OC, ponieważ w aspekcie oddziaływania na zdrowie człowieka cząstki stałe są zwykle oceniane w zależności od zawartości EC [16].

## 6. Wyniki badań

### 6.1. Wyniki badań silnikowych

#### Porównanie wyników badań dla punktu pracy silnika 1400 obr/min i 340 N·m

Dla tego punktu obciążenia silnika zmierzono emisję związków toksycznych i parametry termodynamiczne; wyniki tych pomiarów zamieszczono w tabeli 3.

Najpierw dokonano pomiaru emisji gazów wylotowych w warunkach ustalonych z pominięciem cząstek stałych. Na

Table 3. Limited emissions CO, HC, NO<sub>x</sub> and fuel consumption steady state. PM in the loading cycle

Tabela 3. Wyniki badań emisji związków toksycznych spalin, CO, HC, NO<sub>x</sub> i zużycie paliwa uzyskane w badaniach stacjonarnych

Fuel/rodzaj paliwa	CO	HC	NO <sub>x</sub>	Fuel consumption/ zużycie paliwa	PM
	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/filter]
ULSD	0.62	0.25	6.79	227.4	2.2
HSD	0.69	0.24	7.49	227.9	2.17
ULSD + FBC	0.65	0.26	6.82	230.3	2.6
HSD + FBC	0.65	0.26	7.28	229.0	2.41

With the exception of PM, the emissions are measured at steady state as legally prescribed. The data are reported, as usual, energy specific in [g/kWh] terms. PM [g/kWh] could not be determined in these tests, because particle samples had to be collected for subsequent TGA- and EC/OC-analysis. The reported PM [g/filter] data correspond to the loading cycle (as described in Fig. 4). There is no significant disparity in the Table 3 gaseous emissions and in the fuel consumption. The particle mass PM is higher for the tests with iron additive, as expected.

#### Particle size analysis in the raw gas (without DPF)

Figures 2 and 3 summarize size analysis with all 4 fuels at the operating point at 1400 rpm and 340 N·m.

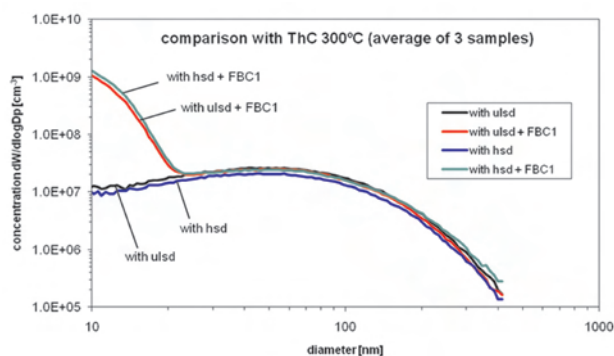


Fig. 2. Size distribution comparing the 4 fuel variants with gas sample pre-heating to 300 °C, as per PMP [10]

Rys. 2. Rozkład wielkości cząstek stałych dla 4 badanych paliw, próbka spalin podgrzewana do 300 °C zgodnie z PMP [10]

The size distribution reveals almost no difference for the 4 fuel variants. The iron additive causes the expected increase of particle count in the range 10 – 25 nm. These are ultra fine iron oxide clusters formed after combustion of the metal organic additive substances. These very fine particles result in a large specific surface that promotes catalytic effects during the filter regeneration. VERT certified DPF systems very efficiently intercept these fine FBC oxide particles as they remove all solid particles including metal oxide particles from engine wear and lubrication oil by over 99% to an extent that they are usually not detectable in the size spectrum after the DPF [8]. The filtration attributes of these two VERT-certified DPF are well documented. Hence, size measurements were not done after the DPF.

The measurements were repeated with sample heating to only 100 °C.

This investigation was done to observe the condensate formation. 100 °C is far below the condensation point of sulfuric acid vapors. Sulfur contained in exhaust-gas, at temperatures below 300 °C, usually generates a distinct bimodal size distribution with exceptionally high peaks. This investigation surprisingly found no condensate in the cool sample. With Pt-catalysis, sulfates would be formed according to the processes:  $\text{SO}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightarrow \text{SO}_3$  and with the water present in the exhaust:  $\text{SO}_2 + 8\text{H}_2\text{O} + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{SO}_4 + 7\text{H}_2\text{O}$ , which explains the high contribution to PM

podstawie otrzymanych pomiarów wyznaczano emisję jednostkową wyrażoną w g/kWh. Następnie pobrano próbki do analizy TGA i EC/OC. Badania cząstek stałych wykonano w teście charakteryzującym się zmienną prędkością obrotową silnika i obciążeniem. Z zaprezentowanych w tabeli 3 danych wynika, że nie ma istotnych różnic w uzyskanych wynikach badań. Zgodnie z oczekiwaniami uzyskano większą emisję dla paliwa z dodatkiem żelaza.

#### Analiza wielkości cząstek stałych w surowych spalinach (bez DPF)

Rysunki 2 i 3 zawierają podsumowanie analizy wielkości cząstek dla 4 paliw i punktu pracy silnika 1400 obr/min i 340 N·m. W czterech przebadanych wariantach paliwa nie

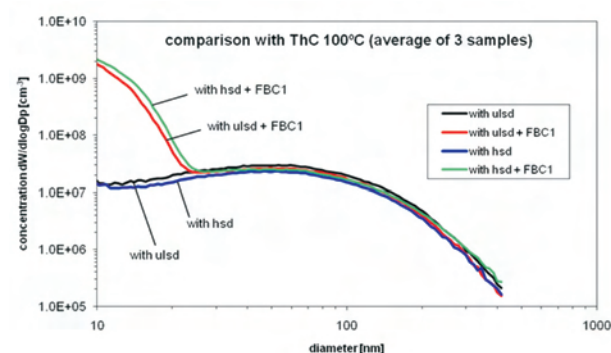


Fig. 3. Size distribution comparing the 4 fuel variants with the gas sample pre-heated to only 100 °C in order to provoke sulfuric condensates

Rys. 3. Rozkład wielkości cząstek stałych dla 4 badanych paliw, próbka spalin podgrzewana do 100 °C w celu wymuszenia kondensacji siarczanów

odnotowano istotnych różnic w pomiarze wielkości cząstek stałych. Dodatek żelaza powoduje spodziewany wzrost ich liczby w zakresie 10 – 25 nm. W przedziale tym występują bardzo małe aglomeraty tlenków żelaza, które powstają po spalaniu dodatku organicznego zawierającego metal. Te cząstki mają dużą powierzchnię, co jest korzystne dla procesu katalitycznego podczas regeneracji filtra. Certyfikowane przez VERT systemy DPF z dużą skutecznością przechwytyują zarówno małe cząstki, jak i cząstki zawierające tlenki metali pochodzące ze zużycia silnika i oleju smarującego. Skuteczność ich działania wynosi ponad 99%, dzięki czemu za DPF nie są wykrywane żadne zanieczyszczenia stałe [8]. Parametry filtracji tych dwóch systemów mających certyfikat VERT są zbadane i opisane, przez to pomiary wielkości cząstek za DPF nie były wykonywane.

Badania powtórzono dla próbki spalin podgrzanej do temperatury 100 °C. Badanie wykonano w celu analizy formowania kondensatu. Temperatura 100 °C jest znacznie mniejsza od temperatury punktu kondensacji par kwasu siarkowego. Siarka w spalinach w temperaturze poniżej 300 °C zazwyczaj generuje odrębny bimodalny rozkład z wyjątkowo dużymi „pikami”. W wynikach przeprowadzonych pomiarów nie stwierdzono kondensatu w chłodnych spalinach. W efekcie katalizy Pt siarczany zostały utworzone w procesie:  $\text{SO}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightarrow \text{SO}_3$  i w obecności wody w spalinach:  $\text{SO}_2 +$

mass. Apparently the exhaust-gas did not contain  $\text{SO}_3$  and hence sulfuric acid was not formed. The sulfur in the fuel was obviously completely converted to  $\text{SO}_2$  and passed the system as gas, without forming sulfates.

#### Filter loading and regeneration

The filters became soot-loaded in a dynamic cycle as illustrated in Figure 4. Soot was generated in rapid acceleration cycles from idling until full load, thus avoiding the temperature rising to values at which the FBC doped fuel would trigger filter regeneration. The aim was to attain the highest possible filter loading to subsequently test the regeneration response.

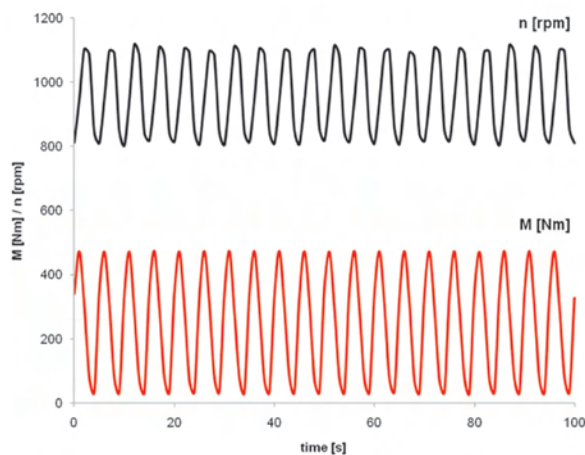


Fig. 4. Filter loading cycle

Rys. 4. Przebieg testu podczas zapelniania filtra

The exhaust backpressure rise, during filter loading, was not uniform for all fuels. This can be explained as follows: the test started with a new filter, which after regeneration still had some residual soot load. The second loading cycle thus has a distinctly different character and cannot be compared with the first. This will be further investigated at a later stage of this investigation.

#### Regeneration response

The filter loaded with soot in the described cycle, was regenerated according to the Swiss standard test protocol SN 277 206 [17]. This test was only performed for the two FBC doped fuels. The results are shown in Fig. 5 and Fig. 6.

The regeneration begins below  $340^\circ\text{C}$  exhaust-gas temperature. The load is increased every 20 minutes until full load. Plotted are the temperatures T7 before DPF and T8 after DPF, torque, pressure loss across the filter  $\Delta p_7$  and the particle emission in the CPC count.

The results (for two different DPF, two different additives but both iron-based and both 20 ppm dosage) show that, already at the first operating point, the back-pressure decreased despite increasing soot load and increasing volume throughput. Already at this  $340^\circ\text{C}$  temperature, the balance-point is passed. Increasing the temperature steepens the regeneration gradient until termination of the test after running 20 minutes at full load. The regeneration is obviously

$8\text{H}_2\text{O} + \frac{1}{2}\text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{SO}_4 + 7\text{H}_2\text{O}$ , co tłumaczy ich duży udział w masie PM. Pozornie spaliny nie zawierają  $\text{SO}_3$ , a więc nie powstał kwas siarkowy. Siarka z paliwa była całkowicie przekształcona w  $\text{SO}_2$  i została przetransportowana do układu jako gaz, bez formowania siarczanów.

#### Zapelnianie filtra i jego regeneracja

Nagromadzenie sadzy w filtrach odbywało się w teście dynamicznym przedstawionym na rysunku 4. Sadza została wygenerowana w wyniku zmian obciążenia i prędkości obrotowej od biegu jałowego do pełnego obciążenia. Pozwoliło to uniknąć wzrostu temperatury, dla której dodatek FBC do paliwa mógł spowodować regenerację filtra. Celem testu było uzyskanie możliwie największego zapelnienia filtra, aby później można było zbadać proces regeneracji filtra.

Wzrost przeciwności spalin podczas obciążania filtra nie był jednakowy dla wszystkich badanych paliw. Może to wynikać z tego, że badania rozpoczęto dla nowego filtra i po regeneracji pewna ilość sadzy pozostała w nim – ponowne zapelnianie filtra miało już inny charakter. Problem ten będzie przedmiotem kolejnych badań.

#### Regeneracja filtra

Regeneracja filtra odbywała się zgodnie ze szwajcarską procedurą SN 277 206 [17]. Test ten był wykonywany tylko dla dwóch dodatków FBC. Wyniki przedstawiono na rysunkach 5 i 6.

Regeneracja filtra zaczynała się dla temperatury spalin poniżej  $340^\circ\text{C}$ . Obciążenie zwiększano co 20 minut do wartości maksymalnej. Podczas badań rejestrowano: zmiany temperatur T7 przed DPF i T8 za DPF, moment obrotowy, spadek ciśnienia w filtrze  $\Delta p_7$  i emisję cząstek wyznaczoną za pomocą CPC.

Na podstawie uzyskanych wyników badań (dla dwóch różnych filtrów DPF, dwóch różnych dodatków – obu na bazie żelaza i obu w stężeniu 20 ppm) stwierdzono, że już w pierwszym punkcie pracy silnika przeciwność zmniejszyła się mimo zwiększenia ilości sadzy. Dla temperatury  $340^\circ\text{C}$  przekroczonego punktu równowagi (przecięcie linii na wykresach). Zwiększenie temperatury wywołało nagle zwiększenie nachylenia linii reprezentującej regenerację, do zakończenia testu po 20 minutach pełnego obciążenia. Regeneracja oczywiście nie była jeszcze zakończona, co jest widoczne na wykresie. Tak więc następny test rozpoczął się dla innych warunków początkowych. Mimo tej niedoskonałości procedury badawczej nie zaobserwowano znaczących różnic dla dwóch różnych paliw.

Różnica dwóch wykresów CPC jest zastanawiająca: dla filtra Dinex wartości są w zakresie 102 cząstek na cc, natomiast dla filtra Pirelli w zakresie 105. Wyniki te powinny być porównane z wynikami dla surowych spalin (rys. 2), które są w zakresie 107. To znaczy, że gdy dla filtra Dinex uzyskano skuteczność filtracji  $> 99,99\%$  w tym teście, to dla filtra Pirelli skuteczność ta wynosi "tylko"  $99\%$ . Różnica ta może wynikać z wielkości porów i grubości ścianek, a także z nieco innej grubości warstwy sadzy. Należy podkreślić, że certyfikat VERT filtrów gwarantuje filtrację najdrobniejszych cząstek stałych do poziomu  $> 99\%$ , nawet podczas regeneracji.

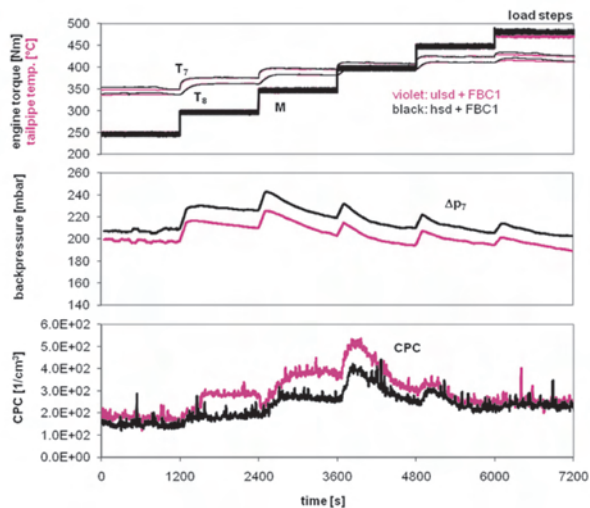


Fig. 5. Regeneration of the Dinex filter. ULSD and HSD, both with FBC  
 Rys. 5. Przebieg regeneracji filtra Dinex dla silnika zasilanego paliwami: ULSD i HSD, oba z FBC

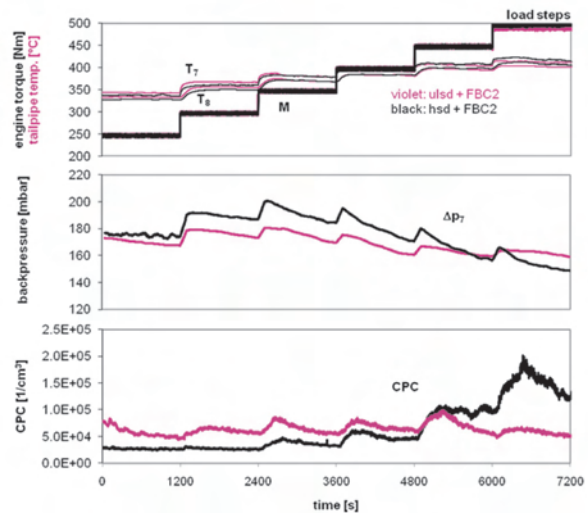


Fig. 6. Regeneration of the Pirelli filter. ULSD and HSD, both with FBC  
 Rys. 6. Przebieg regeneracji filtra Pirelli dla silnika zasilanego paliwami: ULSD i HSD, oba z FBC

not yet complete, as evident in the gradients. Hence, the next test starts with slightly different initial conditions. Despite this imperfection of the test procedure, there is almost no evident difference between the two fuels.

The difference of the two CPC plots seems somehow striking: whereas the Dinex is in the range of 102 particles per cc, Pirelli is in the range of 105. This should be compared to the raw emission (see Fig. 2) which is in the range of 107. In other words: while Dinex shows filtration efficiencies of > 99.99% in this test the Pirelli filter "only" shows 99%. The difference in pore size and wall thickness may contribute to this difference but also slightly different soot layer thickness could explain most of it. It should be emphasized here that these VERT-certified filters keep filtration of solid ultrafine particles to a level of > 99% even during regeneration.

### 6.2. Thermogravimetric analysis

The entire investigation comprised four fuel variants. Figure 7 with thermo-gravimetric data, coupled with simultaneous MS-detection of volatile combustion products (H<sub>2</sub>O, CO, CO<sub>2</sub>, SO, SO<sub>2</sub>) only compares ULSD to HSD, both with FBC. The grey line pertains to data for ULSD. The black line pertains to data for HSD, which is the test fuel having

### 6.2. Analiza termogravimetryczna

Badania obejmowały cztery różne warianty paliwa. Na rysunku 7 przedstawiono dane z analizy termogravimetrycznej oraz wyniki pomiarów lotnych produktów spalania (H<sub>2</sub>O, CO, CO<sub>2</sub>, SO, SO<sub>2</sub>). Zestawienie dotyczy tylko dwóch paliw ULSD (szara linia) i HSD (czarna linia), oba z FBC. W funkcji zmian temperatury przedstawiano następujące dane: zmiany masy, prąd jonowy, parę wodną, CO, CO<sub>2</sub>, SO, SO<sub>2</sub>.

Rejestrowane prądy jonowe analizowanych związków lotnych są proporcjonalne do rozkładu objętości produktów w spalinach TG. Na rysunku 7 przedstawiono rozkład związków siarki dla pomiarów wykonanych z dużą rozdzielczością.

Otrzymane wyniki są podobne dla paliw o dużej i małej zawartości siarki. Podobieństwo to dotyczy pary wodnej w spalinach oraz początkowej fazy wysuszenia w temperaturze powyżej 100 °C. O zapoczątkowaniu wypalania sadzy świadczy także zwiększenie ilości CO i CO<sub>2</sub> w spalinach. Interesujące są zmiany zawartości SO i SO<sub>2</sub>. Emisja tych związków jest wyjątkowo mała w całym zakresie temperatur, także podczas wypalania sadzy. Należy zauważyć, że spala-

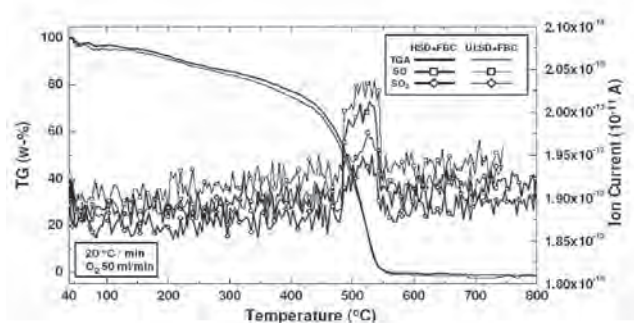
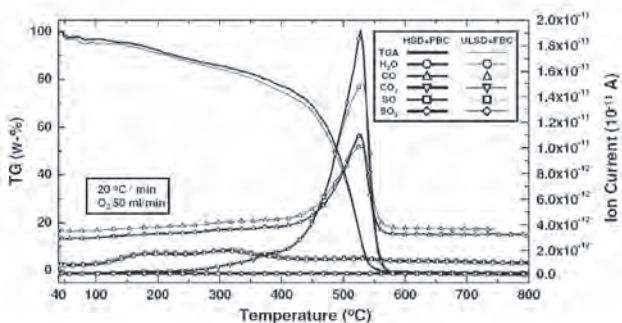


Fig. 7. Comparison of the TG-MS data recorded for ULSD and HSD; both with 20 ppm iron additive  
 Rys. 7. Porównanie sygnału TG-MS dla paliw ULSD i HSD, oba z dodatkiem żelaza 20 ppm

high sulfur content. Charted as a function of the increasing temperature are: mass loss and ion current, water vapor, CO, CO<sub>2</sub>, SO, SO<sub>2</sub>.

Ion-currents recorded for the observed volatile decomposition products are proportional to the volume portion of the decomposition product in the TG exhaust. The lower figure shows the sulfur decomposition products at a higher resolution.

The response is surprisingly similar for the low-sulfur and the high-sulfur fuel. The similarity prevails for the emission of water vapor and the first drying phase, at temperatures above 100 °C, and also for the initiation of soot combustion evidenced by spikes of CO and CO<sub>2</sub>. Very remarkable is the response of gaseous sulfur emissions SO and SO<sub>2</sub>. These emissions are exceptionally low, in the entire temperature range, including the gradual increase during soot combustion. Noteworthy is that combustion of the high sulfur fuel soot does not produce more SO and SO<sub>2</sub> emissions. This investigation thus confirms that the high sulfur content does not proportionally deposit on the soot, but obviously exits the system as gaseous SO<sub>2</sub>.

Figure 8 is another interesting comparison. It shows the thermo-gravimetric analysis for the effects of the fuel additive on the regeneration.

Evidently, the FBC triggers the start of regeneration at about 340 °C, which is 160 K below the temperature the soot is starting to burn without FBC support and thereby enables faster and more complete filter regeneration, which however, is not visible in this diagram.

### 6.3. EC/OC

During filter loading, samples are collected on quartz filters. These samples are analyzed using the Coulometry procedure VDI 2465 as well as the NIOSH procedure [15]. Table 4 summarizes the results.

The data listed for OC and EC are the absolute mass per filter sample. This mass naturally differs from case to case. These absolute values are therefore not mutually comparable. Instead, the ratio of elemental carbon EC to total carbon TC = EC + OC is compared for both measurement procedures. Despite the inevitable measurement variability, the results are very uniform. Hence, there is no identifiable disparity between the fuel variants. The HSD data tends to a slightly lower EC/TC ratio, but the differences are rather

nie sady z silnika zasilanego paliwem o dużej zawartości siarki nie spowodowało zwiększenia emisji SO i SO<sub>2</sub>. Zatem wykonane badania potwierdzają, że duża zawartość siarki nie powoduje proporcjonalnego jej osadzania na sadzy, ale jest emitowana jako gazowe SO<sub>2</sub>.

Na rysunku 8 przedstawiono porównanie dotyczące termogravimetrycznej regeneracji dla dodatków paliwowych. Z analizy rysunku wynika, że FBC powoduje rozpoczęcie regeneracji przy temperaturze około 340 °C, czyli 160 K poniżej temperatury zapłonu sadzy. Dzięki temu możliwa jest szybsza i pełniejsza regeneracja filtra.

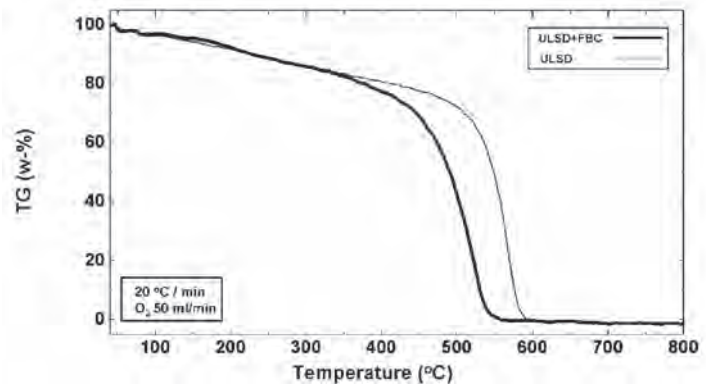


Fig. 8. TGA analysis for the ULSD fuel with and without iron FBC

Rys. 8. Analiza TGA dla paliwa ULSD z i bez FBC na bazie żelaza

### 6.3. EC/OC

Podczas napełniania filtra próbki są pobierane na filtrze kwarcowym. Analiza dokonywana jest przy użyciu kulometrii, zgodnie z procedurą VDI 2465 oraz NIOSH [15]. Zestawienie wyników przedstawiono w tabeli 4.

Zestawione dane dla OC i EC odnoszą się do mas całkowitych próbek na filtrze. Ponieważ masy te są różne dla każdego z przebadanych wariantów, nie można ich porównywać bezwzględnie. Zamiast tego porównano stosunek części EC węgla do całkowitego węgla TC = EC + OC dla obu procedur pomiarowych. Mimo nieuniknionych rozrzutów pomiarów, wyniki są bardzo podobne. Utrudnia to jednoznaczne określenie różnic dla badanych paliw. Wydaje się, że paliwo HSC ma nieco mniejszy stosunek EC/TC, jednak otrzymane różnice są nieduże.

Table 4. EC/OC analysis of soot samples from filter loading test

Tabela 4. Analiza EC/OC próbki sadzy pobranej z filtra

[µg/filter]	Coulometry VDI 2465/kulometria		
	OC	EC	EC/TC
ULSD	212	1838	89.7%
HSD	236	1750	88.1%
ULSD + FBC	307	2193	87.7%
HSD + FBC	279	1893	87.1%
Blind value	44	26	–

[µg /filter]	NIOSH 5040		
	OC	EC	EC/TC
ULSD	205	1905	90.3%
HSD	238	1849	88.6%
ULSD + FBC	409	2157	84.1%
HSD + FBC	317	1882	82.5%
Blind value	50	4	–

insignificant.

## 7. Conclusion

This investigation compared 2 DPF-systems using iron based FBC-regeneration with European Diesel fuel (sulfur content < 10 ppm) and high sulfur test fuel (sulfur content 1369 ppm) as it is typically used in China. No significant differences were found in the limited emissions CO, HC, NO<sub>x</sub> and PM, the EC/OC ratio of the soot, in the characteristics of residual soot combustion (TGA) and the regeneration response. Evidently, the FBC iron-oxide enables that the sulfur (both in the fuel and in the lube oil) entering combustion subsequently exits as gaseous SO<sub>2</sub>. No sulfate is formed and thus the particle formation is unaffected. In contrast to this: whereas when a –thus sulfate is formed, which increases the particle mass and inhibits filter regeneration. Consequently, precious metal DOC and Pt-coated DPF are unsuitable for HSD fuels. But particle filter systems without catalytic attributes, or with base metal catalysts, can perfectly cope with very high sulfur fuel content. The soot particles are efficiently filtered, without undesirable side-effects, and the filters are effectively regenerated. This ensures durable and dependable operation. These conclusions are of course limited to short term effects and to the operation profiles used during this investigation. Further investigations will be required.

## Acknowledgement

This investigation was performed within the scope of a Sino-Swiss project. It studied the particle filter technology for off-road deployment in Chinese cities. The authors are grateful to the SDC (Swiss Agency for Development and Cooperation), VECC (Chinese Vehicle Emission Control Center), BJEPB (Beijing Environment Protection Bureau), the filter manufacturers PIRELLI and DINEX and the VERT-network (Association of BAT Particle Filter producing companies) for helping to finance the tests and for the agreement to publish the results.

## 7. Wnioski

Zaprezentowane badania dotyczą porównania dwóch systemów DPF, wykorzystujących FBC na bazie żelaza, dla paliwa używanego w Europie (zawartość siarki wynosi < 10 ppm) i paliwa stosowanego w Chinach (zawartość siarki wynosi 1369 ppm). Na podstawie otrzymanych wyników badań nie stwierdzono istotnych różnic w emisji CO, HC, NO<sub>x</sub> i PM, wartości EC/OC sadzy oraz w pozostałościach po dopalaniu sadzy. Zastosowanie FBC na bazie żelaza powoduje, że siarka (zarówno z paliwa, jak i z oleju smarującego) jest emitowana w spalinach jako SO<sub>2</sub>. Ponadto nie formują się siarczany, co nie powoduje zmian w emisji cząstek stałych. Przy zastosowaniu katalizatora z metalu szlachetnego, przy użyciu paliwa o dużej zawartości siarki może zachodzić konwersja SO<sub>2</sub> do SO<sub>3</sub> [6, 18, 19] – w ten sposób tworzy się siarczan, który zwiększa masę cząstek oraz utrudnia regenerację filtra. Z tego względu DOC z katalizatorami z metali szlachetnych i DPF z powłoką Pt nie nadają się do zastosowania z paliwami o dużej zawartości siarki, natomiast dla paliw tych z powodzeniem mogą być stosowane filtry bez katalizatora lub z katalizatorami na bazie metali nieszlachetnych. Wtedy sadza jest skutecznie filtrowana, bez niepożądanych skutków ubocznych, a filtry są regenerowane z dużą skutecznością. Dzięki temu zapewnione jest długotrwałe i niezawodne działanie filtrów. Wnioski te sformułowano na podstawie krótkotrwałych pomiarów i z tego powodu wskazane jest prowadzenie dalszych prac badawczych.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

## Acronyms and abbreviations/Skróty i oznaczenia

AFHB	University of Applied Sciences, Biel, Switzerland/ <i>Uniwersytet Nauk Stosowanych, Biel, Szwajcaria</i>	EC	Elemental Carbon/ <i>węgiel pierwiastkowy</i>
BM	Base Metal/ <i>metal nieszlachetny</i>	EGR	Exhaust Gas Recirculation/ <i>recyrkulacja gazów spalinyowych</i>
CPC	Condensation Particle Counter/ <i>kondensacyjny licznik cząstek</i>	EMPA	Eidgenössische Material Forschungs und Prüfanstalt, Dübendorf, Switzerland/ <i>Laboratorium Badań Materiałowych, Dübendorf, Szwajcaria</i>
CPSI	Cells per square inch/ <i>liczba cel na cal kwadratowy</i>	EN, ISO, SN	Standards: European Norm, International Standard, Swiss/Normy: <i>europeskie, międzynarodowe, szwajcarskie</i>
CRT	Continuously Regenerating Trap (trademark Johnson Matthey)/ <i>filtr cząstek z regeneracją ciągłą (znak towarowy Johnson Matthey)</i>	FBC	Fuel Borne Catalyst/ <i>dodatek do paliwa obniżający temperaturę zapłonu PM</i>
DC	Diffusion Charger/ <i>ładowanie dyfuzyjne</i>	HSD	High sulfur diesel/ <i>paliwo o dużej zawartości siarki do silników ZS</i>
DOC	Diesel Oxidation Catalyst/ <i>utleniający reaktor katalityczny do silników ZS</i>	LD	Light duty/ <i>lekkie silniki (pojazdy)</i>
DMA	Differential Mobility Analyser/ <i>analizator różnicowy</i>	MS	Mass spectrometry/ <i>spektrometria masowa</i>
DPF	Diesel Particle Filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>	nm	Nanometer = 10 <sup>-9</sup> m; <i>νάνοος (greek) = the dwarf/nanometr</i>
DPX	Catalyst coated DPF (trademark Engelhard)/ <i>filtr cząstek stałych z warstwą katalityczną (znak towarowy Engelhard)</i>		

NIOSH	National Institute for Occupational Safety and Health/ <i>Narodowy Instytut Bezpieczeństwa i Higieny Pracy</i>	SMPS	Scanning Mobility Particle Sizer (Instruments TSI, USA)/ <i>mobilny analizator do pomiaru wielkości cząstek (producent TSI Incorporated, USA)</i>
NO	Nitrogen monoxide/ <i>tlenek azotu</i>	TGA	Thermogravimetric analysis/ <i>analiza termogravimetryczna</i>
NO <sub>2</sub>	Nitrogen dioxide/ <i>dwutlenek azotu</i>	TC	Total Carbon = EC + OC/ <i>całkowita ilość węgla</i>
OC	Organic carbon/ <i>węgiel organiczny</i>	ThC	Thermo-Conditioning = preheating of the gas sample line/ <i>grzana linia pomiarowa</i>
PAS	Photoelectric Aerosol Sensor/ <i>fotolektryczny czujnik rozpylenia</i>	ULSD	Ultra low Sulfur Diesel/ <i>paliwo o niskiej zawartości siarki</i>
PGM	Platinum Group Metals/ <i>metale z grupy platynowców</i>	VDI	Association of German Engineers/ <i>Niemieckie Stowarzyszenie Inżynierów</i>
PM	Particulate matter/ <i>cząstka stała</i>	VEMC	Vehicle Emission Management Center, Beijing/ <i>Centrum Zarządzania ds. Emisji z Pojazdów, Pekin</i>
PMP	Particle Measurement Program/ <i>program dotyczący pomiarów cząstek stałych</i>	VERT®	Verification of Emission Reduction Technologies, a trade mark/ <i>potwierdzenie technologii zmniejszenia emisji, znak towarowy</i>
ppm	Parts per million/ <i>część na milion</i>		
S	Sulfur/ <i>siarka</i>		
SO, SO <sub>2</sub>	Sulfur oxides/ <i>tlenki siarki</i>		

## Bibliography/Literatura

- [1] Diesel Particulate Emission Control, SP-537; SAE International Congress, Detroit, Feb.28.1983.
- [2] Mayer A.: Einfluss des Treibstoffs auf die Grössenverteilung ultrafeiner Partikel bei Dieselmotoren Technische Akademie Esslingen, 2nd Colloquium Fuels, 20./21.1.1999.
- [3] Song.J et al.: Fuel Sulfur Effect on Membrane Coated Diesel Particulate Filter; SAE 2002-01-2788.
- [4] Worldwide Fuel Charter, September 2006; www.autoalliance.org
- [5] Euro 5/6 for emissions of light passenger and commercial vehicles: EC-Regulation No. 715/2007.
- [6] Maricq M. et al.: The effects of the catalyst and fuel sulfur on PM-emissions. HEI Annual Conference 2009.
- [7] Allansson R. et al.: The Use of the Continuously Regenerating Trap (CRTTM) to Control Particulate Emissions: Mini mizing the Impact of Sulfur Poisoning,, SAE 2002-01-1271.
- [8] Mayer A. et al.: Retention of Fuel Borne Catalyst Particles by Diesel Particle Filter Systems, SAE 2003-01-0287.
- [9] Mayer A. et al.: Particle Filter Properties after 2000 hrs Real World Operation, SAE 2008-01-0332.
- [10] UN-ECE R83 annex 4 Appendix 5
- [11] VERT® Filter List, October 2010, www.vert-certification.eu
- [12] Kasper M.: The number concentration of non-volatile particles; SAE 2004-01-0960.
- [13] Oberdörster G. et al.: Nanotoxicology, an Emerging Discipline Evolving from Studies of Ultrafine Particles. Environmental Health Perspective, July 2005
- [14] Jaenicke-Rössler K., Leitner G.: TA-MS for high temperature materials. Thermochemica Acta 295 (1997) 133-145 (Elsevier).
- [15] Birch M.E., Cary R.A.: Elemental Carbon-Based Method for Monitoring Occupational Exposures to Particulate Diesel exhaust, Aerosol Science and Tech., 68(3): 1996.
- [16] Grenzwerte am Arbeitsplatz 2007, Suva, Schweizerische Unfallversicherungs-Anstalt, Nr. 1903.d www.suva.ch/wa-swo
- [17] SN 277206, Testing of Particle Filter Systems for Internal Combustion Engines, www.bafu.admin.ch/partikelfilterliste
- [18] Ken Friis Hansen et al.: DTI, Large-scale project with particulate filters on heavy-duty vehicles in Odense, June 2002, ISBN 87-90661-31-1.
- [19] Bémer D., Depay J.P., Lauzier F.: Emission Diesel performances des filtres à particules pour engins non routiers, INRS Hygiène et sécurité du travail, 1er trimestre 2010.

Prof. Jan Czerwiński, DEng. – Laboratorium for IC-Engines and Exhaust Gas Control, University of Applied Sciences Biel-Bienne, Switzerland.

*Prof. dr Jan Czerwiński – Laboratorium Silników Spalinowych i Emisji Spalin, Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel-Bienne, Szwajcaria.*

e-mail: [jan.czerwinski@bfh.ch](mailto:jan.czerwinski@bfh.ch)



Andreas Mayer, MEng. – Technik Thermische Maschinen (TTM), Switzerland.

*Inż. Andreas Mayer – pracownik Termodynamicznej Techniki Maszyn (TTM), Szwajcaria.*

e-mail: [ttm.a.mayer@bluewin.ch](mailto:ttm.a.mayer@bluewin.ch)



Peter Bonsack, MEng. – research assistant at the Center for Alternative Fuels, Engines and Emissions at West Virginia University, USA.

*Inż. Peter Bonsack – asystent badawczy w Centrum badawczym paliw alternatywnych, silników i emisji na Uniwersytecie West Virginia, USA.*

e-mail: [peter.bonsack@mail.wvu.edu](mailto:peter.bonsack@mail.wvu.edu)



Lassi Karvonen, DSc. – scientist at Empa – Swiss Federal Laboratories for Materials Science and Technology, Swiss.

*Dr Lassi Karvonen – pracownik naukowy w Empa – Szwajcarskim Federalnym Laboratorium Nauk o Materiałach i Technologii, Szwajcaria.*

e-mail: [lassi.karvonen@empa.ch](mailto:lassi.karvonen@empa.ch)



## The analysis of the potential for the use of gaseous fuels in the municipal bus transport in Poland – part 1

*The paper discusses issues related to the use of compressed natural gas (CNG) in combustion engines particularly in municipal bus transport. The ecological aspects of the use of natural gas in road transport have been analyzed particularly the exhaust emissions in comparison to the emissions from diesel engines. Advantages and disadvantages of natural gas fueling as well as the current level of CNG use in transport have been presented both in Poland and worldwide. The authors have also indicated the motivating arguments for the use of natural gas.*

Key words: combustion engines, natural gas, bus transport, city buses

### Analiza możliwości zastosowania gazowych paliw w miejskim transporcie autobusowym w Polsce – część 1

*W artykule omówiono problematykę wykorzystywania sprężonego gazu ziemnego (CNG) przez silniki spalinowe, przede wszystkim w obszarze miejskiej komunikacji autobusowej. Scharakteryzowano aspekty ekologiczne stosowania gazu ziemnego w transporcie samochodowym, szczególnie w porównaniu z poziomem emisji substancji toksycznych silników ZS. Przedstawiono wady i zalety napędu gazowego, obecny poziom wykorzystania CNG w transporcie zarówno w Polsce, jak i na świecie oraz argumenty motywujące do jego wykorzystania.*

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, gaz ziemny, transport autobusowy, autobusy miejskie

#### 1. Introduction

Natural gas is one of the fuels used in transport and is quite common in many countries of the world, South America and Asia in particular.

A natural substitute for natural gas used in transport is biogas i.e. biomethane originating from renewable energy sources. Such sources use agricultural and municipal biogas generating facilities based on municipal waste and sewage.

In Scandinavia and Germany biomethane has recently been introduced as a vehicle fuel for city transit buses in particular.

The idea of the use of gaseous fuels (natural gas mainly) in road transport including municipal transport has been known and implemented in Poland as well. It has great potential for development particularly in the municipal transit sector, also in the aspect of the works carried out on the introduction of biomethane manufactured from waste as energy carrier [1].

#### 2. Natural gas as a vehicle fuel worldwide

Approximately 10 million vehicles are used worldwide that are powered with natural gas (NGV – *Natural Gas Vehicles*), which constitutes approximately 1.2% of the worldwide vehicle fleet. The number of NGV buses in the world amounts to almost 270 thousand units (Table 1).

The largest number of NGV vehicles was registered in 2009 in Pakistan (more than 2.1 million), Argentina (almost 1.8 million), Brazil (approximately 1.6 million) and Iran (more than 1.5 million).

Among the European countries Italy takes the dominating position where almost 590 thousand NGV vehicles are regis-

#### 1. Wprowadzenie

Gaz ziemny jest obecnie paliwem wykorzystywanym w transporcie i rozpowszechnionym w wielu krajach świata, szczególnie w krajach Ameryki Południowej i Azji.

Zamiennikiem wykorzystywanego w transporcie gazu ziemnego może być biogaz, a ściślej biometan pochodzący z odnawialnych źródeł energii. Takie źródła wykorzystują biogazownie rolnicze i biogazownie komunalne bazujące na surowcach, jakimi są odpady komunalne i ścieki komunalne.

W krajach skandynawskich, a także w Niemczech biometan wykorzystywany jest od niedawna do zasilania silników samochodowych, przede wszystkim do zasilania silników autobusów miejskich.

Idea wykorzystywania paliwa gazowego (głównie gazu ziemnego) w transporcie samochodowym, w tym w miejskim transporcie autobusowym jest znana i także wdrażana w Polsce. Ma ona duże szanse rozwoju, szczególnie właśnie w sektorze miejskich przewozów autobusowych, także w kontekście prac nad wdrożeniem w kraju jako nośnika energii biometanu produkowanego z surowców odpadowych [1].

#### 2. Gaz ziemny jako paliwo silnikowe na świecie

Na świecie eksploatowanych jest około 10 mln pojazdów zasilanych gazem ziemnym (NGV – *Natural Gas Vehicles*), co stanowi około 1,2% parku samochodowego. Liczba autobusów NGV na świecie wynosi prawie 270 tys. sztuk (tab. 1).

Najwięcej samochodów NGV zarejestrowanych było w 2009 r. w Pakistanie (przeszło 2,1 mln), Argentynie (blisko 1,8 mln), Brazylii (około 1,6 mln) i Iranie (ponad 1,5 mln).

tered. Germany registered approximately 84 thousand NGVs and Bulgaria more than 60 thousand. In Poland in 2009 the number of NGV vehicles amounted to 1.8 thousand.

As at the end of 2008 the largest number of NGV buses (approximately 113 thousand) was registered in China. Columbia operates approximately 14 thousand units, India approximately 12 thousand and Armenia – 10 thousand.

Among the European countries the largest number of NGV buses is operated in Italy – approximately 2.3 thousand, next comes France – approximately 2.1 thousand, Germany – 1.5 thousand. In Poland as at the end of 2009 the total number of registered NGV buses was 300.

In many countries a variety of financial incentives have been introduced that aimed at stimulating the investment in CNG (*Compressed Natural Gas*) vehicles.

In the United States of America the incentive for purchasing of CNG vehicles was the introduction of tax relieves i.e.

W Europie dominują Włochy, w których zarejestrowano prawie 590 tys. samochodów NGV. W Niemczech zarejestrowanych było około 84 tys., a w Bułgarii przeszło 60 tys. samochodów NGV. W Polsce, w 2009 r., liczba takich samochodów wyniosła 1,8 tys.

Autobusów NGV najwięcej (bo około 113 tys.) zarejestrowanych było w końcu 2008 r. w Chinach. W Kolumbii eksploatowano ich około 14 tys., w Indiach około 12 tys., w Armenii około 10 tys.

Wśród krajów europejskich najwięcej autobusów NGV eksploatuje się we Włoszech – około 2,3 tys., następnie we Francji – około 2,1 tys., w Niemczech 1,5 tys. W Polsce w końcu 2009 r. łącznie zarejestrowanych było 300 autobusów NGV.

W wielu krajach wdrożono różnego typu zachęty finansowe stymulujące inwestowanie w pojazdy zasilane sprężonym gazem ziemnym (CNG – *Compressed Natural Gas*).

Table 1. Global motor vehicle fleet, including vehicles fueled with compressed natural gas [5]

Tabela 1. Światowy park pojazdów samochodowych, w tym pojazdów zasilanych sprężonym gazem ziemnym [5]

Country/kraj	Vehicle fleet/park pojazdów samochodowych				Vehicle fleet fitted with CNG engines/park pojazdów samochodowych zasilanych CNG			
	Total/ ogółem	Passenger and light duty trucks/samo- chody osobowe i dostawcze	Buses/ autobusy	Heavy duty trucks/ samochody ciężarowe	Total/ ogółem	Passenger vehicles and light duty trucks/ samochody osobowe i dostawcze	Buses/ autobusy	Heavy duty trucks/ samochody ciężarowe
Argentina	7.608.744				1.763.751	1.763.751	0	0
Armenia	327.477				99.428	69.971	9.831	19.626
Bangladesh	293.472				128.817	117.229	3.233	8.355
Bolivia	475.632				99.657	99.657	0	0
Brazil	35.120.203	32.976.848	357.984	1.785.371	1.596.511	1.596.511	0	0
Bulgaria	2.733.000	2.500.000	23.000	210.000	60.236	60.000	216	20
China	35.860.638				345.540	231.685	112.755	1.100
Columbia	1.238.216				291.360	267.900	13.800	9.660
Egypt	2.373.723				109.359	107.442	1.209	708
Germany	44.020.615	43.044.875	75.068	900.672	83.747	78.610	1.513	3.624
India	14.554.000				327.915	315.200	12.000	715
Iran	11.193.992	10.477.245	211.571	505.176	1.537.790	1.532.268	5.522	0
Italy	40.368.067	39.267.649	96.419	1.003.999	588.077	584.577	2.300	1.200
Pakistan	2.724.000	2.441.000	110.000	173.000	2.141.000	2.140.960	40	0
Peru	1.195.348				66.124	66.113	11	0
Poland	17.196.873	16.413.389	87.586	695.898	1.806	1.502	300	4
Russia	35.455.227	29.404.921	882.457	5.167.849	61.000	18.000	8.000	35.000
Thailand	24.916.525	24.073.830	116.054	726.641	145.592	119.888	10.195	15.509
Ukraine	4.949.346				67.000	7.000	30.500	29.500
USA	241.212.763	231.905.000	807.053	8.500.710	100.000	86.500	11.000	2.500
Other coun- tries	350.536.381				289.512	217.532	47.301	24.679
Countries where NGV are widely used	874.354.242				9.904.222	9.482.296	269.726	152.200
Other coun- tries	5.144.775				0	0	0	0
Total World	879.499.017				9.904.222	9.482.296	269.726	152.200

Expressway tax has been reduced for vehicles fueled with CNG and LNG (*Liquefied Natural Gas*), 80% of the difference in the purchasing cost of a CNG/LNG fueled engine was subsidized as compared to the cost of a conventional engine (that included relevant modification of conventional engines). Besides, tax relieves were introduced for the investors in the CNG stations (up to USD 100 thousand) [12].

In Germany the CNG incentive program consists in direct subsidies for vehicles that are to be converted to CNG fueling or new vehicles already CNG compliant. The government has determined in advance (for the 10 year period) the level of tax imposed on the CNG fuel (it is more advantageous in comparison to other fuels). Individual owners take advantage of the reduced tax rate for this type of vehicles, hence they can buy the fuel at better prices. An significant extension of the CNG fueling network is underway in collaboration with gas companies that distribute this fuel.

In France the gas companies actively participate and help in preparation of the CNG projects and securing necessary financing for them. The government forced the city councils (cities of population exceeding 200 thousand) to purchase 50% of new buses fueled with ecological fuels. Currently approximately 1/3 of the purchased fleet is CNG vehicles. In 35 French cities every third new bus is fueled with CNG.

According to the ENGVA forecast in 2020 in the area of Europe there may be even up to 70 thousand intercity buses, approximately 23 thousand city buses, approximately 150 thousand heavy duty trucks, 450 thousand taxicabs, 7.6 million light duty trucks and over 15 million passenger cars fueled with natural gas [13].

### **3. The conditions for development of the use of natural gas in transport**

Currently, almost every recognized vehicle manufacturer produces vehicles fitted with CNG engines. This confirms the fact that the companies treat the future challenge seriously and the economical analyses push them to invest in the CNG technology.

The fiscal policies in many countries are at the same time very convenient for the start-up phase of the CNG technology. The CNG pricing policy assumes that it should be competitive to the prices of diesel oil. The price of natural gas will most probably grow but at a much lower rate than the prices of other fuels.

The cost of erecting fueling stations is also high, but natural gas is not only an ecological fuel but also a safe fuel. Natural gas is lighter than air and in case of emergency it evaporates quickly. The only problem is to overcome the psychological barrier of associating the explosive nature of gas with unconditional danger. Convincing the users that at current technology advancement natural gas is truly safe despite high pressures and natural explosiveness is one of the tasks of the advocates of this energy carrier.

### **4. The ecological aspects of the use of natural gas in transport**

Vehicles fitted with combustion engines are one of the key polluters of the environment. In city agglomerations the

W Stanach Zjednoczonych jako zachętę do kupna samochodów zasilanych gazem ziemnym wprowadzono wiele ulg podatkowych, m.in. obniżono podatek „autostradowy” dla samochodów zasilanych CNG i LNG (*Liquefied Natural Gas*), wprowadzono zwrot 80% różnicy kosztów zakupu pojazdu z silnikiem gazowym w porównaniu do kosztów zakupu (lub przeróbki) pojazdu z silnikiem o zapłonie iskrowym lub samoczynnym. Ponadto wprowadzono ulgi podatkowe dla inwestujących w stacje tankowania gazu ziemnego (do 100 tys. dolarów) [12].

W Niemczech program wspierania wdrażanie CNG polega na dotacjach bezpośrednich do pojazdów przerobionych na zasilanie CNG lub nowo zakupionych przystosowanych fabrycznie do CNG. Państwo określiło z góry na 10 lat poziom podatków obciążających CNG (jest korzystniejszy w porównaniu z innymi paliwami). Indywidualni nabywcy korzystają z obniżonego podatku na ten rodzaj pojazdów, dzięki temu mogą kupować je taniej. Trwa intensywna rozbudowa sieci stacji napełniania CNG z udziałem firm gazowniczych dystrybuujących paliwo.

We Francji firmy gazownicze aktywnie uczestniczą i pomagają w przygotowaniu projektów CNG i zdobyciu środków finansowych na ten cel. Rząd zobowiązał samorządy miast o liczbie ponad 200 tysięcy mieszkańców do zakupu 50% nowych autobusów na paliwo ekologiczne. Obecnie około 1/3 nowo kupowanych autobusów to pojazdy na CNG. W 35 miastach Francji co trzeci nowy autobus zasilany jest CNG.

Według prognozy ENGVA w 2020 r. na obszarze Europy eksploatowanych może być prawie 70 tys. autobusów regionalnych, około 23 tys. autobusów miejskich, około 150 tys. samochodów ciężarowych, 450 tys. taksówek, 7,6 mln samochodów dostawczych i ponad 15 mln samochodów osobowych napędzanych gazem ziemnym [13].

### **3. Uwarunkowania rozwoju wykorzystania gazu ziemnego w transporcie**

Aktualnie prawie wszyscy znani producenci samochodów na całym świecie produkują modele pojazdów wyposażonych w silniki zasilane gazem ziemnym. Świadczy to o tym, że firmy poważnie traktują wyzwanie przyszłości, a analizy ekonomiczne nakazują im inwestowanie także w produkcję pojazdów zasilanych CNG.

Polityka podatkowa wielu państw jest jednocześnie bardzo dogodna dla fazy „rozruchu” gazu ziemnego. Jeżeli chodzi o cenę paliwa w postaci gazu ziemnego to przyjmuje się, że powinna być ona konkurencyjna w stosunku do ceny oleju napędowego. Cena gazu prawdopodobnie będzie rosła, ale zapewne znacznie wolniej niż ceny innych paliw.

Wysoki jest też koszt budowy stacji tankowania, ale gaz ziemny jest nie tylko paliwem ekologicznym, lecz także paliwem bezpiecznym. Gaz ziemny jest lżejszy od powietrza, w razie awarii łatwo się ulatnia, nie stwarzając zagrożenia. Problemem jest pokonanie bariery psychologicznej polegającej na kojarzeniu zwiększonego zagrożenia z właściwością wybuchową gazu. Przekonanie użytkowników, że przy obecnej technice gaz ziemny jest naprawdę bezpieczny,

traffic is responsible for generating 99% of carbon monoxide, 96% soot, 76% nitric oxides and is the main source of other toxic components such as benzene, sulfur dioxide and carbon dioxide.

Independent analyses have shown that natural gas already today helps the engines in meeting the world exhaust emission requirements.

Natural gas is mostly composed of methane (up to 98%), which makes it an ecological fuel. In a single energy unit natural gas contains less carbon compounds than any other fossil fuel. The total exhaust emission emitted from engines fueled with natural gas are lower than those emitted by diesel engines.

One of the most successful ways to reduce the exhaust emissions containing compounds dangerous to human health is the use of gaseous fuels such as CNG. The application of biomethane for this purpose is an even better solution.

Natural gas, similarly to biomethane, can be used to fuel vehicles in the following forms [5, 6]:

- compressed to a pressure slightly above the ambient pressure – this solution is not currently applied particularly due to the little energy density of the fuel,
- compressed to the pressure of approximately (20–25) MPa stored in ambient temperature – CNG,
- liquefied, stored in the temperature of approximately  $-163\text{ }^{\circ}\text{C}$  in ambient pressure – LNG.

The technique of the use of liquefied natural gas and biomethane for engine fueling is not yet very common (the technology is very promising though) but the use of compressed natural gas or biomethane (CBG – *Compressed BioGas*) is gaining in popularity.

CNG and biomethane can be used for fueling of the following type of combustion engines [6]:

- spark ignition engines:
  - dual fuel engines – liquid fuel (gasoline) and gaseous fuel
  - the engine can operate on gasoline or natural gas (during startup and idle gasoline only) – engines designed for gaseous fuels,
- diesel engines:
  - dual fuel engines: liquid fuel (diesel oil) and gaseous fuel with the use of an ignition dose of diesel oil,
  - engines using gaseous fuels with the ignition dose of diesel oil.

The most common solution in large engines is fueling spark ignition engines (converted from diesel engines) with CNG or biomethane (CBG). The most important design modifications of a diesel engine turned into a spark ignition engine fueled with CNG or CBG are the use of a spark plug instead of an injector, fitting the engine with an ignition system, reduction of the compression ratio, application of a throttle in the intake system, application of special controllers of the spark ignition processes that control the fuel dose or the ignition angle and fitting of a catalytic converter in the exhaust system [6].

There are two possibilities of application of the algorithms controlling the mixture compositions for gaseous fuels: mixture control to obtain stoichiometric mixture (in the

mimo dużego ciśnienia oraz naturalnych właściwości wybuchowych – jest jednym z zadań dla popularyzatorów tego nośnika energii.

#### 4. Aspekt ekologiczny wykorzystywania gazu ziemnego w transporcie

Pojazdy z silnikami spalinowymi są jednym z największych emitentów zanieczyszczeń. W aglomeracjach miejskich ruch uliczny odpowiedzialny jest za generowanie 99% tlenku węgla, 96% sadzy, 76% tlenków azotu i stanowi główne źródło innych niebezpiecznych związków, takich jak benzen, dwutlenek siarki i dwutlenek węgla.

Niezależne analizy wykazały, że gaz ziemny już dziś umożliwia spełnienie przez silniki obowiązujących światowych norm emisji substancji toksycznych z silników.

Gaz ziemny składa się w większości z metanu (nawet do 98%), co powoduje, że jest paliwem ekologicznym. W przeliczeniu na jednostkę energetyczną gaz ziemny zawiera mniej związków węgla niż jakiegokolwiek paliwo kopalne. Suma zanieczyszczeń emitowanych przez silniki zasilane sprężonym gazem ziemnym jest niższa w porównaniu z silnikami ZS.

Jedną ze skutecznych metod zmniejszenia emisji substancji szkodliwych dla zdrowia ludzi i ich środowiska jest zastosowanie do zasilania silników spalinowych właśnie paliw gazowych, w tym CNG. Zastosowanie do tego celu biometanu jest jeszcze lepszym rozwiązaniem.

Gaz ziemny, podobnie jak biometan, może być wykorzystany do zasilania silników spalinowych w postaciach [5, 6]:

- sprężonej do ciśnienia nieznacznie większego od ciśnienia atmosferycznego – ten sposób nie znajduje obecnie zastosowania, przede wszystkim z powodu małej gęstości energetycznej przechowywanego paliwa,
- sprężonej do ciśnienia około (20–25) MPa, przechowywany w temperaturze otoczenia – CNG,
- skroplonej, przechowywany w temperaturze około  $-163\text{ }^{\circ}\text{C}$ , bez stosowania nadciśnienia – LNG.

Technika zastosowania skroplonego gazu ziemnego, podobnie jak biometanu, do zasilania silników spalinowych nie jest dotychczas jeszcze bardzo rozpowszechniona (choć wiąże się z nią duże nadzieje), natomiast zastosowanie sprężonego gazu ziemnego czy biometanu (CBG – *Compressed BioGas*) jest coraz bardziej popularne.

CNG i biometan mogą być stosowane do zasilania silników spalinowych w następujących rozwiązaniach konstrukcyjnych [6]:

- do zasilania silników o zapłonie iskrowym:
  - dwupaliwowych, na paliwo ciekłe (benzynę) i gazowe – silnik może pracować na benzynie lub na gazie, z tym że na benzynie w fazie rozruchu silnika i zazwyczaj na biegu jałowym,
  - zasilanych wyłącznie gazem,
- do zasilania silników o zapłonie samoczynnym:
  - dwupaliwowych, na paliwo ciekłe (olej napędowy) lub gaz z zastosowaniem dawki zapłonowej oleju napędowego,

basic field of work) using multifunction catalytic converter, mixture control to obtain lean mixture in the field of work at part loads. The most frequently used solution in engines used in city buses is the utilization of the mixture control algorithm to obtain a stoichiometric mixture [6].

The experience to date confirms numerous ecological advantages of the spark ignition engines fueled with

– jednopaliwowych na gaz z zastosowaniem dawki zapłonowej oleju napędowego.

Najczęściej występującym rozwiązaniem w dużych silnikach jest zastosowanie zasilania CNG lub biometanem (CBG) silników o zapłonie iskrowym, będących modyfikacją oryginalnych silników o zapłonie samoczynnym. Najważniejszymi zmianami konstrukcyjnymi silnika o zapłonie samoczynnym na silnik o zapłonie iskrowym, zasilany CNG lub CBG, jest: zastosowanie świecy zapłonowej w miejsce wtryskiwacza, wyposażenie silnika w układ zapłonu, konstrukcyjne zmniejszenie stopnia sprężania, zastosowanie przepustnicy w układzie dolotowym, zastosowanie specjalnych sterowników procesów roboczych w silniku, przede wszystkim dawki paliwa i kąta wyprzedzenia zapłonu, oraz zastosowanie w układzie wylotowym specjalnego reaktora katalitycznego [6].

Istnieją dwie możliwości zastosowania algorytmów sterowania składem mieszanki palnej silników o zapłonie iskrowym na paliwo gazowe: na mieszankę stechiometryczną (w podstawowym obszarze pracy) z wykorzystaniem wielofunkcyjnego reaktora katalitycznego oraz na mieszanki ubogie w obszarach pracy silnika na obciążeniach częściowych. Częściej stosowanym rozwiązaniem jest wykorzystanie sterowania składem mieszanki palnej na stechiometryczną [6].

Dotychczasowe doświadczenia potwierdzają liczne zalety ekologiczne silników o zapłonie iskrowym zasilanych sprężonym gazem ziemnym lub biometanem w stosunku do silników o zapłonie samoczynnym, przede wszystkim [6]:

- zmniejszenie emisji tlenu węgla,
- zmniejszenie emisji węglowodorów,
- znaczne zmniejszenie emisji węglowodorów pierścieniowych i ich pochodnych, w szczególności wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych,
- zmniejszenie emisji tlenków azotu,
- znaczne zmniejszenie emisji cząstek stałych.

Literatura dostarcza licznych informacji na temat wyników badań silników spalinowych zasilanych paliwami gazowymi, w szczególności ekologicznych skutków zastosowania gazu ziemnego do zasilania silników [6]. Informacje te są jednak w znacznym stopniu niejednoznaczne, a niekiedy nawet sprzeczne. Dotyczy to szczególnie emisji zanieczyszczeń, bardzo uzależnionej od właściwości konstrukcyjnych silników oraz warunków ich pracy. Najwięcej informacji na temat emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych, zasilanych gazem ziemnym i biometanem, dotyczy wyników badań homologacyjnych. Warunki badawcze różnią się jednak istotnie od warunków

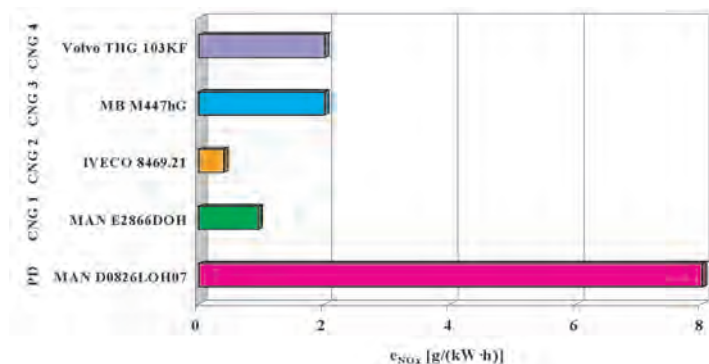


Fig. 1. Unit emission of nitrogen oxides in the dynamic ETC test  
Rys. 1. Emisja jednostkowa tlenków azotu w teście dynamicznym ETC

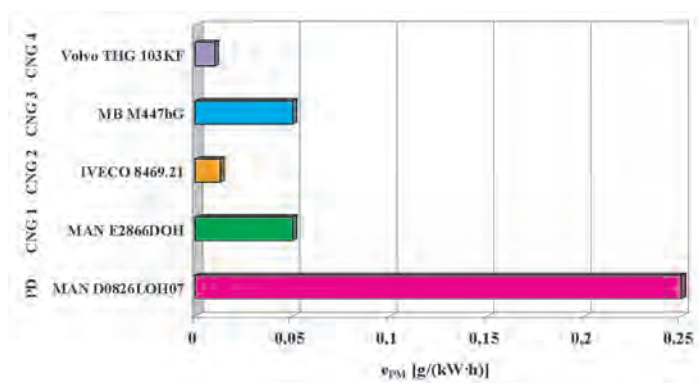


Fig. 2. Unit emission of particulates in the dynamic ETC test  
Rys. 2. Emisja jednostkowa cząstek stałych w teście dynamicznym ETC

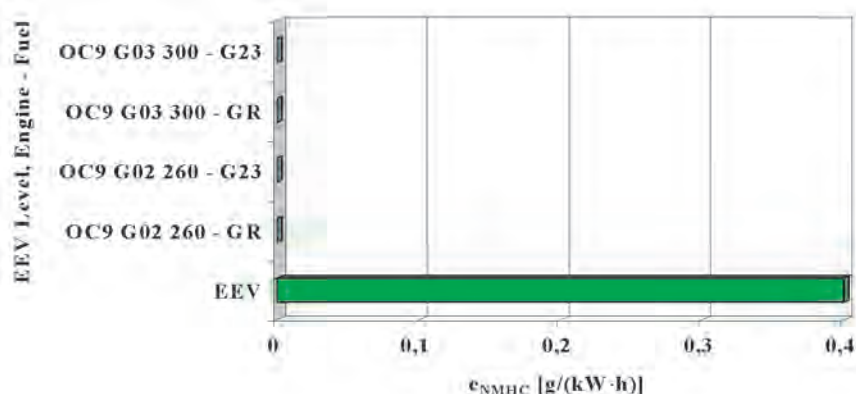


Fig. 3. Unit emission tests results of non-methane hydrocarbons in the dynamic ETC test, from the OC9 G02 260 and OC9 G03 300 engines, fueled by the GR and G23 fuels, with the EEV unit emission limit

Rys. 3. Wyniki badań emisji jednostkowej niemetanowych węglowodorów w teście ETC z silników OC9 G02 260 i OC9 G03 300, zasilanych paliwami GR i G23 wraz z limitem emisji jednostkowej EEV

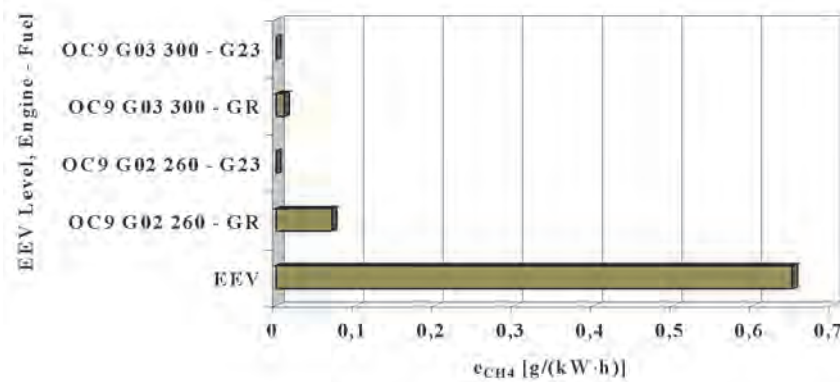


Fig. 4. Unit emission tests results of methane in the dynamic ETC test, from the OC9 G02 260 and OC9 G03 300 engines, fueled by the GR and G23 fuels, with the EEV unit emission limit

Rys. 4. Wyniki badań emisji jednostkowej metanu w teście ETC z silników OC9 G02 260 i OC9 G03 300, zasilanych paliwami GR i G23 wraz z limitem emisji jednostkowej EEV

compressed natural gas or biomethane as opposed to diesel engines [6]:

- reduction of the emission of carbon monoxide,
- reduction of the emission of hydrocarbons,
- significant reduction of the emission of cyclic hydrocarbons and their derivatives particularly polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH),
- reduction of the emission of nitric oxides (NO<sub>x</sub>),
- reduction of the emission of particulate matter (PM).

The results of research related to combustion engines fueled with gaseous fuels are known, particularly the results of research related to the ecological consequences of the application of natural gas as engine fuel. These results are not uniform and sometimes even contradictory. This is particularly the case for the exhaust emissions that are dependent on the design properties of the engines and their operating conditions. The most information on the exhaust emissions from engines fueled with natural gas and biogas comes from the results of the homologation tests. The test conditions are quite different from the actual traffic conditions. The operating conditions of city bus engines are characterized by much lower average engine speeds and loads and a greater share of the operating time at idle as compared to the dynamic homologation tests [6]: American HDDTT (*Heavy Duty Diesel Transient Test*) and particularly European ETC (*European Transient Cycle*). Similar differences occur when analyzing the stationary engine states in the homologation tests and the actual traffic conditions of city buses. The analyses of the operating conditions of engines fitted in city buses are contained in [6].

pracy silników spalinowych w rzeczywistym ruchu drogowym. Warunki pracy silników spalinowych np. w autobusach miejskich charakteryzują się znacznie mniejszymi wartościami średniej prędkości obrotowej i obciążenia oraz większym udziałem czasu pracy na biegu jałowym niż ma to miejsce w dynamicznych testach homologacyjnych [6]: amerykańskim HDDTT (*Heavy Duty Diesel Transient Test*), a szczególnie europejskim ETC (*European Transient Cycle*). Podobne różnice zachodzą przy rozpatrywaniu statycznych stanów pracy silników w testach homologacyjnych i w warunkach rzeczywistego użytkowania silników w autobusach miejskich.

Rozważania na temat warunków pracy silnika spalinowego w autobusie miejskich są zawarte w pracy [6].

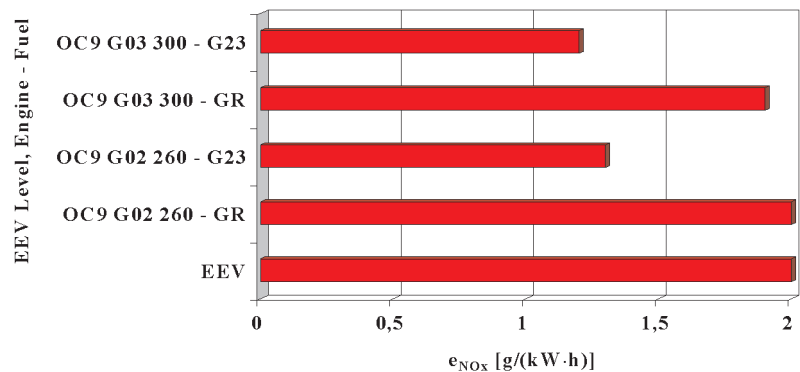


Fig. 5. Unit emission tests results of nitrogen oxides in the dynamic ETC test, from the OC9 G02 260 and OC9 G03 300 engines, fueled by the GR and G23 fuels, with the EEV unit emission limit

Rys. 5. Wyniki badań emisji jednostkowej tlenków azotu w teście ETC z silników OC9 G02 260 i OC9 G03 300, zasilanych paliwami GR i G23 wraz z limitem emisji jednostkowej EEV

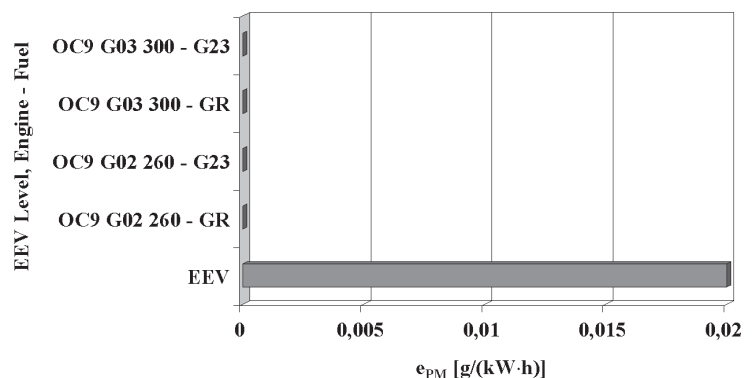


Fig. 6. Unit emission tests results of particulates in the dynamic ETC test, from the OC9 G02 260 and OC9 G03 300 engines, fueled by the GR and G23 fuels, with the EEV unit emission limit

Rys. 6. Wyniki badań emisji jednostkowej cząstek stałych w teście ETC z silników OC9 G02 260 i OC9 G03 300, zasilanych paliwami GR i G23 wraz z limitem emisji jednostkowej EEV

Figures 1 and 2 present the results of the unit emission tests in the ETC homologation dynamic test for engines fitted in city buses in the period when the Euro IV limits were applicable. The graphs present the results of tests on a traditional engine fueled with diesel oil – PD and four spark ignition engines fueled with natural gas: CNG 1–4.

The homologation tests results of engines fitted in city buses, both diesel and spark ignition (CNG) presented as an example in this subchapter, indicate how significant are the possibilities of improvement of the ecological properties in terms of exhaust emissions if CNG is applied.

Figures 3 – 6 present the example homologation test results in the ETC tests of the engines manufactured by Scania – models: OC9 G02 260 and OC9 G03 300. These engines are used in buses in downtown Stockholm and are fueled with biomethane. The homologation tests have been performed for two fuel standards: GR and G23 [6].

Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono wyniki badań emisji jednostkowej w homologacyjnym teście dynamicznym ETC dla silników autobusów miejskich w okresie obowiązywania limitów emisji jednostkowej zanieczyszczeń na poziomie Euro IV. Na wykresach przedstawiono wyniki badań silnika klasycznego o zapłonie samoczynnym zasilanego olejem napędowym – PD oraz czterech silników o zapłonie iskrowym zasilanych gazem ziemnym: CNG 1–4.

Wyniki badań homologacyjnych silników spalinowych stosowanych do napędu autobusów, zarówno o zapłonie samoczynnym, jak i o zapłonie iskrowym na gaz ziemny, przedstawione przykładowo w niniejszym podrozdziale, wskazują jak znaczące są możliwości poprawy właściwości ekologicznych silników w zakresie emisji zanieczyszczeń dzięki zastosowaniu paliwa gazowego.

Na rysunkach 3 – 6 przedstawiono wyniki badań homologacyjnych w teście ETC silników produkcji koncernu Scania – modeli OC9 G02 260 i OC9 G03 300. Silniki te są zastosowane w autobusach użytkowanych w centrum Sztokholmu i są zasilane biometanem. Badania homologacyjne wykonano dla dwóch standardów paliwa: GR i G23 [6].

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] European Project Baltic Biogas Bus.
- [2] GUS „Transport. Wyniki działalności w 2009 r.”, s. 78.
- [3] GUS „Transport. Wyniki działalności w 2009 r.”, s. 182.
- [4] GUS „Transport. Wyniki działalności w 2009 r.”, s. 179.
- [5] NGVA Europe.
- [6] Wojciechowski A., Chłopek Z., Gis W., Krupiński M., Menes E., Merksiz J., Waśkiewicz J., Żółtowski A.: *Alternative Powertrains City Busse*. 2010 International Conference on Electric Vehicles. Warsaw University of Technology, July 2010.
- [7] Nylund N.O., Erkkilä K., Lappi M., Ikonen M.: *Transit bus emission study: comparison of emissions from diesel and natural gas buses*. Research Report PRO3/P5150/04 15.10.2004.
- [8] Nylund N.O., Lawson A.: *Exhaust emissions from natural gas vehicles. Issues related to engine performance, exhaust emissions and environmental impacts*. IANGV Emission Report 2000.
- [9] Chłopek Z., Magierski M.: *The ecological properties evaluation of the use natural gas engines to buses in accordance to the directive on the promotion of clean and energy-efficient road transport vehicles*. VIII International Scientific Conference “Gas Engines 2010”.
- [10] Michałowski R.: *Zasilanie CNG alternatywną dywersyfikacji paliw silnikowych*, Dolnośląska Spółka Gazownicza sp. z o.o.; V Seminarium Sieci Naukowo-Gospodarczej „Energia”, Wrocław 2007.02.26.
- [11] Nylund N.O.: *Environmental benefits with biogas buses*. Nordic Biogas Conference. Oslo, 10-12 March 2010.
- [12] Podziemski T., Bałut H.: *Samochody z napędem CNG znaczącym segmentem rynku gazu ziemnego?* 2004.
- [13] *Biuletyn Informacyjny ITS nr 1/2006 za Polska Gazeta Transportowa nr 49/2005*.
- [14] Zieliński M.: *Zasilanie CNG alternatywą dywersyfikacji paliw silnikowych*, Dolnośląska Spółka Gazownicza sp. z o.o.; V Seminarium Sieci Naukowo-Gospodarczej „Energia”, Wrocław 2007.02.26.
- [15] [www.cng.auto.pl](http://www.cng.auto.pl)
- [16] [www.cng.auto.pl/pojazdy/pojazdy-autobusy/pojazdy-autobusy-cng-polska](http://www.cng.auto.pl/pojazdy/pojazdy-autobusy/pojazdy-autobusy-cng-polska)
- [17] COM (2010) 186.
- [18] *European alternative fuel strategy in the Clean Transport Systems Initiative*. JEG “Transport & Environment”.

Wojciech Gis, DEng. – Head of Environment Protection Centre in Motor Transport Institute in Warsaw.

*Dr inż. Wojciech Gis – kierownik Centrum Ochrony Środowiska w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.*

*e-mail: [wojciech.gis@its.waw.pl](mailto:wojciech.gis@its.waw.pl)*



Edward Menes, PhD. – Deputy Director for Economic and Planning in Motor Transport Institute in Warsaw.

*Dr Edward Menes – zastępca Dyrektora ds. Ekonomiki i Planowania w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.*

*e-mail: [edward.menes@its.waw.pl](mailto:edward.menes@its.waw.pl)*



Jerzy Waśkiewicz, DEng. – Head of the Economic Research Department in Motor Transport Institute in Warsaw.

*Dr inż. Jerzy Waśkiewicz – kierownik Zakładu Badań Ekonomicznych w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.*

*e-mail: [jerzy.waskiewicz@its.waw.pl](mailto:jerzy.waskiewicz@its.waw.pl)*



## Chosen aspects of biofuel usage on the example of camelina oil methyl ester

*Camelina is the oil plant, from which the oil subjected to the esterification process can be used as motor fuel to diesel engines or as a bio-component added to traditional fuels. This fuel can be considered as a renewable fuel that can be bio-component for petroleum fuels. The article describes the characteristics of this fuel, and presents selected results of engine tests of camelina oil methyl ester compared with diesel fuel and rapeseed oil methyl esters. The interesting results that would require in the future to increase the interest in this type of fuel were obtained.*

Key words: biofuels, camelina, Diesel engine, exhaust emissions, emissions tests

### Wybrane aspekty stosowania biopaliw na przykładzie estrów metylowych oleju lnianki

*Lnianka jest rośliną oleistą, z której olej poddany procesowi estryfikacji może być używany jako paliwo silnikowe silników o zapłonie samoczynnym lub jako biokomponent dodawany do tradycyjnych paliw. Paliwo to może być rozpatrywane jako jedno z paliw odnawialnych, mogących stanowić biokomponent paliw ropopochodnych. W artykule opisano właściwości tego paliwa oraz przedstawiono wybrane wyniki badań silnikowych estrów metylowych oleju lnianki w porównaniu z olejem napędowym oraz estrami metylowymi oleju rzepakowego. Uzyskano interesujące wyniki, które nakazywałyby w przyszłości zwiększyć zainteresowanie tym rodzajem paliwa.*

Słowa kluczowe: biopaliwa, lnianka siewna, silnik o zapłonie samoczynnym, emisja związków toksycznych, testy emisji

#### 1. Introduction

During last years a tendency can be observed to replace fossil resources with renewable ones. One of the symptoms of this trend is replacing liquid fuels derived from crude oil with fuels obtained from plants and animals. One of the most important reasons of fuel replacement are reduced availability of crude oil and ecological aspects. Biofuels and biocomponents of engine fuels are easily biodegradable and without any harm can be introduced into existing ecosystems.

#### 2. Camelina seed as a material for biofuel production

Common usage of biofuels is possible only if their wide scale production begins. Therefore it is necessary to find generous and easily accessible source of material, which will fulfill basic criteria:

- will be inexpensive in cultivation,
- will not compete with cultivation of crops for food,
- will not diminish agricultural areas.

In the light of the requirements above, finding the right stock is rather difficult. Cited conditions can be fulfilled only by not numerous stocks, mainly waste vegetable oils and fats of biological origin. These oils not always have proper quality and are available in the desired quantity.

One of the oil plants which has chances to fulfill above criteria is camelina seed (*Camelina sativa*). Camelina, because of low soil and climate requirements can be cultivated on the areas which are inappropriate for the plants used for consumption purposes. A stock for the biofuel production can be plant oil derived from camelina or green part of the

#### 1. Wprowadzenie

W ostatnich latach zaznacza się tendencja do zastępowania surowców kopalnych surowcami odnawialnymi. Jednym z przejawów tej tendencji jest zastępowanie ropopochodnych paliw płynnych paliwami otrzymanymi z roślin i zwierząt. Do najważniejszych przyczyn zastępowania surowców kopalnych przez surowce odnawialne należą: kurczenie się łatwe do pozyskania zasoby surowców kopalnych oraz względy ekologiczne. Biopaliwa i biokomponenty paliw silnikowych łatwo ulegają biodegradacji i bez szkody mogą być wprowadzone do ekosystemów.

#### 2. Lnianka siewna jako surowiec do produkcji biopaliw

Powszechne zastosowanie biopaliw jest możliwe tylko pod warunkiem uruchomienia ich produkcji na szeroką skalę. Konieczne jest zatem znalezienie obfitego i łatwo dostępnego źródła pozyskiwania surowca, który spełni podstawowe kryteria: nie będzie drogi w uprawie, nie będzie konkurować z uprawami na cele spożywcze, nie uszczupli arealów rolniczych.

Znalezienie odpowiedniego surowca jest bardzo trudne. Przytoczone warunki mogą być spełnione jedynie przez nieliczne dostępne surowce, głównie odpadowe oleje i tłuszcze pochodzenia biologicznego. Oleje takie jednak nie zawsze mają odpowiednią jakość, a ich dostępność jest ograniczona.

Jedną z roślin oleistych, która ma możliwości spełnienia powyższych kryteriów jest lnicznik siewny (*Camelina sativa*), popularnie zwany lnianką (spotykana jest też nazwa zwyczajowa rydz). Lnianka, z uwagi na małe wymagania

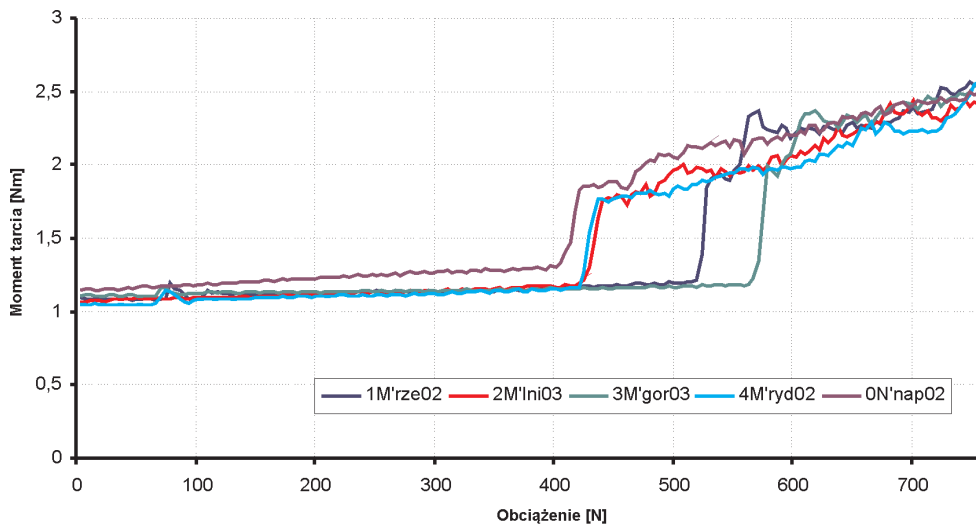


Fig. 1. Comparison of seizing load for methyl esters of plant oils and diesel fuel (moment tarcia = friction torque; obciążenie = load)

Rys. 1. Porównanie obciążenia zacierającego dla estrów metylowych z olejów roślinnych oraz oleju napędowego

plant. Now in Poland the most popular biofuels are fatty acid methyl esters (FAME) made from rapeseed oil, they are used mostly as additives to the diesel fuel. Rapeseed esters are made in the transesterification process of the plant oil with methanol in the presence of basic catalysts. Camelina oil can be used also for methyl ester production in the similar way as from the rape oil.

### 3. Chosen properties of camelina oil methyl esters

Methyl esters of camelina oil in comparison to the rapeseed methyl esters and conventional diesel fuel can be characterized by the good lubricity and low kinematic viscosity. Friction torque courses which determine seizing load for camelina oil methyl esters (M'ryd02) and for the flax oil methyl ester (M'lni02) which are shown in Fig. 1 are close to ones obtained for the diesel fuel. Methyl esters obtained from rapeseed oil (M'rze02) and other examined oils show higher values of seizing load. These values allow for conclusion, that lubricating properties of fuels made on the basis of methyl esters of plant oils can provide better anti-wear protection than diesel fuel.

Fuel viscosity determines its atomization during the injection process, what directly influences the course of combustion in a Diesel engine. In case of injection of the fuel with high

glebowe i klimatyczne może być uprawiana na arealach, które nie nadają się do uprawy roślin przeznaczonych na cele spożywcze. Surowcem do produkcji biopaliw może być olej lnianki oraz część zielna rośliny. Obecnie w Polsce jako biopaliwa najbardziej rozpowszechnione są estry metylowe kwasów tłuszczowych, które wytwarza się głównie z oleju rzepakowego. Znajdują one zastosowanie przede wszystkim jako biokomponent olejów napędowych do silników ZS. Otrzymuje się je w wyniku transestryfikacji tłuszczów metanolem, którą prowadzi się w obecności katalizatorów zasadowych. Z oleju lnianki można wytwarzać estry metylowe w podobny sposób jak z oleju rzepakowego.

### 3. Wybrane właściwości estrów metylowych oleju lnianki

Estry oleju lnianki w odniesieniu do estrów oleju rzepakowego oraz do klasycznego oleju napędowego charakteryzują dobrą smarność oraz w miarę niską lepkość kinematyczną. Przedstawione na rysunku 1 przebiegi momentu tarcia, wyznaczające wartość obciążenia zacierającego dla estrów metylowych oleju lnianki (ozn. M'ryd02) oraz dla estru z oleju lnianego (M'lni02), są zbliżone do wartości uzyskanych dla oleju napędowego. Estry metylowe z oleju rzepakowego (M'rze02) i oleju gorczycowego (M'gor03) wykazują większe wartości obciążenia zacierającego. Uogólniając, można stwierdzić, że zdolności smarne paliw wytworzonych na bazie estrów olejów roślinnych powinny zapewniać większą ochronę przeciwzużyciową niż czysty olej napędowy.

Bardzo ważną właściwością paliw do zasilania silników ZS jest lepkość – tab. 1. Lepkość paliwa decyduje o stopniu jego rozpylenia, co wpływa na przebieg procesu spalania. W przypadku wtrysku paliwa o dużej lepkości tworzą się krople o większych średnicach, a silnik charakteryzuje się większym zadymieniem. Wyższa lepkość paliwa utrudnia też jego filtrowanie.

### 4. Estry metylowe oleju lnianki jako paliwo do silników ZS

Estry metylowe olejów roślinnych charakteryzują się wysoką, w porównaniu do olejów napędowych, liczbą cetanową (rzędu 55 jednostek) oraz wyższą lepkością. W warunkach zimowych, z powodu bardzo dużego wzrostu lepkości, stosowanie estrów olejów roślinnych jest możliwe dopiero po wprowadzeniu dodatków obniżających lepkość. Olej lnianki w

Table 1. Kinematic viscosity and density of some plant oils and their esters at 20/40 °C

Tabela 1. Wartości lepkości kinematycznej i gęstości wybranych olejów roślinnych i ich estrów w temperaturze 20/40 °C

Oil/olej	Density at/gęstość w 20 °C [kg/dm <sup>3</sup> ]	Kinematic viscosity at/lepkość kinematyczna w 40 °C [mm <sup>2</sup> /s]
Diesel fuel/ON	0.84	2.0 – 4.5
Rapeseed Oil/rzepakowy	0.92	35.24
Camelina sativa/lnianki	0.89	30.17
Methyl esters/estry metylowe olejów roślinnych		
Rapeseed ME/rzepakowy	0.83	5.28
Camelina ME/lnianki	0.88	5.18

viscosity, droplets with high diameter are formed, and engine has higher emission of particulates. Moreover higher viscosity of the fuel makes its filtration more difficult.

#### 4. Methyl esters of camelina oil as fuel for diesel engines

Methyl esters of vegetable oils have high – in comparison to the diesel fuel – cetane number (55 units) and higher viscosity. In winter conditions, because of very high increase of viscosity, application of methyl esters is possible after introduction of additives which depress the viscosity. Camelina oil, in comparison to the rapeseed oil much has higher content of fatty acids with three non-saturated bonds and complex hydrocarbon chains. It has also much higher content of fatty acids C20 – i.e. 18%, whereas rapeseed oil has only about 2%. Presence of multi non-saturated complex fatty acids results in the decrease of solidification point of the oil itself and its methyl esters as well. Fatty chains, because of their compound shape, much more difficult bond into compound complexes during the reduction of temperature, hence camelina oil has a low freezing point (below  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Production, transport and distribution of esters requires maintaining proper parameters in order to protect against humidity. All methyl esters of vegetable oils can accumulate up to 40 times more water than diesel fuel and have decreased resistance to oxidation, what is of great significance during long-term storage. It was proved, that water present in esters in quantity above 300 mg/kg is a reason of intensive development of bacteria, what reduces stability of this fuel. The presence of ester compound, which makes this fuel similar to certain types of varnishes and plastics results in its ability to dissolve certain types of varnishes and rubber seals, what can produce problems during vehicle operation [3].

Esters of vegetable oils have the possibility to mix in any proportion with diesel fuel. It is one of the most significant properties, decisive in the common usage of methyl esters as bio-components of diesel fuels. Using methyl esters as bio-components compensates for lack of sulfur compounds as natural lubricating components, what drastically worsens lubricity of these fuels and forces usage of synthetic additives. Biofuels are more eco-friendly as emitted carbon dioxide comes from the natural carbon cycle on earth. Biofuels have high biodegradability, and in case of water

porównaniu do oleju rzepakowego, charakteryzuje się znacznie większą zawartością kwasów tłuszczowych o trzech wiązaniach nienasyconych i złożonych łańcuchach węglowodorowych. Zawiera on także znacznie większą ilość kwasów tłuszczowych C20, bo około 18%, podczas gdy w oleju rzepakowym znajduje się ich tylko około 2%. Obecność wielonienasyconych kwasów tłuszczowych o złożonej budowie powoduje obniżenie temperatury krzepnięcia zarówno samego oleju, jak i sporządzonych z niego estrów metylowych. Łańcuchy te z uwagi na złożoność kształtów trudniej łączą się w kompleksy podczas obniżania temperatury, stąd olej lniarki charakteryzuje niska temperatura krzepnięcia (poniżej  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Produkcja, transport i dystrybucja estrów wymaga zachowania należytych parametrów w celu zabezpieczenia ich przed wpływem wilgoci. Wszystkie estry metylowe olejów roślinnych mogą wchłonać około 40 razy więcej wody niż olej napędowy i charakteryzują się zmniejszoną odpornością na utlenianie, co ma szczególne znaczenie przy długim okresie przechowywania. Stwierdzono, że zawartość wody w estrach powyżej 300 mg/kg jest przyczyną znacznego wzrostu bakterii, co pogarsza stabilność tego paliwa. Obecność grupy estrowej upodabniającej chemicznie biopaliwo do niektórych lakierów oraz tworzyw sztucznych powoduje skłonność tego paliwa do rozpuszczania lakierów i uszczelnień gumowych, co stwarza problemy w eksploatacji [3].

Estry olejów roślinnych mają możliwość mieszania się w dowolnych proporcjach z olejem napędowym. Jest to jedna z najistotniejszych właściwości, które zadecydowały o powszechnym stosowaniu estrów jako biokomponentu do paliw silników ZS. Ponadto stosowanie estrów jako biokomponentu rekompensuje obniżenie zawartości związków siarki we współczesnych paliwach. Ograniczenie zawartości siarki drastycznie pogarsza poziom właściwości smarnych paliw i powoduje konieczność stosowania syntetycznych dodatków. Biopaliwa są bardziej przyjazne środowisku, bowiem ich spalaniu towarzyszy emisja dwutlenku węgla pochodzącego z naturalnego obiegu węgla w przyrodzie. Biopaliwa charakteryzują się bardzo dużą biodegradowalnością; w sytuacji przedostania się do gruntu lub wody nie powodują skażenia. Tradycyjne paliwa ropopochodne zawierają mniej tlenu oraz stanowią bardzo skomplikowane mieszaniny węglowodorów z wielokrotnymi wiązaniami podwójnymi, a także łańcuchami cyklicznymi. Taka struktura cząsteczek

Table 2. Technical specifications of the diesel engines: 1,4D-4D and 4CT90

Tabela 2. Dane techniczne silników: 1,4D-4D i 4CT90

Engine/parameter	1,4D-4D	4CT90
Displacement/objętość skokowa	1364 ccm	2417 ccm
Max. power/moc maks.	66,2 kW at 3800 rpm/obr/min	66 kW at 4100 rpm/obr/min
Max. torque/moment maks.	190 Nm from/w zakresie 1800 to 3000 rpm/obr/min	195 Nm from/przy 2500 rpm/obr/min
Compression ratio/stopień sprężania	17.9	20.6
Fuel injection system/system wtrysku paliwa	Common Rail (1600 bar), 6 hole injectors/wtryskiwacze 6-otworowe	line pump MOTORPAL, indirect injection/pompa rzędowa MOTORPAL, wtrysk pośredni do komory wirowej
Exhaust gas treatment/układ oczyszczania spalin	EGR, equipped with cooler and catalyst/chłodnica ładunku oraz filtr cząstek stałych	EGR
Emission standard/norma emisji	Euro IV	Euro II

or earth penetration, the leakage does not create contamination. Conventional fuels derived from crude oil have less oxygen content and constitute very complicated mixtures of hydrocarbons with multiple double bonds and cyclic chains. Such complicated molecular structure determines their low biodegradability and high toxicity. Domination of diesel fuel in the fuel consumption created additional possibilities to increase the share of fuels obtained from oilseeds.

### 5. Experimental engine research

So as to have deeper knowledge about functional properties of methyl esters of camelina seed external characteristics and emission tests of some toxic compounds were made. Research of operational properties was made at Institute of Automotive Transport in Warsaw. During research a comparison between engine parameters fuelled with diesel oil (ON) and methyl esters of rape (B100) and camelina (EL) was made. The research object was 4CT90 DI engine and Toyota Yaris with turbocharged engine 1,4D-4D.

Comparison of full load characteristics engines: 4CT90 (Fig. 2) and 1.4D-4D (Fig. 3) fuelled with investigated fuels it can be observed that higher torque and power obtained for the engine fuelled with esters B100 and EL is accompanied with higher specific fuel consumption than in the case of diesel fuel. It should be stated that in both cases engine was run with the same position of bar controlling fuel dosage. Increased specific fuel consumption can result from the higher density of both bio fuel it and their lower than diesel fuel calorific value. In general can be concluded that:

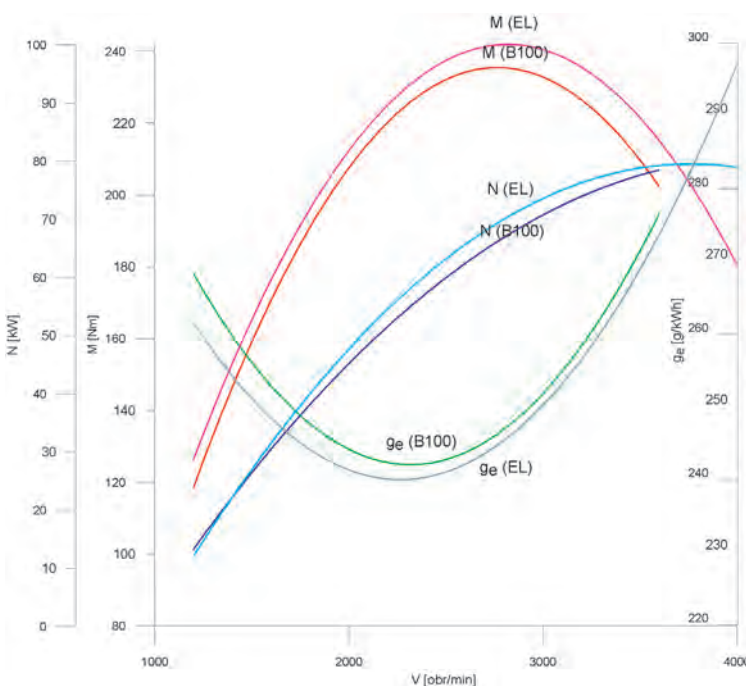


Fig. 3. Comparison of 1.4D-4D engine full load characteristics fuelled with EL and B100 [4]  
Rys. 3. Porównanie charakterystyk zewnętrznych silnika 1.4D-4D zasilanego EL i B100 [4]

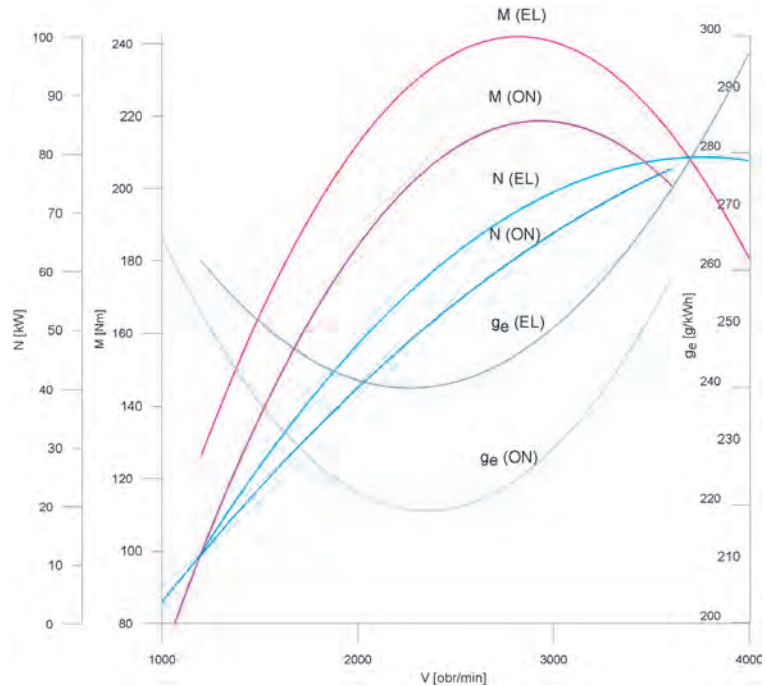


Fig. 2. Comparison of 4CT90 engine full load characteristics fuelled with diesel fuel and EL [4]  
Rys. 2. Porównanie charakterystyk zewnętrznych silnika 1.4D-4D zasilanego EL i ON [4]

kowa decyduje o ich małej biodegradowalności oraz dużej toksyczności. Dominacja oleju napędowego w konsumpcji paliw stwarza dodatkowe możliwości zwiększenia udziału paliw pochodzących z roślin oleistych.

### 5. Badania silnikowe

W celu szerszego poznania właściwości użytkowych estrów metylowych oleju lnianki wykonano charakterystyki zewnętrzne silnika oraz testy emisji wybranych związków toksycznych. Badania właściwości eksploatacyjnych przeprowadzono w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie. Prace badawcze polegały na porównaniu parametrów silnika zasilanego: estrami lnianki (EL), estrami rzepakowymi (B100) i olejem napędowym (ON). Jako obiekty badań wykorzystano silnik 4CT90 oraz Toyotę Yaris z silnikiem turbodoładowanym 1,4 D-4D o pojemności skokowej 1364 cm<sup>3</sup> (tab.2).

Porównując charakterystyki zewnętrzne silników: 4CT90 (rys. 2) i 1,4D-4D (rys. 3) zasilanych badanymi paliwami, można zauważyć, że większym momentem i mocom uzyskiwanym podczas zasilania silnika estrami B100 i EL towarzyszy większe jednostkowe zużycie paliwa niż przy zasilaniu olejem napędowym. Należy zaznaczyć, że w obu przypadkach silnik pracował z jednakowym położeniem listwy sterującej dawkowaniem paliwa. Zwiększone jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$  może wynikać z większej gęstości porównywanych biopaliw i ich mniejszej, w stosunku do ON, wartości opałowej. Ogólnie można stwierdzić, iż:

- maximum torque and engine power were obtained for engine fuelling with camelina methyl esters,
- specific fuel consumption was maximum when engine was fuelled with rapeseed methyl esters,
- minimum torque and engine power were obtained for diesel fuel.

Figures 4 – 7 show results of emission research carried out according to the ETC (*European Transient Cycle*) and ESC (*European Stationary Cycle*) and NRTC (*Non Road Test Cycle*). The results allow for the following remarks:

- hydrocarbons emission for all investigated fuels was on a comparable level,
- emission of particulate matter was highest for camelina esters,
- nitrogen oxides emission was highest in ETC and NRTC tests when engine was fuelled with camelina esters, in ESC test it was lower than for B100 fuel,
- in all tests  $\text{NO}_x$  emission was higher when engine was fuelled with biofuels than with diesel fuel,

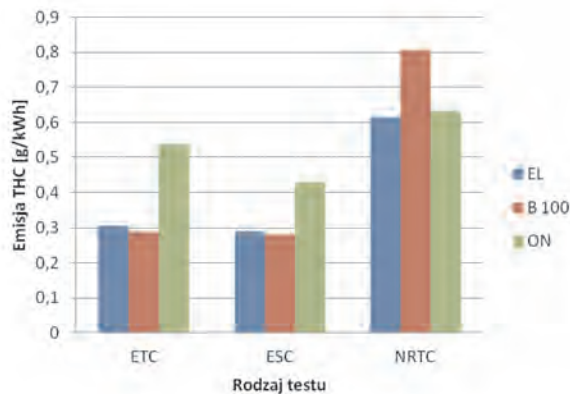


Fig. 4. THC emissions in ETC, ESC and NRTC cycles, engine fuelled with EL, B100 and Diesel fuel

Rys. 4. Porównanie emisji węglowodorów w testach ETC, ESC i NRTC przy zasilaniu silnika EL, B100 i ON

- najwyższy moment obrotowy i moc silnika uzyskano przy zasilaniu silnika estrami lnianki,
- najwyższe jednostkowe zużycie paliwa uzyskano przy zasilaniu silnika estrami rzepakowymi,
- silnik zasilany olejem napędowym uzyskał najmniejszą moc oraz moment obrotowy.

Na rysunkach 4 – 7 przedstawiono wyniki badań emisji wykonane według testów ETC (*European Transient Cycle*), ESC (*European Stationary Cycle*) i NRTC (*Non-Road Test Cycles*). Otrzymane wyniki pozwalają stwierdzić, że:

- emisja węglowodorów dla wszystkich badanych paliw jest na zbliżonym poziomie,
- emisja cząstek stałych jest największa dla estrów lnianki,
- emisja tlenków azotu przy zasilaniu estrami lnianki jest największa w teście ETC i NRTC, natomiast w teście ESC jest nieco mniejsza niż przy zasilaniu paliwem rzepakowym B100.
- we wszystkich testach emisja tlenków azotu jest większa przy zasilaniu silnika biopaliwami, niż przy zasilaniu silnika olejem napędowym,

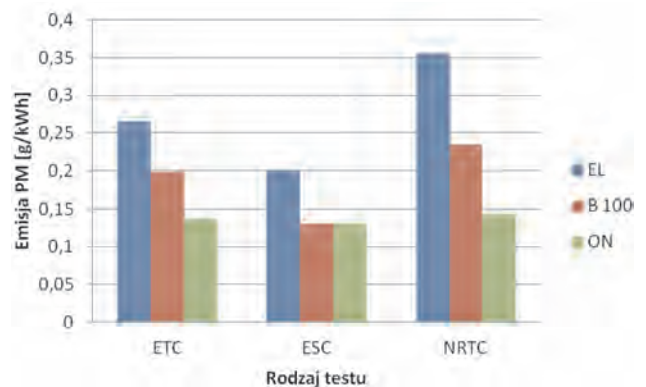


Fig. 5. PM emissions in ETC, ESC and NRTC cycles, engine fuelled with EL, B100 and Diesel fuel

Rys. 5. Porównanie emisji cząstek stałych w testach ETC, ESC i NRTC przy zasilaniu silnika EL, B100 i ON

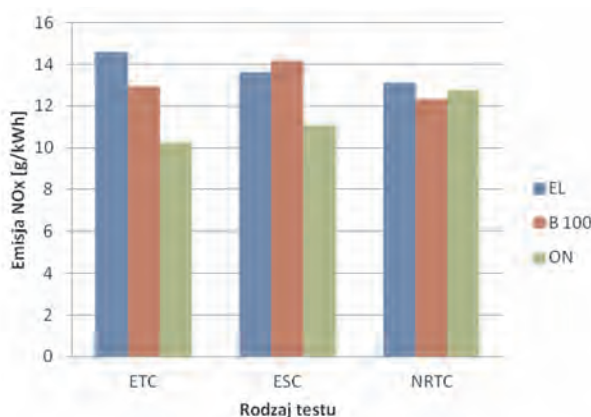


Fig. 6.  $\text{NO}_x$  emissions in ETC, ESC and NRTC cycles, engine fuelled with EL, B100 and Diesel fuel

Rys. 6. Porównanie emisji tlenków azotu w testach ETC, ESC i NRTC przy zasilaniu silnika EL, B100 i ON

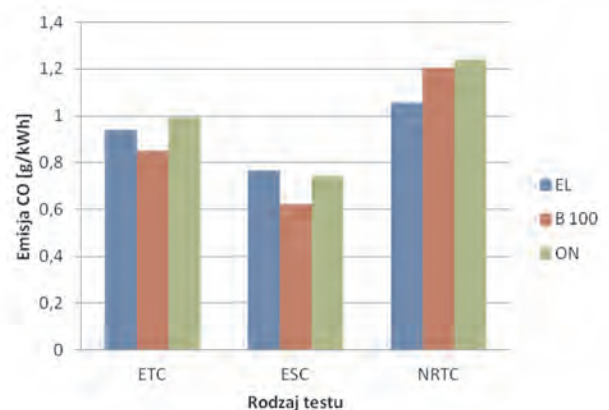


Fig. 7. CO emissions in ETC, ESC and NRTC cycles, engine fuelled with EL, B100 and Diesel fuel

Rys. 7. Porównanie emisji tlenku węgla w testach ETC, ESC i NRTC przy zasilaniu silnika EL, B100 i ON

– in case of CO emission, it was lowest for the camelina esters in NRTC test, for the remaining tests it was at a comparable level.

## 6. Conclusions

The analysis of the obtained data shows that the examined biofuels can be successfully used to power internal combustion engines. Esters of camelina and rapeseed esters cause improvement in course of load characteristics but a specific fuel consumption also higher this results from the increased density of biofuels and their lower calorific value compared to ON. When comparing the results of emissions it can be concluded that biofuels generally produced higher levels of exhaust emissions, with the exception of CO emissions (for all the cycles) and THC (for ETC cycle).

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

– emisja tlenku węgla jest najmniejsza dla estrów lnianki w teście NRTC, w pozostałych testach jest porównywalna do innych badanych paliw.

## 6. Wnioski

Z analizy otrzymanych danych wynika, że badane biopaliwa mogą być z powodzeniem stosowane do zasilania silników spalinowych. Estry lnianki i estry rzepakowe powodują poprawę charakterystyk pracy silnika przy jednoczesnym pogorszeniu przebiegu jednostkowego zużycia paliwa. Zwiększanie tego wskaźnika prawdopodobnie wynika z większej gęstości porównywanych biopaliw i ich mniejszej wartości opałowej w stosunku do ON. Przy porównaniu otrzymanych wyników emisji można stwierdzić, iż emisja związków toksycznych jest wyższa w przypadku biopaliw; jedynie dla CO we wszystkich testach oraz dla THC w teście ETC uzyskano większe wartości podczas zasilania ON.

## Abbreviations and nomenclature/Wykaz skrótów i oznaczeń

B100	Biodiesel made from vegetable oil or animal fats/ <i>biodiesel wyprodukowany z oleju roślinnego lub tłuszczów zwierzęcych</i>	ge	specific fuel consumption/ <i>jednostkowe zużycie paliwa</i>
CO	Carbon monoxide/ <i>tlenek węgla</i>	M	torque/ <i>moment obrotowy</i>
EGR	Exhaust Gas Recirculation/system recyrkulacji spalin	N	engine power/ <i>moc silnika</i>
EL	Camelina esters/ <i>estry lnianki</i>	NOx	nitrogen oxides/ <i>tlenki azotu</i>
ESC	European Stationary Cycle/test europejski w warunkach stacjonarnych	NRTC	Non-Road Transient Cycle/test w warunkach niustalonych dla silników o przeznaczeniu pozadrogowym
ETC	European Transient Cycle/test europejski w warunkach niustalonych	ON	diesel oil/ <i>olej napędowy</i>
		PM	particulate matter/ <i>cząstki stałe</i>
		THC	total hydrocarbons/ <i>węglowodory</i>
		V	revolution per minute/ <i>prędkość obrotowa</i>

## Bibliography/Literatura

- [1] Juliszewski T., Zajac T.: Biopaliwo rzepakowe, PWRiL, Poznań 2007.
- [2] Przemysł i handel naftowy 2009, Polska organizacja przemysłu i handlu naftowego, Raport roczny.
- [3] Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [4] Gil L.: Badania zużycia tribologicznego elementów układu wtryskowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego olejami roślinnymi. Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin 2011.
- [5] Lotko W.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami węglowodorowymi i roślinnymi, WNT, Warszawa 1997.
- [6] Lotko W.: Zasilanie silników spalinowych paliwami alternatywnymi, Wydawnictwo Instytutu Technologii i Eksploatacji, Wyższa Szkoła Inżynierska w Radomiu, Radom 1995.
- [7] Ignaciuk P., Gil L., Niewczas A.: Ocena właściwości tribologicznych paliw roślinnych w aspekcie wpływu na proces zużycia aparatury wtryskowej silników o zapłonie samoczynnym, MOTROL – Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Tom 11C, Lublin 2009.
- [8] Ignaciuk P., Gil L., Sarnowski C.: Oil Plants Cultivated in Poland as A Raw Product for The Production of Biofuels, Advances in Automotive Engineering. Volume I. Tribun EU, s.171-175, Brno 2008,

Prof. Andrzej Niewczas, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Transport and Informatics Department at University of Economics and Innovations in Lublin.

Prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – profesor na Wydziale Transportu i Informatyki Wyższej Szkoły Ekonomii i Innowacji w Lublinie.

e-mail: [a.niewczas@wsei.lublin.pl](mailto:a.niewczas@wsei.lublin.pl)



Leszek Gil, DEng. – doctor in the Transport and Informatics Department at University of Economics and Innovations in Lublin.

Dr inż. Leszek Gil – wykładowca na Wydziale Transportu i Informatyki Wyższej Szkoły Ekonomii i Innowacji w Lublinie.

e-mail: [l.gil@wsei.lublin.pl](mailto:l.gil@wsei.lublin.pl)



Piotr Ignaciuk, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Piotr Ignaciuk – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: [p.ignaciuk@pollub.pl](mailto:p.ignaciuk@pollub.pl)



## Abstracts of papers available on the attached CD-ROM

### Streszczenia artykułów znajdujących się na płycie CD

Krzysztof BIERNAT  
Paulina Luiza DZIOLAK  
Wojciech GIS  
Andrzej ŻÓLTOWSKI

PTNSS-2012-SS1-113

#### ANALYSIS OF THE BIO-METHANE POTENTIAL IN THE SELECTED COUNTRIES OF THE BALTIC SEA REGION

The article presents analysis of the bio-methane production system in the selected Baltic Sea Region countries and possibilities of the distribution of this fuel based on the existing natural gas transfer systems. Each of the countries discussed has had its preliminary provisions developed for an intensification of the biogas utilisation processes, as an energy source, for the transport means. Legal and economic mechanisms have been characterised also, which may stimulate production increase and spur interest of the potential recipients of bio-methane as an engine fuel.

*Key words: biomethane, gas system in Poland*

#### Analiza potencjału surowcowego wybranych krajów Baltic Sea Region w zakresie wytwarzania biogazu jako paliwa silnikowego

W artykule przedstawiono analizę systemu produkcji biogazu w wybranych krajach basenu Morza Bałtyckiego oraz możliwości dystrybucji tego paliwa, opierając się na istniejących systemach przesyłu gazu ziemnego. Dla każdego z omawianych krajów opracowano wstępne założenia w zakresie intensyfikacji procesów wykorzystywania biogazu jako nośnika energii w środkach transportu. Scharakteryzowano także mechanizmy prawne i ekonomiczne, które mogą stymulować zwiększenie produkcji oraz zainteresowanie potencjalnych odbiorców biometanu jako paliwa silnikowego.

*Słowa kluczowe: biometan, system gazowniczy w Polsce*

Alina KOWALCZYK-JUŚKO  
Aleksander MAZANEK

PTNSS-2012-SS1-114

#### AGRICULTURAL BIOGAS – CHARACTERISTICS, SUBSTRATES AND ITS USE

Agricultural biogas plants are using for anaerobic fermentation process substrates from purposeful crops (like maize, beat, grasses) as well as residues from agriculture and food industry. Agricultural biogas chemical composition reveals low amount of unwanted substances thanks to rather homogenous composition of substrates used in the process. Because of that purifying of agricultural biogas is easier when comparison to landfill or residual sewage sediments biogas. Thus agricultural biogas is more useful like fuel to engine vehicles.

The article presents outline of biogas production based on agricultural substrates in comparison to landfill and sewage treatment sediments fermentation. Productivity of biogas has been discussed and also necessarily activities that has to be undertaken in first preparation of substrates. Utilization of biogas for energy purposes was shown in terms of its usefulness like chemical composition as well as fuel for engine vehicles or connecting to existing gas grid.

*Key words: agricultural biogas, landfill biogas, substrates*

#### Biogaz rolniczy – charakterystyka, substraty, wykorzystanie

Biogazownie rolnicze wykorzystują w procesie fermentacji beztlenowej substraty pochodzące z celowych plantacji (jak kukurydza, burak, rośliny motylkowe, trawy) oraz odpady i produkty uboczne powstające w rolnictwie i przemyśle rolno-spożywczym. Biogaz rolniczy charakteryzuje się małą ilością domieszek substancji niepożądanych, dzięki dość jednorodnemu składowi substratów wykorzystywanych w procesie. Dzięki temu jego oczyszczenie jest łatwiejsze w porównaniu z gazem składowiskowym lub pochodzącym z fermentacji osadu ściekowego, a to zwiększa jego przydatność jako paliwa stosowanego w pojazdach silnikowych.

Artykuł prezentuje zarys produkcji biogazu na podstawie surowców rolniczych, w porównaniu do biogazu składowiskowego i powstającego w procesie fermentacji osadu ściekowego. Omówiono wydajność biogazową różnych substratów rolniczych oraz czynności niezbędne do ich wstępnego przygotowania do fermentacji. Problem energetycznego wykorzystania biogazu rolniczego ujęto zarówno w świetle jego przydatności pod kątem chemicznym, jak również rozwoju instalacji umożliwiających spalanie, wtłaczanie do sieci oraz wykorzystanie jako paliwa do pojazdów silnikowych.

*Słowa kluczowe: biogaz rolniczy, biogaz wysypiskowy, substraty*

Łukasz KOWALSKI  
Barbara SMERKOWSKA

PTNSS-2012-SS1-115

#### A POLISH CASE STUDY FOR BIOGAS TO BIOMETHANE UPGRADING

The article presents the results of a theoretical pre-feasibility study for biogas upgrading to biomethane for a planned agricultural biogas plant with a capacity of about 10 million Nm<sup>3</sup> of raw biogas production per year. Upgraded biogas to the quality of natural gas can be injected to the natural gas distribution network or used as a transportation fuel for natural gas vehicles (NGVs).

Currently the agricultural biogas, as well as landfill gas and gas from sewage treatment plants, is mainly used in Poland to produce electricity and heat (CHP plants). The

market for biogas upgrading to biomethane in Poland does not actually exist. A variety of factors affects this situation, including: high investment costs of upgrading units, the existing national incentive system promoting green electricity and heat production from biogas, lack of national standards for biomethane, limited awareness of the available technologies, and finally a small number of vehicles capable of using compressed biomethane (CBM).

The aim of this study is to examine alternative options for biogas utilization compared to combined heat and power production. Several biogas upgrading technologies available on the European market (water scrubbing, chemical scrubbing, cryogenic upgrading) were compared in terms of their applicability and cost effectiveness. Estimation of the installation costs, operation costs and revenues was presented for two alternatives of biomethane application: injection into the gas distribution grid or use for transport purposes for NGVs. A profitability analysis of the two solutions was performed, taking into account possible incomes from renewable energy certificate system (for injecting to the gas grid option).

*Key words: biogas, biomethane, biogas upgrading*

#### **Uszlachetnianie biogazu do jakości biometanu – studium przypadku dla warunków polskich**

W artykule zaprezentowano rezultaty studium wykonalności dla teoretycznej, planowanej biogazowni rolniczej o wydajności około 10 mln Nm<sup>3</sup> surowego biogazu, zintegrowanej z instalacją uszlachetniania biogazu. Biogaz uszlachetniony do jakości gazu ziemnego może być włączany do dystrybucyjnej sieci gazowej bądź stosowany jako paliwo transportowe do samochodów zasilanych gazem ziemnym (tzw. NGVs – *Natural Gas Vehicles*).

Aktualnie w Polsce zarówno biogaz rolniczy, jak również gaz składowiskowy i z oczyszczalni ścieków jest przede wszystkim wykorzystywany do produkcji energii elektrycznej i ciepła (układy kogeneracyjne), natomiast rynek uszlachetniania biogazu w Polsce prawie nie istnieje. Składają się na to różne czynniki, m.in. wysokie koszty inwestycyjne instalacji uszlachetniania, krajowy system wsparcia promujący produkcję energii elektrycznej i ciepła, brak odnośnych norm jakościowych dla biometanu, niewielka wiedza na temat dostępnych technologii oraz niewielka liczba pojazdów mogących wykorzystywać sprężony biometan (CBM).

Na podstawie studium przypadku autorzy poddali analizie alternatywne możliwości wykorzystania biogazu. Przedstawiono wariantowe technologie uszlachetniania biogazu. Porównano możliwość zastosowania oraz opłacalność wybranych dostępnych w Europie technologii uszlachetniania biogazu w wymienionej biogazowni (absorpcja fizyczna w skruberze wodnym, absorpcja chemiczna, separacja kriogeniczna). Przedstawiono symulację kosztów oraz przychodów instalacji uszlachetniania przy wybranej biogazowni rolniczej. Porównano dwa warianty wykorzystania uzyskanego biometanu: włączanie do sieci gazowej oraz wykorzystanie na cele transportowe. Na tej podstawie opracowano szacunkową analizę opłacalności obu rozwiązań, w tym również z uwzględnieniem ewentualnych przychodów z tytułu uzyska-

nia świadectw pochodzenia biogazu (w przypadku włączania do sieci gazowej).

*Słowa kluczowe: biogaz, biometan, uszlachetnianie biogazu*

*Krzysztof BIERNAT*

**PTNSS-2012-SS1-116**

*Wojciech GIS*

*Izabela SAMSON-BRĘK*

#### **APPLICATION OF THE LIFE CYCLE ASSESSMENT (LCA) METHOD TO THE ESTIMATION OF ENVIRONMENTAL IMPACT OF THE ENGINE BIOFUELS GENERATION FOR EXAMPLE OF BIOGAS FUEL**

The “Life Cycle Assessment” (LCA) is a process to evaluate the environmental burdens associated with a product, process, or activity by identifying and quantifying energy and materials used and wastes released to the environment, and to assess the impact of those energy and materials used and releases to the environment. The assessment includes the entire life cycle of the product, process or activity, encompassing: extracting and processing raw materials; manufacturing, transportation and distribution; use, re-use, maintenance; recycling, and final disposal. The LCA orients the assessment of environmental impact of a product system to the areas of ecosystem, human health, and resources used. In the light of the obligations imposed by the European Union on its member states regarding the minimisation of environmental impact of the fuel industry, the LCA method helps to meet these requirements and is a useful tool to fulfil such obligations. It covers the whole life cycle of a fuel, from the raw material extraction, through the fuel production and use, to the procedures of management of the fuels that do not meet the applicable standard requirements.

The life cycle assessment (LCA) method has been described as one of the methods that make it possible to estimate the environmental impact of the process of manufacturing biogas as a fuel intended for internal combustion (IC) engines. Individual stages of the LCA process as well as the assessment preparation principles and requirements are governed by the ISO 14000 series of standards (from 14040 to 14049) and the corresponding Polish equivalents.

*Key words: biogas, LCA, life cycle assessment, fuel, ISO*

#### **Zastosowanie metody oceny cyklu istnienia LCA do oszacowania wpływu na środowisko wytwarzania biopaliw transportowych na przykładzie paliwa biogazowego**

Ocena Cyklu Istnienia LCA (ang. *Life Cycle Assessment*) to technika mająca na celu ocenę zagrożeń środowiskowych związanych z systemem wyrobu lub działaniem, zarówno przez identyfikowanie oraz ocenę ilościową zużytych materiałów i energii, a także odpadów wprowadzanych do środowiska, jak i przez ocenę wpływu tych materiałów, energii i odpadów na środowisko. Ocena dotyczy całego okresu istnienia wyrobu lub działania, począwszy od wydobycia i przetwórstwa surowców mineralnych, procesu produkcji wyrobu, dystrybucji, stosowania, wtórnego wykorzystania, utrzymania, recyklingu,

aż do końcowego zagospodarowania oraz transportu. LCA ukierunkowuje badanie wpływu na środowisko systemu wyrobu w obszar ekosystemu, zdrowia ludzkiego oraz zużytych zasobów. W świetle zobowiązań, jakie nakłada na kraje członkowskie Unia Europejska, dotyczących minimalizacji wpływu na środowisko przemysłu paliwowego, metoda LCA wychodzi naprzeciw tym wymaganiom i jest użytecznym narzędziem w ich realizacji. Obejmuje ona cały cykl istnienia paliwa: pozyskanie surowców, jego wytworzenie, użytkowanie oraz procedury postępowania z paliwami niespełniającymi wymagań norm przedmiotowych.

W publikacji omówiono metodę oceny cyklu istnienia LCA jako jedną z metod pozwalających na oszacowanie wpływu na środowisko procesu wytwarzania biopaliw transportowych, na przykładzie paliwa biogazowego mającego zastosowanie do silników spalinowych. Omówiono również poszczególne etapy LCA oraz wymagania i zasady sporządzania oceny, które regulowane są przez normy serii ISO 14000 (od 14040 do 14049) oraz ich polskie odpowiedniki.

*Słowa kluczowe: biogaz, LCA, ekologiczna ocena cyklu istnienia, paliwo, ISO*

Krzysztof BIERNAT  
Wojciech GIS  
Izabela SAMSON-BRĘK

PTNSS-2012-SS1-117

#### REVIEW OF TECHNOLOGY FOR CLEANING BIOGAS TO NATURAL GAS QUALITY

The article presents review of available biogas upgrading technologies to natural gas quality, as well as Polish achievements in this field. Article also took into account the national requirements relating to quality of biogas delivered to the natural gas network, as well as quality requirements for biogas in other European countries on the example of Germany. The paper discusses two new and perspective methods of upgrading biogas.

*Key words: biogas, biomethane, upgrading, removal of water, adsorption, absorption, scrubbers, membrane, standards*

#### Przegląd wybranych technologii oczyszczania biogazu do jakości gazu ziemnego

W artykule przedstawiono przegląd dostępnych technologii oczyszczania biogazu do jakości gazu ziemnego oraz polskich osiągnięć w tej dziedzinie. Opisano również krajowe wymogi dotyczące jakości biogazu wprowadzanego do sieci gazu ziemnego, a także wymagania jakościowe dla biogazu w innych krajach europejskich na przykładzie Niemiec. Omówiono dwie nowe perspektywiczne metody oczyszczania biogazu.

*Słowa kluczowe: biogaz, biometan, oczyszczanie, osuszanie, adsorpcja, absorpcja, membrany, płuczki, normy*

Wojciech GIS  
Janusz JAKÓBIEC  
Andrzej ŻÓŁTOWSKI

PTNSS-2012-SS1-118

#### BIOGAS AS ENGINE FUEL

The article presents the current state and prospects for development of biogas in Poland. It presents the potential for biogas production in Poland from agricultural biogas plants, biogas recovery in landfills and biogas recovery plant at the sewage treatment plants. The potential of biogas production in Sweden is described as well. The status and prospects for development of biogas in Poland in relation to the Swedish experience were presented. The results of ecological studies on the use of biogas (biomethane) to power city buses engines were identified.

*Key words: biogas, agricultural biogas plant*

#### Biogaz jako paliwo silnikowe

W artykule przedstawiono stan aktualny i perspektywy rozwoju biogazu w Polsce, a także potencjał produkcji biogazu w Polsce z biogazowni rolniczych, instalacji odzysku biogazu przy wysypiskach odpadów oraz z instalacji odzysku biogazu przy oczyszczalniach ścieków. Określono również potencjał produkcyjny biogazu w Szwecji. Zaprezentowano stan i perspektywy rozwoju biogazu w Polsce w odniesieniu do szwedzkich doświadczeń. Przedstawiono wyniki badań ekologicznych nad zastosowaniem biogazu (biometanu) do zasilania silników autobusów miejskich.

*Słowa kluczowe: biogaz, biogazownia rolnicza*

Ryszard KRYSZEK

PTNSS-2012-SS1-119

#### THE EU'S TRANSPORT POLICY EUROPE 2020 – TASKS FOR A CLEANER URBAN TRANSPORT

Today, the world's transport systems are highly dependent on petroleum fuel. So, we can ask how large a share of the world's liquid fuel supply can be provided by biofuels? This question is crucial to understand that biofuels are potential to provide an environmentally sustainable alternative to the petroleum fuels. Especially in cities, where the people suffer most from congestion, poor air quality and noise, the public transport should be more widely available. Preparing the European Transport System for the future European Commission stated that "mobility is vital for the economy and the quality of life of citizens". In this paper some aspects of European Transport Policy aiming implementation of a competitive low carbon economy in 2050 were presented.

*Key words: transport policy, transport systems, public transport, biofuels, mobility, clean environment*

#### Polityka transportowa UE EUROPA 2020 – zadania dla czystszej transportu miejskiego

Światowe systemy transportowe są obecnie bardzo uzależnione od paliw ropopochodnych. Można więc zapytać, jak duży udział w światowych dostawach paliw płynnych może być zastąpiony biopaliwami? W pytaniu tym kryje się odpowiedź, że biopaliwa są paliwami odnawialnymi, stanowiącymi alternatywę dla paliw ropopochodnych – szczególnie w miastach, gdzie ludzie odczuwają zatłoczenie, złą jakość powietrza i hałas, a transport publiczny powinien być szeroko

dostępny. Przygotowując Europejski System Transportowy na przyszłość, Komisja Europejska oświadczyła, że "mobilność jest istotna dla gospodarki i jakości życia obywateli". W opracowaniu tym zaprezentowano kilka aspektów Unijnej Polityki Transportowej ukierunkowanej na wprowadzenie konkurencyjnej gospodarki niskowęglowej w 2050 roku.

*Słowa kluczowe: polityka transportowa, systemy transportowe, transport publiczny, biopaliwa, mobilność, czyste środowisko*

Lennart HALLGREN

PTNSS-2012-SS1-120

#### TOWARDS A SUSTAINABLE PUBLIC TRANSPORT SYSTEM IN STOCKHOLM

The paper presents transport policy implemented in Stockholm Lokaltrafik – the company managing municipal bus transport and underground in Stockholm. The Swedish government policy translated onto the development directions of the municipal transport in Stockholm assumes total elimination from the use of the fossil fuels in the bus transport and replacing it with ethanol and biogas. The paper particularly discusses the development policy of the biogas application as a fuel in the Stockholm transport. At present there are over 100 buses in this city running on biogas and their number is systematically increasing as the biogas production grows in the Stockholm agglomeration, by building or expanding bio-gas plants producing biogas.

*Key words: transport system, biofuels, biogas*

#### Kierunki zrównoważonego systemu transportu publicznego w Sztokholmie

W referacie przedstawiono politykę transportową realizowaną w Stockholm Lokaltrafik, przedsiębiorstwie komunikacyjnym zawiadującym autobusami komunikacji miejskiej oraz metrem kursującym w Sztokholmie. Polityka rządu Szwecji odnośnie do kierunków rozwoju transportu miejskiego w Sztokholmie zakłada całkowite wyeliminowanie z użycia paliw kopalnych z miejskiej komunikacji autobusowej i zastąpienie ich etanolem i biogazem. W referacie szczególnie omówiono politykę rozwoju stosowania biogazu jako paliwa w komunikacji w Sztokholmie. Obecnie w tym mieście kursuje ponad 100 autobusów zasilanych biogazem i liczba ta ulega systematycznemu zwiększaniu w miarę wzrostu produkcji biogazu na terenie aglomeracji sztokholmskiej dzięki budowie lub rozbudowie biogazowni produkujących biogaz.

*Słowa kluczowe: system transportowy, biopaliwa, biogaz*

Monika WÓJCIK

PTNSS-2012-SS1-121

#### ANALYSIS OF THE NATURAL GAS DISTRIBUTION INFRASTRUCTURE IN THE BSR COUNTRIES

The study reveals natural gas pipelines of high and medium pressure in Poland and Baltic countries, such as: Estonia, Latvia, Lithuania, Norway, Sweden, Germany, Finland and the Kaliningrad Oblast. The basic aim of the study was assessing the possibility of injecting biogas produced in biogas

plants to the gas network or its use as CNG fuel delivered via pipeline directly to the station. The paper characterizes the qualitative factors for the transmission of biogas (purified to natural gas) using existing gas grids and proposes sites for biogas plants in relation to the locations of these grids. The study shows existing solutions of the distribution of biomethane in selected countries bordering the Baltic Sea, and analyzes the cross-border transmission capacity of the gas. The article also contains a characterization and assessment of legal and economic conditions affecting the use of biomethane processes as fuel for motor vehicles. It also shows the main priorities in this area and environmental and social benefits arising from the production and use of biomethane as a motor fuel.

*Key words: natural gas, biomass, GTL processes*

#### Analiza infrastruktury dystrybucyjnej gazu ziemnego w krajach BSR

W pracy zawarto opis gazociągów wysokiego i średniego ciśnienia w Polsce i krajach bałtyckich, takich jak: Estonia, Łotwa, Litwa, Norwegia, Szwecja, Niemcy, Finlandia i Obwód Kaliningradzki. Podstawowym celem niniejszego opracowania była ocena możliwości dostarczania biogazu produkowanego w biogazowni do sieci gazowej lub jego użycia jako paliwo CNG dostarczanego rurociągiem bezpośrednio do stacji tankowania gazu ziemnego. Scharakteryzowano czynniki jakościowe dotyczące przesyłania biogazu (oczyszczonego do jakości gazu ziemnego) przy użyciu istniejących sieci gazowych oraz zaproponowano lokalizacje biogazowni, opierając się na wiedzy na temat obecnego przebiegu gazociągów. Przedstawiono istniejące rozwiązania dystrybucji biometanu w wybranych krajach nadbałtyckich i analizę transgranicznej zdolności przesyłowej gazu. Artykuł zawiera również opis i ocenę warunków prawnych i ekonomicznych dotyczących wykorzystania biometanu jako paliwa dla pojazdów silnikowych. Pokazano również główne priorytety w tej dziedzinie oraz środowiskowe i społeczne korzyści wynikające z produkcji i wykorzystania biometanu jako paliwa silnikowego.

*Słowa kluczowe: gaz ziemny, biomasa, procesy GTL*

Krzysztof BIERNAT

PTNSS-2012-SS1-122

Paulina Luiza DZIOŁAK

Wojciech GIS

Andrzej ŻÓLTOWSKI

#### ANALYSIS OF THE BIO-METHANE DISTRIBUTION POSSIBILITIES IN THE SELECTED COUNTRIES OF THE BALTIC SEA REGION

The article presents analysis of the bio-methane production system in the selected Baltic Sea Region countries and possibilities of the distribution of this fuel based on the existing natural gas transfer systems. Each of the countries discussed has had its preliminary provisions developed for an intensification of the biogas utilisation processes, as an

energy source, for the transport means. Legal and economic mechanisms have been characterised also, which may stimulate production increase and spur interest of the potential recipients of bio-methane as an engine fuel.

*Key words: biomethane, biogas, distribution of biogas*

#### **Analiza możliwości dystrybucyjnych biometanu w wybranych krajach basenu Morza Bałtyckiego**

W artykule przedstawiono analizę systemu produkcji biogazu w wybranych krajach basenu Morza Bałtyckiego oraz możliwości dystrybucji tego paliwa, opierając się na istniejących systemach przesyłu gazu ziemnego. Dla każdego z omawianych krajów opracowano wstępne założenia w zakresie intensyfikacji procesów wykorzystywania biogazu jako nośnika energii w środkach transportu. Scharakteryzowano także mechanizmy prawne i ekonomiczne, które mogą stymulować zwiększenie produkcji oraz zainteresowanie potencjalnych odbiorców biometanu jako paliwa silnikowego.

*Słowa kluczowe: biometan, biogaz, dystrybucja biogazu*

Krzysztof BIERNAT  
Paulina Luiza DZIOŁAK  
Wojciech GIS  
Andrzej ŻÓŁTOWSKI

**PTNSS-2012-SS1-123**

#### **ANALYSIS OF THE BIO-METHANE DISTRIBUTION POSSIBILITIES IN POLAND**

The article presents potential possibilities of utilising existing natural gas transfer networks to distribute bio-methane as an engine fuel. There are also conditions shown, associated with the rational localisation of the agricultural bio-gas plants taking into account vehicles traffic intensity and existing CNG distribution system at the car fuel stations. The concept of automatic bio-methane quality control has also been presented, guaranteeing its safe distribution through the transfer networks.

*Key words: biomethane, gas system in Poland*

#### **Analiza możliwości dystrybucyjnych biometanu w Polsce**

W artykule przedstawiono potencjalne możliwości wykorzystania istniejących sieci przesyłowych gazu ziemnego do dystrybucji biometanu jako paliwa silnikowego. Przedstawiono także uwarunkowania związane z racjonalną lokalizacją biogazowni rolniczych z uwzględnieniem natężenia ruchu pojazdów oraz istniejącego systemu dystrybucyjnego CNG w stacjach zasilania samochodów. Omówiono także koncepcję automatycznego systemu kontroli jakości biometanu gwarantującą jego bezpieczną dystrybucję sieciami przesyłowymi.

*Słowa kluczowe: biometan, system gazowniczy w Polsce*

Krzysztof BIERNAT  
Wojciech GIS

**PTNSS-2012-SS1-124**

#### **GTL (GAS TO LIQUID) PROCESSES**

The paper presents the natural gas and biomass as feedstocks for GTL processes. Also presents a synthesis gas production technologies. Additionally, shows the applicability of the Fisher-Tropsch synthesis in GTL processes. Also presents the process of gasoline production – Mobil MTG ("methanol to gasoline") as a process of better economic and technological terms in confrontation to the FT synthesis. A comprehensive natural gas processing plants for liquid fuels was presented also.

*Key words: natural gas, biomass, GTL processes*

#### **Procesy GtL (Gas to Liquid)**

W artykule zaprezentowano gaz ziemny oraz biomasę jako surowce do procesów GtL. Zaprezentowano również technologie wytwarzania gazu syntezowego. Dodatkowo przedstawiono możliwości zastosowania syntezy Fisher-Tropscha w procesach GtL. Omówiono proces produkcji benzyn Mobil MtG („methanol to gasoline”) jako proces lepszy pod względem ekonomicznym i technologicznym w odniesieniu do syntezy F-T. Przedstawiono także kompleksowe instalacje przetwarzania gazu ziemnego do paliw ciekłych.

*Słowa kluczowe: gaz ziemny, biomasa, procesy GTL*

Zdzisław CHŁOPEK  
Jakub LASOCKI

**PTNSS-2012-SS1-125**

#### **A COMPREHENSIVE ASSESSMENT OF THE EMISSIONS IN CONJUNCTION WITH FUELLING INTERNAL COMBUSTION ENGINES WITH BIOGAS**

The paper presents information on the comprehensive assessment of environmental risk by the operation of motor vehicles with engines powered by biogas fuel. The methods of ecological analysis in the stages of production and distribution of energy carriers (Well-to-Tank, abbreviated WTT) and vehicles (tank-to-Wheel, abbreviated TTW) were presented. The results of equivalent carbon dioxide emissions and emissions of harmful substances in the WTT stage for biogas fuel and other biofuels were analyzed.

*Key words: WTW analysis, pollutant emission, biogas*

#### **Kompleksowa ocena emisji zanieczyszczeń w związku z zasilaniem silników spalinowych paliwem biogazowym**

W pracy przedstawiono informacje na temat kompleksowej oceny zagrożenia środowiska przez eksploatację pojazdów samochodowych z silnikami zasilanymi paliwem biogazowym oraz metody analizy ekologicznej na etapach wytwarzania i dystrybucji nośników energii (*Well-to-Tank*, w skrócie WTT), a także użytkowania pojazdów (*Tank-to-Wheel*, w skrócie TTW). Przeanalizowano wyniki badań emisji równoważnej dwutlenku węgla i emisji substancji szkodliwych dla zdrowia w fazie WTT dla paliwa biogazowego oraz innych biopaliw.

*Słowa kluczowe: analiza WTW, emisja zanieczyszczeń, biogaz*

Zdzisław CHŁOPEK

PTNSS-2012-SS1-126

### EVALUATION OF THE POLLUTANTS EMISSION FROM INTERNAL COMBUSTION ENGINES FUELED BY BIOGAS

The paper presents the results of emissions tests from biogas fueled engines used in transportation. Biogas fuel is the result of the biogas processing, resulting primarily from the disposal of waste and by-products, thus can be classified as second generation biofuel. The results of the tests approval procedures were compared with the EEV (*Enhanced Environmental Friendly Vehicles* – vehicles environmentally friendly) emission limits of pollutants. Environmental benefits from supplying bus engines by biogas fuel were rated. It was found that the use of biogas fuel to power buses is one of the most environmentally friendly transport solutions.

*Key words: combustion engines, biogas, pollutants emission*

#### Ocena emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych zasilanych paliwem biogazowym

W pracy przedstawiono wyniki badań emisji zanieczyszczeń z silników zasilanych paliwem biogazowym, stosowanych w komunikacji miejskiej. Paliwo biogazowe pochodzi z przetwarzania biogazu, powstającego przede wszystkim z utylizacji odpadów i produktów ubocznych, może być zatem zaliczone do biopaliw drugiej generacji. Wyniki badań w procedurach homologacyjnych porównano z limitami emisji jednostkowej zanieczyszczeń EEV (ang. *Enhanced Environmental Friendly Vehicles* – pojazdy przyjazne dla środowiska naturalnego). Oceniono korzyści ekologiczne zasilania silników autobusowych paliwem biogazowym. Stwierdzono, że zastosowanie paliwa biogazowego do zasilania autobusów jest jednym z najbardziej ekologicznych rozwiązań w komunikacji miejskiej.

*Słowa kluczowe: silniki spalinowe, biogaz, emisja zanieczyszczeń*

Wojciech GIS

PTNSS-2012-SS1-127

Andrzej KULCZYCKI

### BIOGAS AS A LOCALLY PRODUCED ENERGY SOURCE FOR LOCAL AUTOMOTIVE TRANSPORT AND LOCAL ENERGY NETWORKS

The article presents the biogas as a fuel for use both in power sector and in transport sector. The existing local systems and methods of use of biogas and methods for electricity supply of local customers were analyzed. The intelligent energy networks and the possibility of supplying local customers in the bio-CNG were presented also.

*Key words: biogas, automotive transport, biogas systems*

#### Biogaz jako lokalnie wytwarzane źródło energii dla lokalnego transportu samochodowego i lokalnych sieci energetycznych

W artykule przedstawiono biogaz jako paliwo do zastosowania zarówno w energetyce, jak i w transporcie. Przeanalizowano istniejące lokalne systemy wykorzystywania biogazu i metody zaopatrywania w energię elektryczną lokalnych odbiorców. Za-

prezentowano inteligentne sieci energetyczne oraz możliwości zaopatrywania lokalnych odbiorców w bio-CNG.

*Słowa kluczowe: biogaz, transport samochodowy, systemy biogazowe*

Wojciech GIS

PTNSS-2012-SS1-128

Edward MENES

Jerzy WAŚKIEWICZ

Andrzej ŻÓŁTOWSKI

### EVALUATION OF THE BIOMETHANE PRODUCTION POTENTIAL FROM MUNICIPAL SOURCES AND ITS USE IN URBAN BUS – THE EXAMPLE OF WARSAW

According to estimates, the waste received by the largest establishments engaged in the storage and disposal of municipal waste in Warsaw, and from sewage sludge treatment plant, it is possible to obtain about 35 mln Nm<sup>3</sup> of biomethane every year. Only part of the resulting biogas is used in process technology and the needs of heating and electricity production. The rest of the biogas is burned in flares or evaporates into the air. Potential production of biomethane from these sources in 2020, e.g. for use as motor fuel for city buses, was estimated at about 25 mln Nm<sup>3</sup>, which would let to operate around 520 buses in Warsaw MZA (37% of the park). Given current pricing, the asset of biomethane utilization in urban public bus is not economic reason, but environmental issue.

*Key words: biogas, biomethane*

#### Ocena potencjału produkcji biometanu z gospodarki komunalnej i jego wykorzystania w miejskim transporcie autobusowym – na przykładzie Warszawy

Według szacunków z odpadów odbieranych przez największe zakłady zajmujące się składowaniem i utylizacją odpadów komunalnych Warszawy oraz z osadów ściekowych oczyszczalni ścieków można pozyskać rocznie około 35 mln Nm<sup>3</sup> biometanu. Tylko część powstającego biogazu jest wykorzystywana w procesie technologicznym i na potrzeby grzewcze oraz do produkcji energii elektrycznej. Reszta biogazu spalana jest w pochodniach lub ulatnia się w powietrze. Potencjał produkcji biometanu z tych źródeł w 2020 r., do wykorzystania np. jako paliwo silnikowe autobusów miejskich, ocenia się na około 25 mln Nm<sup>3</sup>, co pozwoliłoby na eksploatację około 520 autobusów MZA Warszawa (37% parku). Przy obecnych uwarunkowaniach cenowych atutem wykorzystania biometanu w miejskim publicznym transporcie autobusowym nie są względy ekonomiczne, ale względy ekologiczne.

*Słowa kluczowe: biogaz, biometan*

Janusz JAKÓBIEC

PTNSS-2012-SS1-129

Wojciech GIS

Grzegorz WYSOPAL

### TRENDS IN DEVELOPMENT OF MOTOR OIL TECHNOLOGY INCLUDING ALTERNATIVE FUELS

The article presents a information of direction of development of engine motor oil technology from regard alternative fuels, in

this the biogas, recipes relating of the environment protection as well as criterion of selection motor oils. It the attention was turned on quality requirements engine fuels – the biogas – in formation the exploational propriety of engine motor oil.

*Key words: motor oils, alternative fuels*

#### **Kierunki rozwoju technologii olejów silnikowych z uwzględnieniem paliw alternatywnych**

Praca zawiera informacje dotyczące kierunku rozwoju technologii olejów silnikowych, paliw alternatywnych, w tym biogazu, w nawiązaniu do ochrony środowiska jak również kryterium wyboru olejów silnikowych. Uwaga została skoncentrowana na wymaganiach jakościowych dotyczących paliw silnikowych, takich jak biogaz, w określaniu właściwości eksploatacyjnych oleju silnikowego.

*Słowa kluczowe: oleje silnikowe, paliwa alternatywne*

Mateusz NOWAK  
Łukasz RYMANIAK

PTNSS-2012-SS1-130

#### **CNG AND LPG AS FUELS FOR COMBUSTION ENGINES**

The paper discusses the issues regarding motor vehicles powered by natural gas and a mixture of propane-butane. The study contains a comparison of prices and the analysis of property gaseous fuels (CNG, LPG), unleaded gasoline and diesel. Also described is the availability of refueling stations network of compressed natural gas in Poland. The paper presents an economic analysis of purchasing vehicles powered by gaseous fuels equipped with factory power supplies and corresponding versions of gasoline, compared to the parameters and exploitation costs of these vehicles. Attention is given to the possibility of installation a gas system to power a car outside the factory – the impact of gas system installation on functional properties.

*Key words: natural gas, LPG, CNG and LPG refueling stations, fuel prices*

#### **CNG i LPG jako paliwa do silników spalinowych**

W artykule poruszone zostały zagadnienia dotyczące eksploatacji pojazdów zasilanych gazem ziemnym oraz mieszaniną propanu i butanu. Opracowanie zawiera porównanie własności oraz analizę cen paliw gazowych (CNG, LPG) z benzyną bezołowiową i olejem napędowym. Opisano także dostępność sieci stacji tankowania sprężonego gazu ziemnego w Polsce. W pracy przedstawiono analizę ekonomiczną zakupu pojazdów zasilanych paliwami gazowymi wyposażonych w fabryczne układy zasilania z odpowiadającymi im wersjami benzynowymi, przy czym porównane zostały parametry oraz koszty eksploatacji tych pojazdów. Uwaga została poświęcona również możliwości przerobienia samochodu na zasilanie gazowe poza fabryką – wpływ montażu instalacji gazowej na właściwości użytkowe.

*Słowa kluczowe: gaz ziemny, LPG, stacje tankowania CNG i LPG, ceny paliw*

Izabela SAMSON-BRĘK  
Krzysztof BIERNAT

PTNSS-2012-SS1-131

#### **PROCESSING OF MUNICIPAL SOLID WASTE AND PLASTIC FOR LIQUID FUELS – WTL TECHNOLOGY**

The article presents the status and prospects of the WtL processes (*Waste to Liquid*) in Poland. Also shows KDV technology, which involves the production of diesel fuel from waste. Methods for plasma waste disposal with the basis for determination of plasma processes, the second generation plasma methods and so-called concept of "green" power stations were presented also.

*Key words: biogas, WTL technology, plasma waste disposal*

#### **Przetwarzanie odpadów komunalnych i tworzyw sztucznych na paliwa płynne – technologie WTL**

W artykule przedstawiono stan i perspektywy procesów WTL (*Waste to Liquid*) w Polsce. Zaprezentowano również technologię KDV, która polega na produkcji oleju napędowego z odpadów oraz metody plazmowego unieszkodliwiania odpadów wraz z określeniem podstaw procesu plazmowego, przedstawieniem metody plazmowej drugiej generacji i zaprezentowaniem koncepcji tzw. „zielonej” elektrowni.

*Słowa kluczowe: technologia WTL, plazmowe unieszkodliwianie odpadów*

Wojciech WOLAŃSKI

PTNSS-2012-SS1-132

#### **LNG – ECOLOGICAL FUEL IN SOLBUS BUSES**

The article concerns the LNG fueled buses which are manufactured at Solbus Bus Factory in Solec Kujawski. The factory as the only one in Poland has been authorized by the Ministry of Infrastructure to register 31 LNG fueled buses. At present two of those buses are in use by MPK in Wałbrzych. The article points out distinctive features of the vehicles and their fuel system in particular. Author also widely describes safety mechanisms used in LNG fueled buses.

*Key words: bus transportation, liquefied natural gas, exhaust emissions*

#### **LNG – ekologiczne paliwo w autobusach marki Solbus**

Artykuł dotyczy autobusów zasilanych skroplonym gazem ziemnym (LNG), wytwarzanych przez fabrykę Solbus Bus w Solcu Kujawskim. Fabryka ta, jako jedyna w Polsce, została upoważniona przez Ministerstwo Infrastruktury do zarejestrowania 31 autobusów zasilanych przez LNG. Obecnie dwa z tych autobusów są użytkowane przez MPK w Wałbrzychu. Artykuł opisuje cechy tych pojazdów i szczególnie zwraca uwagę na ich instalację paliwową. Również szeroko opisano mechanizmy bezpieczeństwa w autobusach zasilanych przez LNG.

*Słowa kluczowe: autobusy komunikacji miejskiej, skroplony gaz ziemny, emisja spalin*

---

---

## Abstracts of presentations available on the attached CD-ROM

### Streszczenia prezentacji znajdujących się na płycie CD

Martin AAHRNE

PTNSS-2012-SS1-133

#### REGIONAL SWEDISH BIOGAS PRODUCTION EXPERIENCES AND GROWTH SCENARIOS

The paper presents biogas production in Sweden based on the three examples of the plants producing biogas from various types of substances: biogas manufactured from the animal dung at the Katrineholm plant, biogas manufactured from the sewer sediment at the Käppala plant in Stockholm as well as biogas from the food production waste at the VATAB Milijö, Västerås plant. It also shows the numbers of the biogas production plants and biogas enhancement plants – bringing its quality up to that of the natural gas in Sweden, together with the references to the manufacturing and processing capacities of those plants. Swedish scenarios for the biogas (bio-methane) production increase in the region of the Stockholm City, have been presented as well as the proposal of the production increase system and biogas application in the region of Biogas Öst.

#### Regionalna produkcja biogazu w Szwecji – doświadczenia i scenariusze wzrostu

W referacie przedstawiono produkcję biogazu w Szwecji, opierając się na trzech przykładach instalacji wytwarzania biogazu z różnego typu substratów: biogaz produkowany z odchodów zwierzęcych w instalacji w Katrineholm, biogaz wytwarzany z osadu ściekowego w instalacji Käppala w Sztokholmie oraz biogaz z odpadów żywnościowych w instalacji VATAB Milijö, Västerås. Zaprezentowano liczbę biogazowni i instalacji uszlachetniania biogazu do jakości gazu ziemnego w Szwecji wraz z odniesieniem do mocy wytwórczych i przerobowych tych instalacji. Przedstawiono szwedzkie scenariusze wzrostu produkcji biogazu (biometanu) w regionie Sztokholmu. Zaprezentowano również propozycję systemu zwiększania produkcji i stosowania biogazu w regionie Biogas Öst.

Sara ANDERSON

PTNSS-2012-SS1-134

#### INTRODUCING BIOGAS BUSES – STRATEGY, POLICY AND ACTION PLAN

The article presents biogas (bio-methane) as a perfect substitute for the fossil fuels, defines environmental and social benefits resulting from its use as a fuel for the combustion engines and the difficulties and obstacles in its implementation. It describes advantages of the bio-methane application to power the vehicles, such as climatic changes, running out of the crude oil resources or green house gasses emission problem and the environmental pollution. The possible methods of reducing greenhouse gasses emission, air pollution

as well as limiting the dependence on the fossil fuels, have also been presented. The strategy of introducing bio-methane to the market as a fuel for the transport means, have been defined, both on the local scale and regional, national and international, together with the detailed plan for the actions in this direction.

#### Wdrażanie autobusów biogazowych – strategia, polityka i plan działania

W artykule zaprezentowano biogaz (biometan) jako doskonały substytut paliw kopalnych, określono środowiskowe i społeczne korzyści wynikające z jego stosowania jako paliwa do silników spalinowych oraz utrudnienia i bariery w jego implementacji. Opisano zalety stosowania biometanu do napędu pojazdów, takie jak zmiany klimatyczne, kończenie się zasobów ropy naftowej czy problem emisji gazów cieplarnianych i zanieczyszczenie środowiska. Przedstawiono również możliwe metody redukcji emisji gazów cieplarnianych i zanieczyszczeń powietrza, a także ograniczenia uzależnienia od paliw kopalnych. Określono strategię wprowadzania na rynek biometanu jako paliwa przeznaczonego dla środków transportu zarówno w wymiarze lokalnym, regionalnym, jak i krajowym i międzynarodowym, a także szczegółowy plan działań w tym kierunku.

Zdzisław CHŁOPEK

PTNSS-2012-SS1-135

#### BIOGAS BUSES OF SCANIA

The paper presents the design and performance characteristics of Scania engines fueled by biogas: OC9G04 and G05OC9. These are five cylinders spark ignition engines operated on lean mixture combustion. Biogas produced from waste and by-products is a second generation bio-fuel. The paper presents the external speed characteristics of gas fueled engines in comparison to conventional diesel engines those engines are used to drive Scania buses. The pollutant emissions during the dynamic test the ETC (*European Transient Cycle*), together with a limit of EEV (*Enhanced Environmental Friendly Vehicles vehicles environmentally friendly*) were presented. It was found that Scania engines, fueled with biogas, are among the most environmentally friendly transport solutions. An overview of Scania city buses powered by engines fueled by biogas fuel were also presented.

#### Autobusy biogazowe Scanii

Prezentacja omawia konstrukcyjne i eksploatacyjne właściwości silników Scanii zasilanych paliwem biogazowym: OC9 G04 i OC9 G05. Są to pięciocyndrowe

silniki o zapłonie iskrowym sterowane na spalanie mieszanki ubogiej. Biogaz wytwarzany z odpadów i produktów ubocznych jest biopaliwem drugiej generacji. Przedstawiono zewnętrzne charakterystyki prędkościowe silników zasilanych paliwem gazowym w porównaniu do klasycznych silników o zapłonie samoczynnym – silniki te są stosowane do napędu autobusów miejskich Scanii. Przedstawiono emisję jednostkową zanieczyszczeń w teście dynamicznym ETC (*European Transient Cycle*) wraz z limitem EEV (*Enhanced Environmental Friendly Vehicles* – pojazdy przyjazne dla środowiska naturalnego). Stwierdzono, że silniki Scanii zasilane paliwem biogazowym należą do najbardziej ekologicznych rozwiązań w transporcie. Przedstawiono przegląd autobusów miejskich Scanii napędzanych silnikami zasilanymi paliwem biogazowym.

Krzysztof GAWROŃSKI

PTNSS-2012-SS1-136

### TAKING GAS INTO CONSIDERATION FOR THE FUTURE

The paper presents operation of the MAN company in Poland. It defines global resources of the fossil energy resources and the alternative fuel proposals – alternative fuels and bio-fuels. The history of the gas powered engines has been quoted. The engines manufactured by MAN company installed at the bio-gas production plant in Austria, have also been presented. Global sales results of the gas powered stationary engines for the period 2008-2010 were shown. The properties of CNG compared with the biogas (bio-methane) properties have been presented from the aspect of their application in the MAN company products. The benefits and advantages of the introduction of MAN buses with the engines running on gas have been quoted. The data showing limits for the exhaust gases of the stationary gas powered engines and the exhausts emission limits for the Euro III, IV, V, EEV and VI have been presented. Buses running on the compressed natural gas included in the offer of the MAN company, the diagram of the operation of the engine running on CNG, as well as the exact parameters of biogas (bio-methane) adequate to power the engines of those buses, have also been presented.

#### Gaz jako paliwo przyszłości

W referacie przedstawiono działalność przedsiębiorstwa MAN w Polsce. Określono światowe rezerwy kopalnych nośników energii oraz alternatywne propozycje paliwowe – paliwa alternatywne i biopaliwa. Odwołano się do historii silników gazowych. Przedstawiono również silniki wyprodukowane przez firmę MAN, instalowane w zakładach produkcji biogazu np. w Austrii. Zaprezentowano wyniki sprzedażowe stacjonarnych silników gazowych na świecie na przestrzeni lat 2008-2010. Przedstawiono właściwości CNG w zestawieniu z właściwościami biogazu (biometanu) w aspekcie stosowania w urządzeniach firmy MAN. Odwołano się do zalet i korzyści płynących z wprowadzenia

na rynek autobusów MAN z silnikiem gazowym. Zawarto dane dotyczące limitów gazów wydechowych dla stacjonarnych silników gazowych oraz limity emisji spalin Euro III, IV, V, EEV i VI. Zaprezentowano autobusy na sprężony gaz ziemny znajdujące się w ofercie firmy MAN, schemat działania silnika na CNG oraz dokładne parametry biogazu (biometanu) odpowiedniego do zasilania silników tych autobusów.

Lars HAMMARLO

PTNSS-2012-SS1-137

### WITH THE AMBITION TO CONTRIBUTE TO A FOSSIL-FUEL INDEPENDENT SOCIETY

The paper presents main areas of the operation for the Scandinavian Biogas company, such as, among the others: constructing biogas plants, main raw materials for the biogas production e.g. sewer sediment, food and industry wastes, improvement of the biogas reclaiming from the sewer plants, optimising the fermentation process depending on the components, know-how for the integrated biogas production plants system or the biogas production on the large scale. The gas producing plants in Stockholm built by Scandinavian Biogas have been presented as well as wide possibilities of the fermentation processes proposed by this company for the biogas plants. The possibilities of enhancing biogas to bring it to the quality of the fuels powering combustion engines have been presented. The environmental impact of the vehicles running on the biogas (biomethane) have been determined as well as efficiency of this fuel in transport when compared with the vehicles running on different fuels. The condition of the fleet of buses running on the biogas (biomethane) in Sweden was presented as well as the sales results of the vehicles (including buses and passenger cars) running on biogas in that country.

#### Z ambicją przyczynienia się do uniezależnienia społeczeństwa od paliw kopalnych

W referacie przedstawiono główne obszary działalności przedsiębiorstwa Scandinavian Biogas, takie jak m. in. budowa biogazowni, główne surowce do produkcji biogazu, np. osad ściekowy, odpady żywnościowe i przemysłowe, udoskonalanie procesów odzysku biogazu z oczyszczalni ścieków, optymalizacja procesu fermentacyjnego w zależności od surowca, know-how dla zintegrowanego systemu instalacji biogazowych, czy produkcja biogazu na wielką skalę. Zaprezentowano instalacje biogazowni w Sztokholmie wybudowane przez Scandinavian Biogas i określono szerokie możliwości procesów fermentacyjnych zaproponowanych przez to przedsiębiorstwo w instalacjach biogazowni. Opisano możliwości uszlachetniania biogazu do jakości paliwa do zasilania silników spalinowych. Określono wpływ na środowisko pojazdów zasilanych biogazem (biometanem) i wydajność tego paliwa w transporcie w porównaniu do pojazdów zasilanych innymi paliwami. Przedstawiono również stan taboru autobusów zasilanych

biogazem (biometanem) w Szwecji oraz podano wyniki sprzedażowe dla pojazdów (w tym autobusów i samochodów osobowych) zasilanych biometanem w tym kraju.

*Sławomir JARZĄBKOWSKI* **PTNSS-2012-SS1-138**

### **SOLARIS – POWER OF ENTHUSIASM**

The paper presents Solaris Company, its history, produced models of buses and trams. Models of buses powered by compressed natural gas – CNG U12, U12LE CNG, CNG U15, U15LE CNG, CNG U18, U18LE CNG were presented in details. The article shows the numbers of CNG buses produced by Solaris Company in various European cities. The engine powered by compressed natural gas used in Solaris buses with detailed data and determination of its emissivity were presented. The reference are also the experiences of Solaris Company in the field of biogas as a fuel to power bus engines.

#### **Solaris – siła entuzjazmu**

Zaprezentowano przedsiębiorstwo Solaris, jego historię, produkowane modele autobusów i tramwajów. Szczegółowo opisano modele autobusów zasilanych sprężonym gazem ziemnym – U12 CNG, U12LE CNG, U15 CNG, U15LE CNG, U18 CNG, U18LE CNG. Przedstawiono liczbę autobusów zasilanych CNG w poszczególnych miastach europejskich. Zaprezentowano silnik zasilany sprężonym gazem ziemnym stosowany w autobusach firmy Solaris wraz z jego szczegółowymi parametrami i określeniem jego emisyjności. Odwołano się również do doświadczeń firmy Solaris w zakresie biogazu jako paliwa do zasilania silników autobusowych.

*Tuula KAJOLINNA* **PTNSS-2012-SS1-139**

### **LIFE CYCLE COST ANALYSES ON BIOGAS BUSES**

The paper presents work on the „life cycle cost analysis” for the buses running on biomethane, which was compiled by the VTT company as part of the International Baltic Biogas Bus Project. The biogas production costs and annual biogas consumption costs to power a bus have been compiled, calculated and presented. The costs of building biogas plant depending on its manufacturing output capacity and the type of substrate used, have been determined. Analysed were also construction and operational costs of the biogas enhancement installation, up to the natural gas quality. The cost analysis has also been compiled for the biogas distribution systems, slow fuelling station, and the cost effectiveness of the biogas implementation systems in the suburban buses, has been established. The total costs of the operating bus running on the biomethane have been compared with the costs of running a bus on diesel fuel.

### **Analizy kosztów cyklu życia autobusów biogazowych**

Zaprezentowano kosztową „analizę cyklu życia” autobusów zasilanych biometanem, co było realizowane przez przedsiębiorstwo VTT w ramach Międzynarodowego Projektu Baltic Biogas Bus. Podano i skalkulowano zebrane dane dotyczące kosztów produkcji biogazu oraz rocznych kosztów zużycia biogazu do zasilania autobusów. Określono koszty budowy instalacji biogazowni w zależności od zdolności wytwórczej oraz od rodzaju stosowanego substratu. Przeanalizowano również koszty budowy i eksploatacji instalacji uszlachetniania biogazu w stosunku do jakości gazu ziemnego. Sporządzono także analizę kosztową dla systemów dystrybucji biogazu, stacji wolnego tankowania oraz określono opłacalność implementacji systemów biogazowych w autobusach podmiejskich. Porównano całkowite koszty eksploatacji autobusu zasilanego biometanem z kosztami eksploatacji autobusu zasilanego olejem napędowym.

*Urban LÖFVENBERG* **PTNSS-2012-SS1-140**

### **RENEWABLE FUELS FOR USTAINABLE URBAN TRANSPORT**

The paper presents history of the bus and trucks production at the Scania company. Due to climatic changes, running out of the crude oil resources, energy safety, environmental protection, air quality, etc. Scania is striving towards sustainable transport through specific actions and establishing specific targets to be reached. There are several solutions presented for the sustainable transport, proposed by the company. The vision of limiting dioxide emission by 50% by the „intelligent” logistics and transport and the application of the innovative technologies and biofuels has been portrayed. Scania has presented also bus and truck engines running on biogas, manufactured by the company.

#### **Paliwa odnawialne dla zrównoważonego transportu miejskiego**

W referacie omówiono historię produkcji autobusów i samochodów ciężarowych w przedsiębiorstwie Scania. Z uwagi na zmiany klimatyczne, kończenie się zasobów ropy naftowej, bezpieczeństwo energetyczne, ochronę środowiska, jakość powietrza itd. Scania dąży do zrównoważonego transportu przez konkretne działania i założenia konkretnych celów do osiągnięcia. Zaprezentowano wiele rozwiązań dla zrównoważonego transportu zaproponowanych przez przedsiębiorstwo. Przedstawiona została wizja ograniczenia 50% ditlenku węgla przez „inteligentniejszą” logistykę i transport oraz zastosowanie innowacyjnych technologii i biopaliw. Zaprezentowano również produkowane przez firmę Scania silniki autobusowe i samochodów ciężarowych zasilane biogazem.

Timo MURTONEN

PTNSS-2012-SS1-141

**EVALUATION OF METHANE BUS END-USE PERFORMANCE**

The paper presents tasks of the VTT company within the International Baltic Biogas Bus Project, such as: evaluation of the buses running on CNG with regards to their emissivity, energy consumption, noise measurements for those buses and creating specific measurement cycles for the three cities – Helsinki, Stockholm and Tartu. The methodology of those tests has also been defined. The results of the tests carried out on the chassis dynamometer have been presented for the eight different types of buses, as well as the levels of NO<sub>x</sub> emission, suspended dust, CO<sub>2</sub> equivalent emission and the energy consumption.

**Ocena właściwości autobusów zasilanych metanem**

W referacie przedstawiono zadania przedsiębiorstwa VTT w Międzynarodowym Projekcie *Baltic Biogas Bus*, jakimi są ocena autobusów zasilanych CNG pod kątem ich emisyjności i konsumpcji energii, pomiary hałasu tych autobusów oraz stworzenie specyficznych cykli pomiarowych dla trzech miast: Helsinek, Sztokholmu i Tartu. Określono również metodykę tych badań. Podano wyniki testów wykonanych na hamowni podwoziowej dla ośmiu różnych typów autobusów, określono poziomy emisji NO<sub>x</sub>, pyłu zawieszonego, emisji ekwiwalentu CO<sub>2</sub> oraz konsumpcji energii.

Tomasz PAŃCZYŻYŃ

PTNSS-2012-SS1-142

**POLICY AND PERSPECTIVES FOR RENEWABLE FUELS IN POLISH TRANSPORT AND CITY BUSES**

The paper presents the changes assumptions draft to the law act on bio-components and liquid bio-fuels and other law acts, including changes to the accounting method for National Indicative Targets and penalties for lack of their implementation. Criteria for sustainable development along with a system to verify their compliance are presented. The paper presents also the minimum required level of emission reduction and diagram the flow of information between entities in the supply chain. Certification system administrators and certification bodies and their functions, together with expertise on the certification system are described. Circulation rules of evidence meets the criteria for sustainable development along with the Electronic Registration System for Sustainable Biomass are presented.

**Polityka i perspektywy dla paliw alternatywnych w polskim transporcie autobusowym**

Podano projekt założeń zmian do ustawy o biokomponentach i biopaliwach ciekłych oraz do innych ustaw, wraz z określeniem zmian sposobu rozliczania Narodowych Celów Wskaźnikowych i kar za brak ich realizacji. Zaprezentowano również kryteria zrównoważonego rozwoju wraz z syste-

mem weryfikacji ich spełnienia. Przedstawiono minimalny wymagany poziom redukcji emisji i schemat przepływu informacji pomiędzy podmiotami w łańcuchu dostaw. Określono administratorów systemów certyfikacji oraz jednostki certyfikujące i ich zadania wraz z ekspertyzami dotyczącymi systemu certyfikacji. Zaprezentowano zasady obiegu dokumentów potwierdzających spełnienie kryteriów zrównoważonego rozwoju wraz z Systemem Elektronicznej Rejestracji Biomasy Zrównoważonej.

Nelson ROJAS

PTNSS-2012-SS1-143

**INTRODUCING BIOGAS BUSES TO NORWAY**

The paper presents Norwegian HOG Energie company, which deals with the issues of gas infrastructure development for the natural gas, increasing consumption of the natural gas in the public transport as well as buses and ferries running on natural gas/biomethane. It was decided that due to the worsening condition of the environment and the greenhouse effect, it is necessary to introduce changes to the transport sector. One of the methods to eliminate losses in the environment is the use of biogas (biomethane) as the transport fuel due to its low air pollutants emissivity and greenhouse gases for this fuel. The substrates suitable for the biogas production, have been determined. The challenges awaiting the new fuel i.e. biogas have been presented, such as the fact, that the substrates for the biogas production are characterised by being dispersed, and various raw materials have different ownership structures. The best strategy of the biogas (biomethane) introduction to the market, via compressed natural gas, has been defined. The use of natural gas in Norway was presented together with the integrated gas transport system in this country and biogas production and consumption level. The fleet of buses and ships powered by natural gas in Norway has also been presented.

**Wdrażanie autobusów biogazowych w Norwegii**

W referacie zaprezentowano norweskie przedsiębiorstwo HOG Energi, które zajmuje się zagadnieniami: rozwoju infrastruktury gazowej dla gazu ziemnego, zwiększenia wykorzystania gazu ziemnego w transporcie publicznym oraz autobusów i promów zasilanych gazem ziemnym/biometanem. Określono, że ze względu na pogarszający się stan środowiska i efekt cieplarniany należy dokonać zmian w sektorze transportu. Jedną z metod niwelowania strat w środowisku jest stosowanie biogazu (biometanu) jako paliwa transportowego z powodu niskiej emisyjności zanieczyszczeń powietrza i gazów cieplarnianych powodowanych przez to paliwo. Określono substraty nadające się do produkcji biogazu. Przedstawiono wyzwania dla nowego paliwa, jakim jest biogaz, m. in. takie jak to, że surowce do produkcji biogazu charakteryzują się rozproszeniem, a różne surowce mają odmienne formy własności. Określono najlepszą strategię wprowadzania na rynek biogazu (biometanu) za pośrednictwem sprężonego gazu ziemnego.

Zaprezentowano wykorzystanie gazu ziemnego w Norwegii, wraz z zintegrowanym systemem transportu gazu w tym kraju oraz poziomem produkcji i wykorzystania biogazu. Przedstawiono również flotę autobusów i statków zasilanych gazem ziemnym w Norwegii.

Nelson ROJAS

PTNSS-2012-SS1-144

### **REGULATION AND POLICY FOR INTRODUCING BIOGAS**

The paper presents a study of policies and regulations in Norway on the introduction of biogas (biomethane) to the market. The study reviews the different national practices in this area, identified the main barriers to overcome, verified best practices in this regard, identifying six areas of action, you can use to promote biogas and create a strategy for it. It was specified for this purpose should to focus on securing a sustainable system for biogas, stimulate the creation of the necessary infrastructure, correcting market failures in order to increase the competitiveness of biogas. Also presents the key strategic policy decisions and program implementation to biogas market. Reference is also the possibility of financing such projects.

#### **Regulacje i polityka implementacji biogazu**

W referacie zawarto studium polityki i regulacji prawnych w Norwegii dotyczących wprowadzania na rynek biogazu (biometanu). W ramach studium dokonano przeglądu różnych krajowych praktyk w tym zakresie, zidentyfikowano najważniejsze bariery do pokonania, zweryfikowano najlepsze praktyki, zidentyfikowano sześć obszarów działań, za pomocą których można promować biogaz i stworzyć dla niego strategię. W tym celu należy skupić się na stworzeniu zrównoważonego systemu dla biogazu, stymulowaniu tworzenia niezbędnej infrastruktury, korygowaniu niedoskonałości rynku w celu zwiększenia konkurencyjności biogazu. Przedstawiono również kluczowe strategiczne decyzje polityczne oraz program dotyczący implementacji biogazu na rynek. Odwołano się również do możliwości finansowania tego rodzaju przedsięwzięć.

Petra SEIDENBERG

PTNSS-2012-SS1-145

### **THE INTRODUCTION OF BIOGAS, AS A VEHICLE FUEL IN PUBLIC TRANSPORT, INTO THE STATE OF MECKLENBURG- VORPOMMERN, GERMANY**

The paper presents the state of biogas (biomethane) consumption, as an engine fuel in Germany, defining also possibility of introducing biomethane as a transport fuel in the Mecklenburg-Vorpommern region. The tasks of the ATI ercgGmbH company have been presented, amongst them: promoting biogas (biomethane) as a transport fuel, support

of the cities and regions in the Mecklenburg-Vorpommern province with a strategic biomethane implementation as an engine fuel. The status of the bio-fuels utilisation in Germany has been shown as well as technical conditions for the biogas application as a transport fuel in that country, including the analysis of its production and enhancement, biomethane distribution and vehicles destined to operate on this fuel. In the Mecklenburg-Vorpommern province there have been regions indicated, where the use of biogas as an engine fuel would be most appropriate. The existing biomethane infrastructure has also been shown.

### **Wdrażanie biogazu jako paliwa do pojazdów transportu publicznego na przykładzie kraju związkowego Niemiec – Meklemburgii–Pomorza Przedniego**

W referacie omówiono stan wykorzystania biogazu (biometanu) jako paliwa silnikowego w Niemczech, określono również możliwości wprowadzania biometanu jako paliwa transportowego w regionie Mecklenburg-Vorpommern. Przedstawiono zadania przedsiębiorstwa ATI ercgGmbH, wśród których m. in. znajdują się promocja biogazu (biometanu) jako paliwa transportowego, wsparcie miast i regionów w landzie Mecklenburg-Vorpommern przy strategicznej implementacji biometanu jako paliwa silnikowego. Zaprezentowano status wykorzystania biopaliw w Niemczech oraz techniczne uwarunkowania do stosowania biogazu jako paliwa transportowego w tym kraju, włącznie z analizą jego produkcji i uszlachetniania, dystrybucją biometanu oraz pojazdami przeznaczonymi do zasilania tym paliwem. W landzie Mecklenburg-Vorpommern wyznaczono regiony, w których stosowanie biogazu jako paliwa silnikowego byłoby najbardziej odpowiednie. Przedstawiono również istniejącą infrastrukturę biometanu w tym landzie.

Robert STEINBERGER-  
-WILCKENS

PTNSS-2012-SS1-146

### **HIGH TEMPERATURE FUEL CELL AUXILIARY POWER UNIT FOR DEPLOYMENT ON A BIOGAS DRIVEN BUS**

The paper presents the concept of the use of fuel cells as auxiliary power source for the vehicle into electrical energy. Described the advantages of this approach: high efficiency, the possibility of direct use as a fuel the mixture of methane and carbon dioxide (biogas), formation of heat as a side effect of the fuel cell and its possible use in vehicle heating systems, lower emissions by the vehicle. The paper presents the current state of the development of fuel cells by comparing their performance with the requirements of modern buses. Directions of research in developing fuel cell design that would provide them the required durability, quality and cost were specified.

### **Pomocniczy wysokotemperaturowy zespół napędowy ogniw paliwowych dla autobusów zasilanych biogazem**

W prezentacji omówiono koncepcję zastosowania ogniwa paliwowego jako pomocniczego źródła zasilania pojazdu w energię elektryczną. Opisano zalety takiego rozwiązania: wysoka sprawność, możliwość bezpośredniego zastosowania jako paliwa mieszaniny metanu i dwutlenku węgla (biogazu), powstawanie ciepła jako efektu ubocznego działania ogniwa paliwowego, możliwego do wykorzystania w systemach ogrzewania pojazdu, mniejsza emisja zanieczyszczeń przez pojazd. W pracy przedstawiono obecny stan rozwoju techniki ogniw paliwowych, porównując ich parametry z wymaganiami dla współczesnych autobusów. Określono kierunki prac badawczych w dziedzinie doskonalenia konstrukcji ogniw paliwowych, które zapewniłyby ich wymaganą trwałość, jakość i koszt.

*Jaanus TAMM  
Raimond TAMM*

**PTNSS-2012-SS1-147**

### **FEASIBILITY STUDIES OF FILLING STATION AND BUS DEPOT**

The paper presents the situation of biogas in Estonia. With the implementation of the International Project Baltic Biogas Bus, the City of Tartu has created the development of a feasibility study for introduction the bio-methane buses in Estonia. One of them was to develop a feasibility study for bio-methane refueling station in Tartu City. Defines the objective of this study target groups, such as bus companies, waste companies and taxi companies. Also presents a methodology to create the study. Reference is made to the fuel prices in Estonia, and presents ideas of fast and slow bio-methane refueling station. Also analyze the costs of bio-methane refueling station.

### **Studium wykonalności dla stacji tankowania biogazu i zajezdni autobusowych**

W referacie przedstawiono zagadnienie biogazu w Estonii. Dzięki realizacji Międzynarodowego Projektu Baltic Biogas Bus miasto Tartu stworzyło opracowania dotyczące wprowadzania na rynek estoński autobusów zasilanych biometanem. Jednym z nich było opracowanie studium wykonalności dla stacji tankowania biometanu w Tartu. Określono cel tego opracowania i grupy docelowe, takie jak przedsiębiorstwa autobusowe, firmy odpadowe i przedsiębiorstwa taksówkowe. Przedstawiono również metodologię tworzenia opracowania. Odwołano się do cen paliw w Estonii oraz zaprezentowano koncepcje stacji szybkiego i wolnego tankowania biometanu. Przeanalizowano również koszty stacji tankowania biometanu.

*Raimond TAMM  
Janus TAMM*

**PTNSS-2012-SS1-148**

### **INCLUDING BIOGAS BUSES IN A SUSTAINABLE TRAFFIC PLAN**

The paper presents the possibility of fulfill the European objectives of 20x20x20 package by Estonia. The classification of modular movement in Estonia was presented. The bus service in the city of Tartu, along with a fleet of five buses powered by CNG were presented. There was defined a new public transport policy resulting, inter alia, with the participation of the City of Tartu in the International Project Baltic Biogas Bus. The results of investigations concerning the introduction of CNG buses in the city of Tartu and the steps taken to ensure that in this city clean public transport are shown. Urban wastewater treatment plant and municipal waste landfill Aardlapalu as potential sources of raw materials for biogas production has been presented as well.

### **Wprowadzenie autobusów zasilanych biogazem do zrównoważonego planu ruchu miejskiego w Tartu**

W referacie zaprezentowano możliwości spełnienia przez Estonię europejskich celów pakietu 20x20x20. Zaprezentowano podział modularny ruchu w Estonii. Przedstawiono również transport autobusowy w mieście Tartu wraz z flotą pięciu autobusów zasilanych CNG. Określono nową politykę transportu publicznego wynikającą między innymi z udziału Urzędu Miasta Tartu w Międzynarodowym Projekcie Baltic Biogas Bus. Przedstawiono wyniki badań dotyczących wprowadzania autobusów zasilanych CNG w mieście Tartu wraz z podjętymi krokami w celu zapewnienia w tym mieście ekologicznego transportu publicznego. Zaprezentowano również miejską oczyszczalnię ścieków i wysypisko odpadów komunalnych Aardlapalu jako potencjalne źródła surowców do produkcji biogazu.

*Anneli WALDEN*

**PTNSS-2012-SS1-149**

### **BIOGAS DISTRIBUTION, BUS DEPOTS AND FUELLING SYSTEMS**

The paper presents various available technologies of the biogas distribution, such as: distribution through the gas pipes network, transport of the bottles with a compressed gas by specially adapted trucks and distribution of the gas in the condensed form. It has also been defined, what distribution systems have been planned by the Stockholm transport company – Stockholm Local Public Transport, to be implemented in the region of the city of Stockholm. The vehicle fuel supply systems adopted at this company – quick and slow gas refuelling systems, have also been presented.

### Dystrybucja biogazu, zajezdnie autobusowe i systemy tankowania

W artykule przedstawiono różne dostępne techniki dystrybucji biogazu, jak dystrybucja poprzez sieci gazociągów, poprzez transport butli ze sprężonym gazem za pośrednictwem butlowozów i dystrybucja gazu w postaci skroplonej. Określono również, jakie systemy dystrybucji zostały zaplanowane przez sztokholmskie przedsiębiorstwo komunikacyjne Stockholm Lokal Public Transport do realizacji w regionie Sztokholmu. Zaprezentowano przyjęte w tym przedsiębiorstwie systemy zasilania pojazdów – szybkiego i wolnego tankowania gazu.

Karol WIECZOREK

PTNSS-2012-SS1-150

#### CNG IN INTERNATIONAL PERSPECTIVE. LATEST TRENDS IN CNG FUEL TECHNOLOGIES

The paper presents the organizations dealing with issues of vehicles powered by compressed natural gas. The European and global perspectives in the implementation of biogas as a transportation fuel was specified. The latest technologies

in engines powered by compressed natural gas and hybrid technologies were presented. The latest target groups for biogas (bio-methane) as a transportation fuel are the passenger vehicles (use in commercial and specialized way), taxi companies, garbage trucks, and trains. The refueling station infrastructure of biogas (bio-methane) was analyzed also. The article also shows that CNG is the cheapest transportation fuel on the Polish market.

#### CNG w międzynarodowej perspektywie. Ostatnie trendy w technologiach CNG

W referacie omówiono organizacje zajmujące się tematyką pojazdów zasilanych sprężonym gazem ziemnym. Określono europejskie i światowe perspektywy w zakresie implementacji biogazu jako paliwa transportowego. Przedstawiono najnowsze technologie w silnikach zasilanych sprężonym gazem ziemnym oraz technologie hybrydowe. Najnowsze grupy docelowe dla biogazu (biometanu) jako paliwa transportowego to pojazdy osobowe (wykorzystanie komercyjne i specjalistyczne), przedsiębiorstwa taksówkowe, śmieciarki oraz pociągi. Przeanalizowano również infrastrukturę stacji tankowania biogazu (bio-metanu). Wykazano, że CNG jest najtańszym paliwem transportowym na polskim rynku.



# Working together on climate-neutral public transport

Better air quality

Part of the sustainable ecocycle

Minimised emissions

Renewable energy source



Photo: Jan Danielsson

Photo: Mikael Hedlund, Mirakelfilm

Photo: Andreas Karlsson, Mirakelfilm

Photo: Stockholm Södra Glory



Stockholm Södra Glory

We are twelve partners in Baltic Biogas Bus – an EU-funded project which seeks to encourage cities and regions to use biogas as a fuel for public transport.

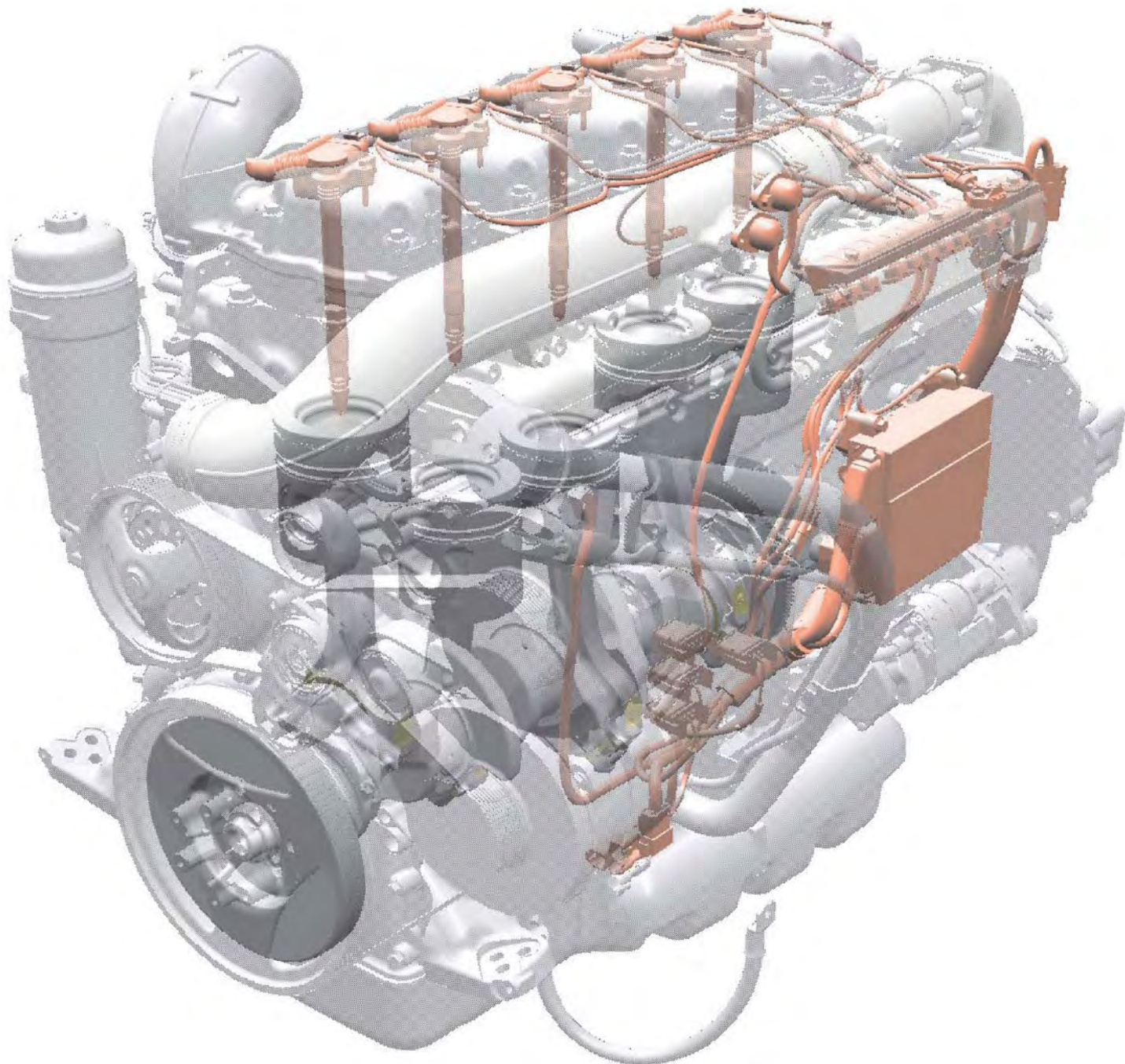
Biogas is part of the sustainable ecocycle and contributes to cleaner air in cities thanks to low emissions of particles and nitrogen oxide. Increased use of biogas in urban traffic will help to make our cities more pleasant places to live in.

Strengthening climate-neutral public transport also means reduced climate impact from the transport sector – the sector whose emissions are currently contributing the most to climate change.

The Baltic Biogas Bus project is supported by the EU, is part of the Baltic Sea Region programme and includes cities, counties and companies in eight countries within the Baltic region.

Read more at [www.balticbiogasbus.eu](http://www.balticbiogasbus.eu)





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**  
Zebrania Zarządu  
Zebrania Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**  
Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

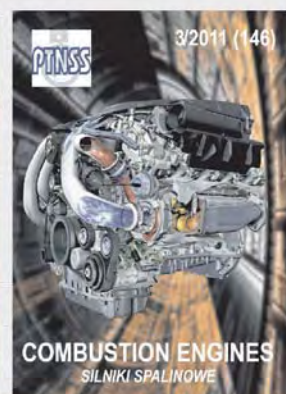
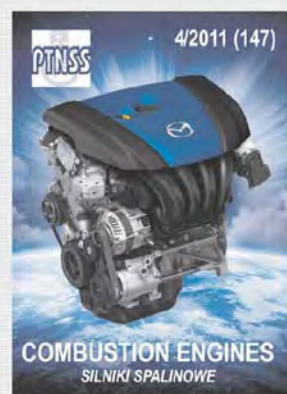
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



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