



Nr 2/2005 (121)



Silnik Roku 2005

# SILNIKI SPALINOWE

## COMBUSTION ENGINES



## SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 2/2005 (121)

Wrzesień 2005

Rok XLIV

PL ISSN 0138-0346

Wydawca/Editor:

### Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

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

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

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

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

#### Rada Programowa/Scientific Board:

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek  
 prof. dr hab. inż. Karol Cupiał  
 prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda  
 prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz  
 prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski  
 prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas  
 prof. dr hab. inż. Marek Orkisz  
 prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny  
 prof. dr hab. inż. Tadeusz Rychter  
 prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszkański  
 prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

#### Redakcja/Editorial Office:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu  
 Politechnika Poznańska  
 60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3  
 tel.: 0-61 6652207, 0-61 6652240, 0-61 6652118  
 E-mail: [silniki@ptnss.pl](mailto:silniki@ptnss.pl)

#### Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki  
 (redaktor naczelny/Editor-in-Chief)  
 dr inż. Ireneusz Pielecha  
 dr inż. Marek Brzeżański

#### Współpraca/Cooperation:

mgr inż. Maciej Bajerlein  
 mgr Tomasz Pawlak  
 dr inż. Miłosław Kozak  
 dr inż. Piotr Krzymień

#### Od Redakcji

Szanowni Czytelnicy,

Kolejny numer kwartalnika *Silniki Spalinowe* przekazujemy w przededniu I Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych organizowanego przez Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych w dniach 25-28 września br. w Szczyrku. Kongres jest bardzo ważnym wydarzeniem dla środowiska ludzi związanych z konstrukcją, budową i eksploatacją silników spalinowych w Polsce. Daje on cenną możliwość przeglądu dorobku w tym zakresie krajowych ośrodków badawczo-rozwojowych, uczelni i producentów. Dzięki zapowiedzianemu już udziałowi przedstawicieli wielu znanych i cenionych ośrodków zagranicznych tworzy się okazja do bezpośredniej weryfikacji krajowych dokonań i koncepcji badawczo-rozwojowych w toku naukowej dyskusji.

Hasłem Kongresu jest *Rozwój Silników Spalinowych*. Zapowiedziane referaty przeważnie odnoszą się do bieżącego stanu i współcześnie występujących tendencji rozwojowych. Ramowy program Kongresu przedstawiamy na ostatnich stronach tego numeru. Wynika z niego bardzo bogaty zakres tematyczny referatów oraz znaczący udział przedstawicieli ośrodków zagranicznych. Liczba zgłoszonych referatów znacznie przekroczyła pierwotne założenia organizatorów.

W tym numerze przedstawiamy kilka opracowań stanowiących rozbudowane wersje referatów, które będą wygłoszone podczas Kongresu. Chcemy przy tym wyrazić wdzięczność Autorom za udostępnienie pełnych wersji oraz wyrażenie zgody na ich wydanie w *Silnikach Spalinowych*. Publikowanie tych opracowań będziemy kontynuować w kolejnych numerach Kwartalnika starając się przedstawiać poglądy i wyniki badawcze różnych ośrodków badawczych i naukowych, z różnych krajów i kontynentów oraz z różnych stref językowych.

Redakcja

Kwartalnika *Silniki Spalinowe*

**Spis treści / Contents:**

Od Redakcji .....	1
<b>Konstrukcja/Design</b>	
<i>H. Friedl, P. Kapus: Kierunki rozwoju silników ZI/Trends in Gasoline Engines Technology</i> .....	3
<b>Badania/Research</b>	
<i>M. Ishida, S. Jung, H. Ueki, D. Sakaguchi: Spalanie mieszanki DME i gazu ziemnego w silnikach typu HCCI/Combustion of premixed DME and natural gas in a HCCI engine</i> .....	20
<i>Z. Stelmasiak: Analiza wpływu składu mieszaniny gaz-powietrze na wybrane parametry dwupaliwowego silnika o wtrysku bezpośrednim/Analysis of the influence of gas-air mixture property on the selected parameters dual fuel direct injection diesel engine</i> .....	30
<b>Ekologia/Ecology</b>	
<i>J. Czerwinski, J.-L. Pétermann, A. Ulrich, G. Mueller, A. Wichser: Emisja cząstek stałych silnika TDI z różnymi olejami smarującymi/Particle emissions of a TDI-engine with different lubrication oils</i> .....	46
<b>Paliwa/Fuels</b>	
<i>F.V. Tinaut, A. Melgar, Y. Briceño, A. Horrillo: Wyniki zastosowania paliw pochodzenia roślinnego do zasilania pojazdów z silnikami o zapłonie samoczynnym /Performance of vegetable derived fuels in diesel engine vehicles</i> .....	56
<b>Historia/History</b>	
Prof. Eugeniusz Małecki, 100-lecie urodzin .....	70
<b>Nowe konstrukcje/New constructions</b>	
Silniki 2005 roku/ <i>Engines of the Year 2005</i> .....	71
<i>M. Brzeżański: Fiat GM Powertrain 1,3 JTD z Bielska-Białej – duży krok w kierunku nowoczesności</i> .....	72
<b>Ośrodki badawcze</b>	
<i>R. Janik, A. Zieliński: Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych BOSMAL w Bielsku-Białej – kierunki działalności a rozwój bazy badawczej</i> .....	76
<b>Aktualności/News</b>	
Aktualności silnikowe.....	83
<b>Bibliografia/Bibliography</b>	
Książki, monografie, rozprawy/ <i>Books, monographies, studies</i> ...	88
Habilitacje, doktoraty/ <i>Qualifying as ass. prof., doctorates</i> .....	89
<b>Organizacje/Organisations</b>	
Medal Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych.....	92
<b>Konferencje/Conferences</b>	
Seminarium PTNSS w AVL w Grazu .....	93
<b>International Congress on Combustion Engines, Program</b> .....	94

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

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska,  
tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038  
E-mail: sekretariat@ptnss.pl  
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

**Zarząd / Managing Board**

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkiś – przewodniczący  
Zastępcy przewodniczącego:  
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny  
prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek  
dr hab. inż. Jerzy Jantos, prof. PO – sekretarz  
prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – skarbnik

**Członkowie**

prof. PRad. dr hab. inż. Józef Nita  
dr inż. Antoni Świątek  
prof. PRzesz. dr hab. inż. Kazimierz Lejda  
prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

**Komisja Rewizyjna**

dr hab. inż. Marek Idzior  
dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak  
dr inż. Marcin Ślęzak

**Członkowie honorowi:**

prof. dr inż. Maciej Bernhardt  
prof. dr hab. inż. Marian Cichy  
prof. dr hab. inż. Herbert Heitland  
prof. dr hab. inż. Andrzej Kowalewicz  
prof. dr h.c. inż. Helmut List  
prof. dr hab. inż. Jan Aleksander Wajand  
prof. dr hab. inż. Marian Zabłocki  
mgr inż. Marek Ślęzak

**Członkowie wspierający:**

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych BOSMAL w Bielsku-Białej,  
Instytut Transportu Samochodowego w Warszawie,  
Przemysłowy Instytut Motoryzacji w Warszawie,  
Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu,  
Centralne Laboratorium Naftowe w Warszawie,  
Instytut Lotnictwa w Warszawie,  
Instytut Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu.

**Recenzenci:**

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał  
prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski  
prof. dr hab. inż. Jan A. Wajand

Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za treść reklam i ogłoszeń.  
Publikowane materiały i artykuły wyrażają poglądy autorów, a nie Redakcji.

Hubert FRIEDL\*  
Paul KAPUS

## Kierunki rozwoju silników ZI

Rozwój układów napędowych pojazdów w coraz większym stopniu uwarunkowany jest wymaganiami ochrony środowiska i minimalizacji zużycia paliwa. Spełnienie tych wymagań wymaga ciągłego doskonalenia istniejących konstrukcji i opracowanie zupełnie nowych generacji silników spalinowych.

Najistotniejszym zadaniem w dziedzinie silników ZI jest obniżenie zużycia paliwa. Dla osiągnięcia tego celu można wykorzystać dużą różnorodność możliwych technologii od prostego zawirowania ładunku i taniego układu rozrządu o zmiennych fazach do bardzo skomplikowanych, w pełni kontrolowanych układów sterowania rozrządem czy samozapłonem mieszanek jednorodnych (HCCI). Układy bezpośredniego wtrysku benzyny I generacji (zawirowanie kierowane ścianką komory) czy nawet bardziej II generacji (wtrysk do zawirowanego powietrza) pozwalają na zmniejszenie zużycia paliwa, jednak wymagają kosztownych układów obróbki spalin w celu zmniejszenia emisji  $NO_x$ .

W trybie pracy z pełnym obciążeniem korzystnym rozwiązaniem jest bezpośredni wtrysk benzyny (DGI), który pozwala uzyskać odpowiednie osiągi, a w powiązaniu z turbodoładowaniem jest sposobem na realizację koncepcji „downsizingu”. Połączenie turbodoładowania, bezpośredniego wtrysku i zmiennych faz rozrządu jest obiecującym sposobem osiągnięcia jednocześnie niewielkiego zużycia paliwa i przyjemności z jazdy.

W celu spełnienia różnorodnych szczególnych wymagań w zależności od zastosowania stosowane muszą być wykorzystane różne konstrukcje i technologie silników o ZI. Nie rezygnując z osiągnięć można ciągle zmniejszać zużycie paliwa i spełniać normy czystości środowiska. Jednak należy się liczyć ze skomplikowaniem układów i wzrostem kosztów ich wykonania.

Słowa kluczowe: silniki o ZI, trendy w budowie silników o ZI, wymiana ładunku, bezpośredni wtrysk benzyny, turbodoładowanie, downsizing (zmniejszanie wymiarów)

## Trends in Gasoline Engines Technology

The development of vehicle powertrains is increasingly challenged by emission legislation and by the end-users' fuel-economy demands. In order to meet these requirements it is necessary to continuously improve existing powertrains and to develop totally new generations of engines.

For Gasoline engines in passenger cars the most important task is to improve fuel efficiency. Therefore, a big variety of different technologies potentially can be applied. The system range from simple variable charge motion and low cost variable valve timing devices up to highly sophisticated systems like fully variable valve actuation systems and also combustion with auto ignition (HCCI). Direct Gasoline Injection systems of Generation 1 (wall guided systems) and even more the systems of Generation 2 (spray guided systems) improve fuel efficiency, but the significant oncosts for  $NO_x$  exhaust aftertreatment have to be taken into consideration.

Due to its full load benefits homogeneous DGI is a preferred solution for high performance engines as well as in combination with turbocharging for downsizing/downrating concepts. The combination of turbocharging, direct injection and cam phase shifter has proven to be a highly attractive package combining good fuel economy with fun to drive.

The different gasoline engines technologies will have to be applied according to the specific needs of their application and brand specific requirements. Even keeping high performance characteristics, fuel consumption will be reduced continuously and future legislative limits can be met. However, system complexity and cost will increase.

Key words: gasoline engines, trends in SI engines, gas exchange, direct gasoline injection, turbocharging, downsizing

### 1. Wstęp

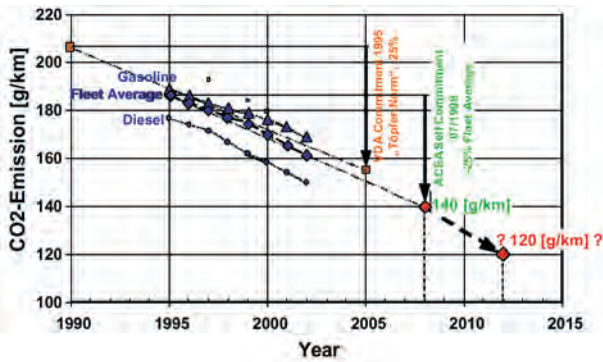
Zdecydowanie ostrzejsze unormowania odnośnie do emisji spalin i hałasu, jak również ograniczenia zużycia paliwa stanowią nowe wyzwania dla konstruktorów układów napędowych samochodów. Szczególnie w Europie obserwuje się wyczerpane działania w kierunku zmniejszenia zużycia paliwa i emisji  $CO_2$ . Istotne obniżenie zużycia paliwa przez eksploatowane w Europie samochody wynika nie tylko z działań Europejskiego Stowarzyszenia Producentów Samochodów (ACEA), ale także ze wzrostu populacji samochodów z silnikami wysokoprężnymi w ostatnich latach, rys. 1.

Nie tylko dążenie do możliwie małego zużycia paliwa, ale przede wszystkim spełnienie coraz ostrzejszych norm emisji na całym świecie zakładających, że przyszłe pojaz-

### 1. Introduction

Significantly more severe legislative limits for exhaust emissions and vehicle noise as well as fuel consumption generate new challenges for future automotive drivetrains. Especially in Europe we see a strong move towards higher fuel efficiency and lower  $CO_2$  emission. Not only the self-commitment of European Automobile Manufacturers (ACEA) to steadily improve their vehicles, but also the high amount of Diesel vehicles bought by the customers significantly reduced average fuel consumption of the European passenger car fleet down over the last years, Figure 1.

Apart from request for low fuel consumption, the compliance with legal emission limits worldwide becomes more severe, taking into account that future vehicles have

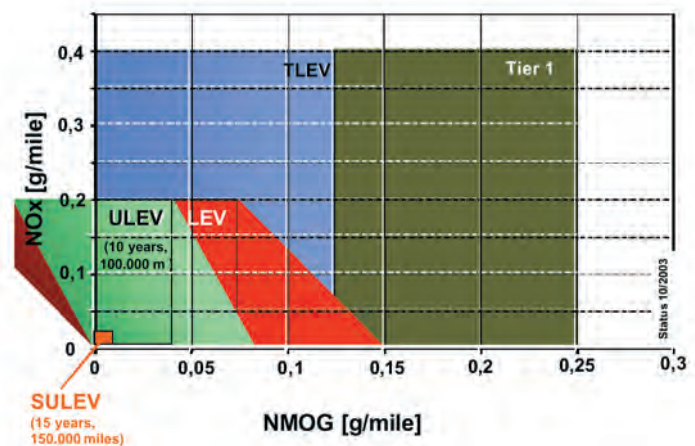
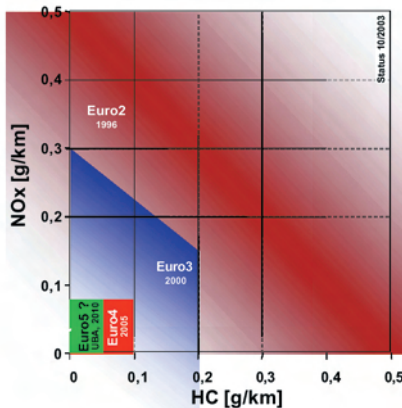


dy będą musiały gwarantować niezmienną emisję podczas całego swego cyklu eksploatacji, czyli aż do ok. 250 tys. km (zgodnie z przewidywanymi standardami SULEV), co precyzyjnie będzie monitorowane za pomocą urządzeń OBD, rys. 2 i 3.

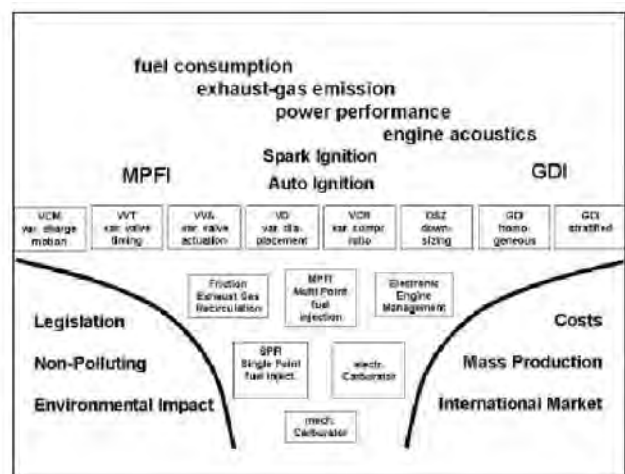
We wstępnych dyskusjach na temat oddziaływania

to warrant a lifetime emission stability of up to 150.000 miles (according to forthcoming SULEV standards) which precisely has to be monitored by means of OBD functions, Figures 2 and 3.

During the initial discussions about environmental impact of engines the legislation demand raised to build engines with a very low emission level. At the time when this discussion started, the majority of engines were naturally aspirated engines with mechanical carburetors. The exhaust gas aftertreatment was only a noise reduction by silencers. Since that time a lot of progress has been made. The development passed through single point injection versus electronic carburettor to multi point injection with electronic engine management. Nevertheless development was more or less a linear path. But today a variety of technologies is under development like variable valve timing and actuation, downsizing concepts and gasoline direct injection. Figure 4 illustrates this technology explosion in recent years. Only a few of all these new technologies are in competition, many of them are running in parallel. Performance, fuel consump-



silników na środowisko określono dopuszczalną emisję na bardzo niskim poziomie. W momencie podjęcia dyskusji, większość stanowiły gaźnikowe silniki wolnossące. Obróbka spalin polegała jedynie na zastosowaniu tłumika wydechu. Od tego czasu dokonano niezwykłego postępu. Polegał on na zastąpieniu gaźnika wtryskiem jedno- a następnie wielopunktowym współpracującym z układem elektronicznego sterowania silnikiem. Mimo wszystko postęp przebiegał mniej więcej liniowo. Jednak obecnie opracowywane jest wiele różnych usprawnień, jak np. sterowanie fazami rozrządu, koncepcja „downsizing”-u, czy bezpośredni wtrysk benzyny. Rysunek 4 ilustruje tę rewolucję technologiczną, jaka dokonuje się w ostatnich latach. Jedynie nieliczne z przedstawionych technik konkurują ze sobą, inne stanowią wzajemne uzupełnienie. Osiągi, zużycie paliwa, emisję spalin i hałasu należy pogodzić z kosztami produkcji, powtarzalnością w produkcji masowej oraz wymaganiami marketingowymi.



Wszystkie nowoczesne koncepcje pracy silnika o ZI jak spalanie ładunku uwarstwionego w silniku o bezpośrednim wtrysku benzyny (DGI), turbodoładowanie (MPFI i DGI) różne rozwiązania zmiennych faz rozrządu, jak sterowanie elektrohydrauliczne (EHVA) i elektromagnetyczne (EMVA), czy w końcu samozapłon mieszanek jednorodnych (HCCI), wskazują na zainteresowanie emisją CO<sub>2</sub> i – w związku z tym – również ograniczeniem zużycia paliwa [1], [2], [3], [4]. Należy jednak zdawać sobie sprawę, że układy pozwalające na obniżenie zużycia paliwa oferują wiele możliwości przyspieszonego rozwoju. Wynika z tego zwiększone zainteresowanie pomiarami hamownianymi, automatyzacją badań i rozwojem technik pomiarowych (np. DoE) co pozwala na skrócenie okresu rozwoju i prób, rys. 5.

Ten artykuł opisuje kierunki rozwoju stosowanych obecnie technik prowadzących do zmniejszenia zużycia paliwa uwzględniając jednak, że zawsze należy dążyć do kompromisu między osiągniętym zmniejszeniem zużycia a wzrostem kosztu skonstruowania i wyprodukowania silnika.

## 2. Sposoby zmniejszania emisji CO<sub>2</sub> przez silniki ZI

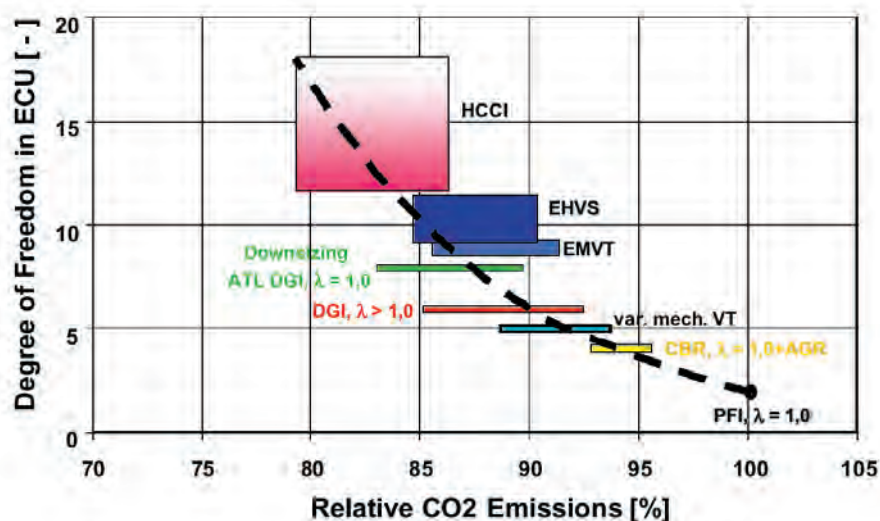
Kroki, jakie podejmuje się w celu obniżenia emisji CO<sub>2</sub> można ogólnie podzielić na związane ze:

- A) stratami spalania:
  - nieoptymalne spalanie,
  - straty ciepła przez ścianki,
  - ciepłe straty wydechu,
  - chemiczne straty wydechu,
- B) stratami wymiany ładunku i oporami przepływu,
- C) stratami tarcia obejmującymi wszystkie niemożliwe do uniknięcia straty.

Jednym z najlepiej znanych ograniczeń sprawności silnika ZI w porównaniu z silnikiem ZS są straty wymiany ładunku wynikające ze stosowania przepustnicy. Techniki zastosowane w silnikach ZI opisane w tym artykule dotyczą sposobów ograniczenia tych strat oraz pokazują dodatkowe korzyści.

### 2.1. Układy ze zmiennym przepływem ładunku

Spośród licznych metod obniżenia strat przepływu spowodowanych obecnością przepustnicy i uzyskania większego ciśnienia użytecznego wiele polega na rozcieńczeniu zasysanego powietrza bądź przed dodanie powietrza (mieszanka uboga), bądź przez recyrkulację spalin (EGR). Zwiększając zawinięcie ładunku na obciążeniach częściowych zwiększa się tolerancja na recyrkulację spalin, co prowadzi do obniżenia zużycia paliwa. Podczas pracy z pełnym obciążeniem, duże zawinięcie ładunku zmniejsza



tion, exhaust-gas emission, power and engine acoustics are standing against production costs, reproducibility in mass production and international marketing requirements.

Modern gasoline engine concepts using advanced combustion systems as stratified mode Direct Gasoline Injection (DGI), Turbo Charging (MPFI and DGI) as well as various concepts using Variable Valve Train like Electro Hydraulic Valve Actuation (EHVA), Electro Magnetic Valve Actuation (EMVA) and also Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) show attractive CO<sub>2</sub> emission and thus fuel consumption potential [1], [2], [3], [4]. But it has to be considered that systems providing better fuel consumption potential show an increased degree of freedom and thus dramatically increased development and calibration effort. This results in increased test bed usage, and therefore test bed automation as well as advanced test methodology (e.g.: DoE) is required to shorten the development and calibration time, Figure 5.

This paper describes the current technology trends to achieve fuel consumption reductions, but considering that always a compromise between fuel economy benefit and engine on cost due to development and production has to be found.

## 2. Technologies for reducing CO<sub>2</sub> emissions of gasoline engines

The measures to reduce the CO<sub>2</sub> emission of gasoline engines generally can be divided into following main areas:

- A) combustion losses:
  - not optimal combustion,
  - wall heat losses,
  - exhaust thermal losses,
  - exhaust chemical losses,
- B) gas exchange and throttling losses,
- C) friction losses including all the parasitic losses.

One of the best known limitations to the efficiency of gasoline engines, with respect to diesel engines, is the gas

współczynnik napełnienia i w związku z tym powinno się je zmieniać w zależności od obciążenia.

System zmiennego zawirowania ładunku wykorzystujący kontrolowaną szybkość spalania (CBR) został opracowany przez AVL. Zasada jego działania polega na sterowaniu zawirowaniem za pomocą prostego i trwałego urządzenia umieszczonego w kanale dolotowym. Asymetryczny kształt kanałów dolotowych (stycznego i pionowego) zastosowano w silnikach o 3, 4 i 5 zaworach na cylinder. Przylukując pionowy kanał na obciążeniach częściowych za pomocą przesłony czy zaworu motylkowego, wprowadza się dodatkowe silne zawirowanie do zawirowania wstępnego powodując w ten sposób korzystny przepływ zawirowanego ładunku na obciążeniach częściowych. Tak wywołane zawirowanie prowadzi do dużej burzliwości w okolicy GMP i w konsekwencji do szybkiego i stabilnego spalania. Ten typ spalania jest niewrażliwy na rozcieńczenie powietrzem (praca na mieszance ubogiej) lub spalinami (EGR).

Duża ilość spalin może być kierowana w pobliże zaworu dolotowego przez zewnętrzny zawór EGR (I generacja CBR), rys. 6. Alternatywnie, spaliny mogą być kierowane bezpośrednio z kolektora wydechowego do komory spalania za pomocą odpowiedniego sterowania fazami rozrządu przez opóźnienie zamknięcia zaworu wydechowego, rys. 7. Takie połączenie zmiennej szybkości ruchu ładunku z „opóźnionym obiegiem Atkinsona” i wewnętrznym EGR pozwala osiągnąć znacznie wyraźniejszy efekt braku przepustnicy (także zwiększoną sprawność) aniżeli w przypadku EGR i ubogiej mieszanki (CBR 2-giej generacji).

Wyraźnie wydłużony okres stabilnego spalania w połączeniu ze znacznym EGR (w ramach tolerancji typowych dla produkcji masowej) jest warunkiem koniecznym osiągnięcia obniżenia zużycia paliwa. W porównaniu z typowym rozwiązaniem ustalonego zawirowania, zużycie paliwa można obniżyć o 5–8%. Dla pośrednich wartości przepływu, podobny efekt na obciążeniach częściowych można osiągnąć nawet w silniku o 2 zaworach na cylinder. W silnikach takich zawirowanie wywoływane jest stycznym usytuowaniem kanału dolotowego i dodatkowo wzmocnione opóźnionym zamknięciem zaworu wylotowego (EVC) powodującym wsteczny przepływ spalin do komory spalania.

Nawet w przypadku znacznie opóźnionego zapłonu duża stabilność spalania występuje wraz z niską emisją węglowodorów. Tak więc strategia odłączania katalizatora w połączeniu ze znacznie opóźnionym zapłonem daje mniejszą emisję węglowodorów w porównaniu ze strategią zwiększania temperatury spalin. Takie postępowanie stanowi podstawowe wymaganie dla osiągnięcia niskiej i ultraniskiej emisji niewielkim kosztem, rys. 8.

Podczas pracy silnika na pełnym obciążeniu urządzenie dławiące jest całkowicie otwarte. W ten sposób ruch ładunku może być optymalizowany wyłącznie dla pracy na pełnym obciążeniu nie uwzględniając wymagań obciążeni częściowych w wyniku czego uzyskuje się umiarkowane za-

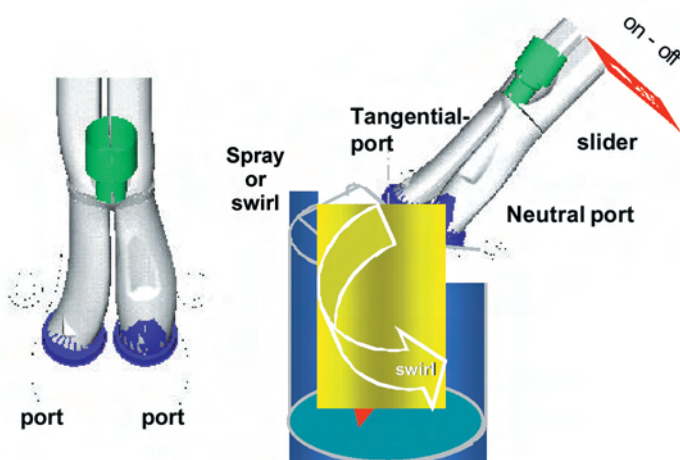
exchange throttling loss. The gasoline technologies described in the following deal with measures to reduce these losses and also show additional benefits.

## 2.1. Variable Charge Motion Systems

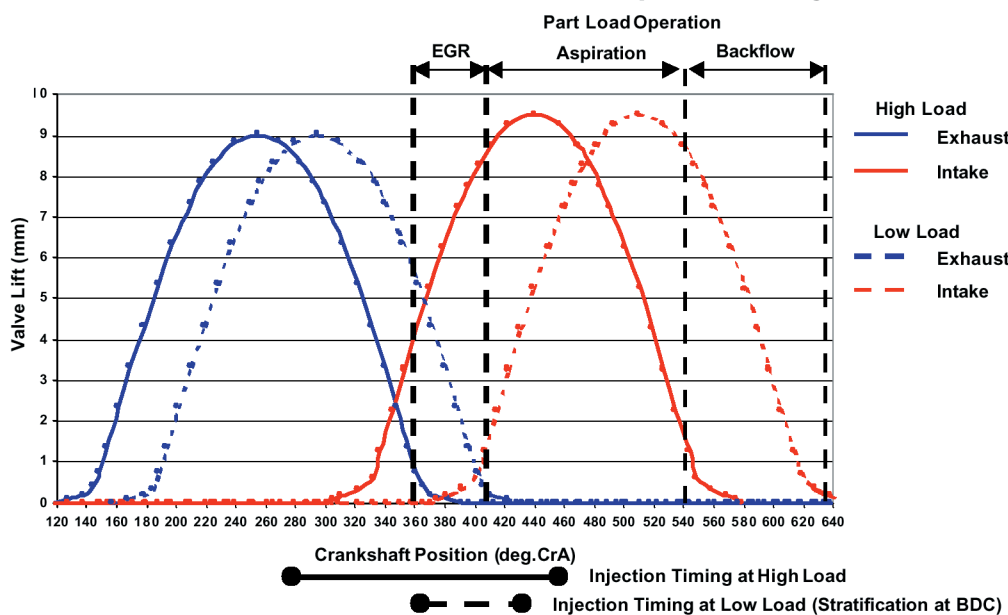
Out of several methods to reduce throttling losses and increase high pressure efficiency, most rely on the dilution of the aspirated air, either by additional air (lean operation), or by recirculation of exhaust gas (EGR). By enhancing charge motion at part load, the tolerance for high EGR rates can be improved, which leads to better fuel efficiency. For full load, high charge motion reduces volumetric efficiency and therefore preferably should be variable for part and full load operation of the engine.

A system for variable charge motion featuring controlled burn rate (CBR) was developed by AVL. The principle of AVL-CBR is to control charge motion by a simple and robust port throttling device inside the intake port. An asymmetric intake port layout with a tangential and a neutral port is realised on engines with 3, 4 or 5 valves per cylinder. By throttling the neutral port at part load with a slider or a butterfly valve, a strong swirl is superposed to the initial tumble thus creating an advantageous intake induced flow at part load. This special charge motion leads to high turbulence near TDC and consequently to a very fast and stable combustion. This fast combustion is very tolerant against dilution by air (lean operation) or exhaust gas (EGR).

High quantities of EGR can be fed into the intake port by external EGR valve (CBR Generation 1), Figure 6. Alternatively, EGR can be led from the exhaust port directly into the combustion chamber by means of variable cam phasing device and retarded exhaust valve closing, Figure 7. This combination of variable charge motion with “Late Atkinson Cycle” and internal EGR, a significantly higher de-throttling effect (also increased high pressure efficiency) than with EGR or lean operation alone can be achieved (CBR Generation 2). The significantly long persistent combustion stability is a prerequisite for obtaining fuel economy improvements



### Shift of Intake and Exhaust Camshaft, Open Valve Injection



wirowanie (promieniowe/obwodowe) ładunku szczególnie korzystne dla uniknięcia spalania stukowego.

Rozwiązanie CBR firmy AVL wykorzystane w różnych konstrukcjach dowiodło, że jest wydajnym sposobem technologii spalania wymagającymi niewielkich modyfikacji podstawowego silnika. Niepotrzebne jest zewnętrzne prowadzenie EGR-u, ponieważ spaliny kierowane są wewnątrz przez odpowiednią regulację turbiny o zmiennej geometrii VVT. W ten sposób osiągnięto znaczną zwartość z minimalną liczbą elementów zewnętrznych. Uzyskano ponadto dużą wytrzymałość i trwałość układu. Zaprojektowano kilka układów do silników o różnej pojemności skokowej, zbudowano je i przygotowano do zastosowań

combined with high EGR within typical tolerances of large volume production. Compared to a fixed charge motion standard concept, fuel economy will improve by 5–8%. With compromising flow capacity, a similar positive effect at part load can even be obtained with 2 valves per cylinder. With 2 valve engines the swirl is generated by tangential direction of intake airflow and additionally supported by late EVC and the reverse flow of exhaust gas into the combustion chamber.

Even with significantly retarded spark advance, high combustion stability is combined with low HC engine-out emission. Thus catalyst light-off strategies with extremely retarded spark timing offer superior HC emission level versus exhaust heating performance. Such light-off strategies are a base requirement for cost efficient low emission and ultra low emission concepts, Figure 8.

At full load operation of the engine, the throttling device is opened. Thus the charge motion can be optimised only towards full load performance not being compromised by part load requirements resulting in a moderate tumble/swirl charge motion most favourable for high knock resistance.

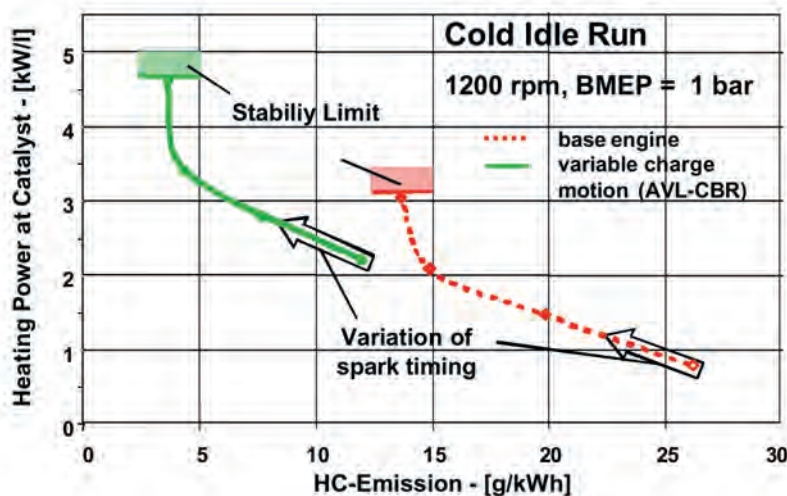
Within various customers' projects AVL-CBR technology has proven to be a very cost effective combustion

technology with minor modifications to the base engine. No external EGR routing is required as exhaust gas will be recirculated internally only by suitable VVT adjustment. Thus a high overall integrity is featured with minimal engine external parts. High system robustness and durability is obtained. Several systems for engines of different capacity were designed, built and already prepared for series application [5].

### 2.2. Variable Valve Actuation

The variable valve actuation is not only a key component to influence the full load performance, but also for the total engine process control. Consequently various kinds of variable valve actuation systems are already applied or under development:

- Cam phase shifters,



seryjnych [5].

## 2.2. Zmienne fazy rozrządu

Zmienne fazy rozrządu są nie tylko kluczowym narzędziem oddziaływania na pracę silnika pod pełnym obciążeniem, lecz także sterowania całym cyklem pracy silnika. W związku z tym dotąd zostały zastosowane różne systemy zmiennego napędu rozrządu lub znajdują się w fazie rozwoju.

- zmienne fazy rozrządu – przełączanie profili krzywek,
- mechaniczne układy zmiennego rozrządu,
- bezkrzywkowe układy elektromagnetyczne,
- bezkrzywkowe układy z zaworami elektrohydraulicznymi,
- rozrząd krzywkowy z elektrohydraulicznym sterowaniem zaworami.

### 2.2.1. Przystawiacze krzywek – przełączanie profili krzywek

Jako najprostsze i najwytrzymalsze rozwiązanie zmiennych faz rozrządu, konstrukcja ze zmiennymi fazami rozrządu powoli staje się standardem w przypadku bardziej wysiłonych silników. W ten sposób można poszerzyć zakres prędkości obrotowej z dużymi wartościami współczynnika napełnienia. W połączeniu z udoskonalonym układem dolotu i wylotu w celu polepszenia pracy silnika przy dużych prędkościach obrotowych można osiągnąć korzystne osiągi przy pełnym obciążeniu.

Jednakże, wykorzystując przestawianie faz rozrządu można również polepszyć pracę przy zimnym rozruchu i na obciążeniach częściowych. Jeżeli szybkość przestawiania krzywek jest dostatecznie duża, system ten może być wykorzystywany do sterowania recyrkulacją spalin na obciążeniach częściowych i zastosowania obiegu Atkinsona do sterowania silnikiem bez przepustnicy. Stąd oprócz poprawy pracy silnika na pełnym obciążeniu, możliwe jest również zmniejszenie zużycia paliwa o ok. 5%.

Większe udoskonalenia pod względem zmniejszenia zużycia paliwa oraz emisji są możliwe jeżeli przestawianie faz rozrządu połączyć z wyłączaniem zaworów lub zmianą profilu krzywki. Tego typu układy są obecnie produkowane i nadają się najlepiej do silników z dużymi prędkościami znamionowymi [7].

### 2.2.2. Całkowicie zmienne sterowanie zaworami

W większym stopniu lub całkowicie zmienne sterowanie zaworami można zrealizować w układach mechanicznych, elektromagnetycznych czy elektrohydraulicznych. Podstawowymi celami większości tych koncepcji było początkowo zmniejszenie strat powodowanych dławieniem na przepustnicy, wyłączaniem cylindrów i poprawa pracy w dolnym zakresie momentu obrotowego, w mniejszym stopniu dotyczyło poprawy osiągnięć w górnym zakresie charakterystyki.

**Mechaniczne systemy zmiennego napędu rozrządu** umożliwiają ciągłą zmianę skoku zaworu w zależności od faz rozrządu i funkcji skoku zaworu.

Dodatkowe korzyści można osiągnąć, jeśli zmianę

- Switching of cam profiles,
- Mechanical variable systems,
- Camless electro-magnetic systems,
- Camless electro-hydraulic valve actuation,
- Cam actuated electro-hydraulic valve systems.

### 2.2.1. Cam phase shifters, switching of cam profiles

The most simple and robust application of variable valve timing, cam phase shifters are already becoming standard for engines of higher performance level. Thus the speed range with high volumetric efficiency can be extended. In combination with refinement of intake and exhaust tuning respectively adaptation of the base engine towards high speed requirements, attractive full load performance can be obtained.

However, with cam phasers also the cold start behaviour and part load performance can be improved. If the actuation speed of the cam phaser(s) is sufficiently high, they can be also applied for residual gas control at part load and application of Atkinson Cycle for unthrottling the engine. Thus besides improved full load performance also fuel economy improvements of up to 5% are feasible.

Larger improvements both in view of fuel economy and emissions are feasible if phase shifters are combined with port deactivation or switching of cam profiles. Such systems are already in production and best suitable for engines with high nominal speeds [7].

### 2.2.2. Fully flexible valve actuation

A largely or even fully flexible variable valve actuation can be designed as mechanical, electro-magnetic or electro-hydraulic systems. Most of these approaches are primarily targeted towards reduction of throttle losses, cylinder deactivation and improvement of low end torque and less towards extreme high performance characteristics.

**Mechanical variable valvetrain systems** can change valve lift continuously as a function of the opening timing of the valve lift function. If in addition to the variable valve lift function an intake and exhaust cam phaser is installed further benefits can be achieved. Compared to switching of cam profiles in combination with cam shifting, the fully variable system offers additional benefits mainly at very low loads, Figure 9.

**Camless electro-magnetic systems** offer more, especially cylinder individual variability including cylinder deactivation. As the valve travel time is not a function of crank angle, but of time and the actuation forces are limited, the valve lift curves at high speeds are less aggressive than with mechanical or hydraulic actuation. Thus significant improvements at low engine speeds can be obtained, the power output, however, is more limited than with other variable systems. Mainly with regard to the extensive costs of electro-magnetic actuators and the necessity of 42V power supply, these systems currently are not expected to be introduced to series production.

**Camless electro-hydraulic valve actuation** offers additional parameters like variation of valve lift height, opening and closing speed. With an adequate high pressure supply

wzniosu połączyć z przestawiaczem fazy zaworu dolotowego i wylotowego. W porównaniu ze zmianą profilu krzywki współdziałającą z przestawianiem krzywek, system pełnej zmienności umożliwia osiągnięcie dodatkowych korzyści, głównie na niewielkich obciążeniach, rys. 9.

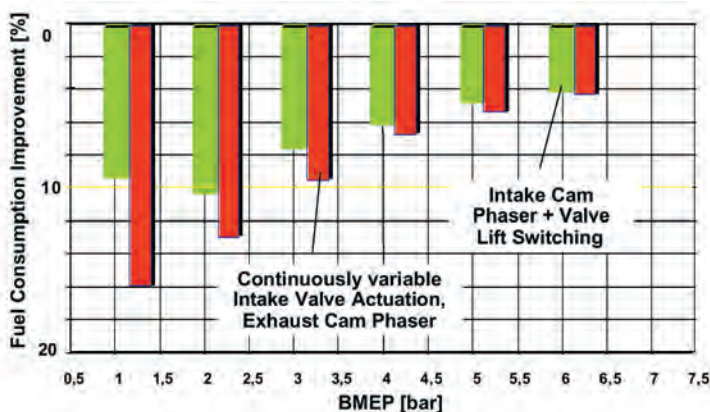
**Elektromagnetyczne układy bezkrzywkowe** pozwalają uzyskać więcej, szczególnie jeśli chodzi o indywidualne sterowanie poszczególnymi cylindrami, w tym również wyłączanie cylindrów. Jeśli czas otwarcia zaworu nie jest funkcją kąta obrotu wału korbowego, lecz czasu, a siły wymuszające są ograniczone, krzywe wzniosu zaworu w zakresie dużych prędkości obrotowych są mniej „agresywne” aniżeli w przypadku sterowania mechanicznego czy hydraulicznego. Tak więc można osiągnąć istotną poprawę w zakresie niskich prędkości obrotowych, jednakże uzyskiwana moc jest bardziej ograniczona niż w przypadku innych układów zmiennych faz. Głównie z powodu znacznych kosztów sterowników elektromagnetycznych i koniecznej instalacji 42V, obecnie nie przewiduje się wprowadzenia tego typu układów do seryjnej produkcji.

**Elektrohydrauliczne układy bezkrzywkowe** pozwalają osiągnąć dodatkowe korzyści jak zmianę wzniosu zaworu czy szybkości otwarcia i zamknięcia. Gdy zapewni się wystarczająco wysokie ciśnienie siły napędzające zawory są wystarczające nawet do bardzo szybkiej pracy. Przy małych prędkościach obrotowych i małym wzniosie pobór mocy jest porównywalny lub nawet mniejszy niż w tradycyjnym układzie rozrządu. System taki niesie ze sobą duży potencjał obniżenia zużycia paliwa, jak również poprawy przebiegu momentu obrotowego w dolnym zakresie prędkości oraz maksymalnej mocy. W chwili obecnej są realizowane szeroko zakrojone badania i osiągnięto już znaczny postęp, co pozwala przewidywać wprowadzenie układów EHVS do produkcji masowej w przewidywalnej przyszłości.

**System sterowania zaworami za pośrednictwem elektrohydraulicznie napędzanych krzywek** nie podlega takim ograniczeniom w zakresie dużych prędkości obrotowych jak układy bezkrzywkowe. Jednakże układy te umożliwiają ograniczoną zmienność i wykazują duże straty hydrauliczne, szczególnie na obciążeniach częściowych. Specjalne połączenie krzywki i napędu hydraulicznego stanowi najefektywniejszą, tanią bazę precyzyjnego sterowania samozapłonem na obciążeniach częściowych, tak w cylindrze, jak i w ramach obiegu (por. rozdział 2.4).

### 2.3. Bezpośredni wtrysk benzyny (DGI)

Od czasu, gdy po raz pierwszy w Japonii wprowadzono na rynek silnik typu DGI, także w Europie rozpoczęto intensywne prace nad udoskonaleniem tej konstrukcji. Jednak większość nowych rozwiązań DGI ciągle korzystała z istniejących rozwiązań i ograniczeń wykonawczych układów typu *Multi Point Fuel Injection* (MPFI) i w związku z tym proponowała umieszczenie wtryskiwacza z boku cylindra. Wynikająca stąd duża odległość pomiędzy wtryskiwaczem a świecą zapłonową wymagała odpowiedniego wspomagania



system the actuation forces are sufficient even for high speed operation. With low speeds/lifts the power consumption is comparable or even lower compared to standard valve trains. This system is offering big potential for fuel efficiency improvement as well as increased low-end torque and peak-power. Currently, extensive development programs are going on and substantial progress is achieved resulting in a very positive outlook for bringing this EHVS systems to mass production in foreseeable future.

**Cam actuated electro-hydraulic valve actuation** systems have less high speed limitations than camless systems. Lost motion systems, however, offer only limited variability and suffer from high hydraulic losses especially at part load. A special combination of cam and hydraulic actuation is the most efficient low cost basis for a precise, cylinder and cycle resolved control of autoignition at part load. (refer to paragraph 2.4 of this paper).

### 2.3. Direct Gasoline Injection

Since the first market introduction of DGI in Japan, also in Europe significant further development activities were started to improve the performance of DGI. However, most of the new DGI systems were still developed under the main design and production constraints of respective base MPFI variants and consequently are featuring a side position of the injector. The resulting large distance between injector and spark plug requires a dedicated support of the mixture transport and stratification both by piston geometry and charge motion.

With the 1<sup>st</sup> generation of such wall- and/or air guided DGI concepts, the complexity of the complete system as well as the required sophistication of the development was often underestimated. This resulted not only in delayed market introduction, but also in relatively low fuel consumption reduction numbers in the range of 5 to 12% in the NEDC test cycle.

Whereas mid of the 90-th the fuel economy potential of DGI was assessed in the range of 20 to 25%, no solution to comply with stringent exhaust emission levels like EURO IV or even ULEV was envisaged at this time.

Today, the situation has completely changed. Due to

przemieszczania mieszanki i jej uwarstwienia za pomocą kształtu denka tłoka oraz wiru powietrza.

W przypadku układów DGI 1-szej generacji często niedoceniano złożoności systemu i wymagań odnośnie ich dalszego rozwoju. Spowodowało to nie tylko opóźnione wprowadzenie ich na rynek, lecz również stosunkowo niewielkie obniżenie zużycia paliwa w zakresie 5 do 12% w teście NEDC.

Ponieważ w połowie lat 90-tych XX wieku potencjalną obniżkę zużycia paliwa systemu DGI oceniano na 20 do 25%, nie widziano rozwiązań, które równocześnie spełniałyby ostre normy EURO IV czy nawet ULEV.

Obecnie sytuacja uległa całkowitej zmianie. Dzięki wyraźnemu postępowi w obróbce spalin emitowanych podczas spalania mieszanek ubogich, szczególnie technice katalizatorów DeNO<sub>x</sub>, pomiarowi NO<sub>x</sub> i odpowiedniego sterowania silnikiem, norma EURO IV może być spełniona również przez silniki spalające ładunek uwarstwiony. Jednakże korzyść ze zmniejszenia zużycia paliwa musi stanowić kompromis z możliwością obniżenia emisji. W związku z tym oszczędności wynikające z zastosowania DGI 1-szej generacji uległy zmniejszeniu nie tylko w wyniku stosunkowo małego spadku zużycia paliwa, ale również ze względu na znaczną złożoność systemu i jego wysokie koszty.

Zasadnicze wyzwanie układów mieszanki uwarstwionej polega na tym, że najdroższe elementy mogą być wykorzystane jedynie w wąskim zakresie pola pracy silnika. Szczególnie dotyczy to układu obróbki spalin powstających w wyniku spalania mieszanek ubogich, który obejmuje nie tylko katalizator DeNO<sub>x</sub>, lecz również bierną i czynną kontrolę temperatury spalin, czujniki NO<sub>x</sub>, sterowanie oczyszczaniem i regeneracją zgodnie z wymaganiami EMS – i stanowi zasadniczy element kosztów mimo, że wykorzystywany jest jedynie w wąskim zakresie obciążeń częściowych.

Stąd pojawiające się różne rozwiązania, których celem jest uatrakcyjnienie bezpośredniego wtrysku benzyny, rys. 10.

Rezygnacja ze spalania mieszanek uwarstwionych na rzecz mieszanek jednorodnych natychmiast zmniejsza związane z tym koszty i umożliwia rozpowszechnienie. Jednak również zmniejszeniu ulega korzyść związana ze zmniejszonym zużyciem paliwa. Najbardziej obiecujące jest zastosowanie mieszanki jednorodnej w układach DGI w silnikach doładowanych, gdzie korzyści wynikające ze zmniejszonej wrażliwości na spalanie stukowe mogą być najlepiej wykorzystane. Doładowanie może być także użyte do rozszerzenia obszaru pracy na mieszance uwarstwionej ku większym obciążeniom.

Układy z tworzeniem mieszanki w strudze wtryskiwanego paliwa (*Spray guided*), często nazywane układami DGI 2-giej generacji, charakteryzują się większą zdolnością do uwarstwienia aniżeli układy 1-szej generacji – tworzące uwarstwienie w wyniku kształtu komory czy zawiorowania dopływającego powietrza – czego skutkiem może być zmniejszone zużycie paliwa i emisja spalin. Najbardziej obiecującym rozwiązaniem z punktu widzenia obniżenia emisji NO<sub>x</sub> w silnikach bez

significant progress in lean exhaust gas aftertreatment, especially DeNO<sub>x</sub> catalyst technology, NO<sub>x</sub>-sensing and engine control, EURO IV can be fulfilled even with stratified charge systems. The fuel economy benefit, however, has to be compromised towards low emission capability. Consequently, the cost efficiency of 1<sup>st</sup> Generation stratified charge DGI deteriorates not only due to comparably small fuel economy benefits but also due to large system complexity and high oncost.

The key challenge with stratified charge systems is that the benefits of the most expensive components can only be utilised in a small part of the engine operation range. Especially the lean exhaust gas aftertreatment system - featuring not only the DeNO<sub>x</sub> catalyst, but also passive or even active exhaust gas temperature management, NO<sub>x</sub> sensor, purge and regeneration control with the respective EMS requirements – is the major on cost factor, but only utilised at low part load.

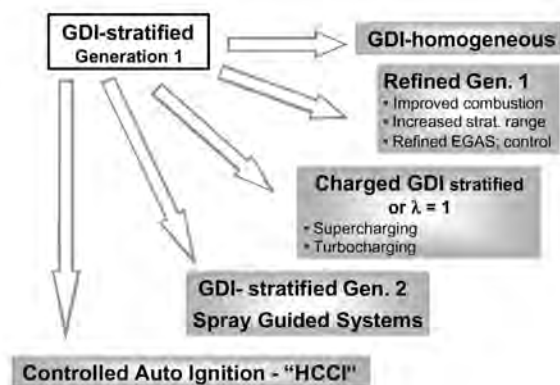
Therefore different approaches to enhance the attractiveness of DGI are currently followed, Figure 10.

Skipping the stratified operation and changing towards a pure homogeneous system, immediately reduces the oncost and allows worldwide application. The fuel economy benefit however, is also reduced. Most attractive is a homogeneous application of DGI with charged engines, where the benefits of DGI in view of improved knock behaviour can be utilised most effectively. Charging can be also used to extend the area of stratified operation towards higher engine loads.

Spray guided systems, often mentioned as “2<sup>nd</sup> Generation of DGI”, offer a better stratification capability than the so called “1<sup>st</sup> Generation” – wall or air guided systems – resulting in improved fuel economy and emission. Ultimately controlled auto ignition offers the most promising option for extreme low NO<sub>x</sub> emission within unthrottled operation.

However, it must be considered that not the whole potential obtained with concepts or pre-production samples can be finally obtained also within volume production.

Quite significant development efforts are targeted towards areas which were not yet communicated intensively. These are partially concern areas like intake system deposit formation, real world fuel economy, durability etc. but also additional potentials for DGI like low emission capability,



regulacji dławieniowej jest kontrolowany system samozapłonu.

Ciągle jednak należy pamiętać, że nie wszystkie korzyści osiągnięte podczas prac badawczych czy prototypowych udaje się uzyskać w produkcji masowej.

Znaczne wysiłki skierowano na cele, które jeszcze nie zostały upowszechnione. Częściowo dotyczy to takich możliwości systemu DGI jak zmniejszenie tworzenia osadów w układzie dolotowym, rzeczywistej oszczędności paliwa, trwałości itd., ale również niższej emisji i nowych strategii odciążenia silnika.

Niektóre z wymienionych korzyści mogą być zastosowane nie tylko w układach spalających mieszanki uwarstwione ale również mieszanki jednorodne. Stosując strategię odpowiedniego podwójnego (podzielonego) wtrysku, zarówno emisja węglowodorów podczas rozgrzewania katalizatora może być zmniejszona, jak również sam okres rozgrzewania może ulec skróceniu, rys. 11.

### 2.3.1. Połączenie DGI i turbodoładowania

Bezpośrednie doprowadzenie paliwa do komory spalania ma korzystny wpływ zarówno na sprawność, jak i temperaturę ładunku. Wzmoczone chłodzenie ładunku istotnie obniża skłonność do spalania stukowego i pozwala na zwiększenie stopnia sprężania o 1 do 1,5 jednostek w porównaniu z podobnym silnikiem MPI. Ponieważ jednak stopień sprężania nie wpływa liniowo na wzrost sprawności, opisane korzyści są największe w przypadku silników doładowanych pracujących z mniejszym stopniem sprężania niż silniki wolnossące. Tak więc również podczas pracy na obciążeniach częściowych z mieszanką jednorodną pobór mocy przez pompę wysokiego ciśnienia jest rekompensowany wyższą sprawnością cieplną silnika DGI, co skutkuje jednostkowym zużycie paliwa na obciążeniach częściowych w stosunku do silnika MPI.

Wcześniejsze rozpoczęcie spalania na granicy spalania stukowego skutkuje wydajniejszym spalaniem pozwalającym na zmniejszenie ciśnienia doładowania dla osiągnięcia jednakowego  $p_e$  i daje niższe temperatury wydechu w przypadku DGI. Szczególnie dla wyższych prędkości obrotowych zmniejszona temperatura wydechu ma ponadproporcjonalny wpływ na wzbogacenie mieszanki konieczne dla ograniczenia temperatury na dolocie do turbiny (np. 950-980°C). To również sprzyja zmniejszeniu zużycia paliwa.

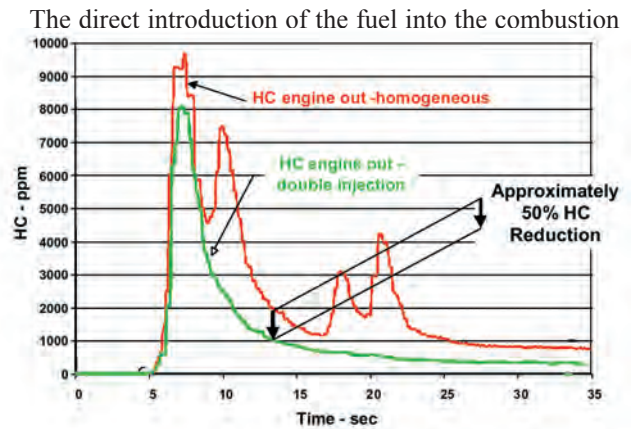
Drugą kluczową zaletą bezpośredniego wtrysku benzyny DGI w silniku doładowanym jest zdecydowana poprawa przebiegu momentu obrotowego w zakresie niskich prędkości obrotowych. W celu osiągnięcia maksymalnego ciśnienia doładowania i maksymalnego momentu przy małych prędkościach obrotowych, otwieranie zaworów musi być tak dopasowane, aby uzyskać skuteczne przepłukanie (np. duże przekrycie zaworów). Jednak w przypadku silnika MPI oprócz świeżego powietrza również niespalone paliwo dostaje się bezpośrednio do wydechu i powoduje reakcje egzotermiczne w katalizatorze.

Z powodu znacznego nadmiaru powietrza nie można uniknąć tych reakcji egzotermicznych nawet przez znaczne wzbogacenie mieszanki, więc tego rodzaju przepłukanie w

new light off strategies etc.

Some of these benefits can be utilised not only for stratified charge systems, but also for homogeneous concepts. With adequate double (split) injection strategies both the HC-engine out emission during catalyst light off phase as well as light-off time can be significantly reduced, Figure 11.

#### 2.3.1. Combination of DGI and Turbocharging



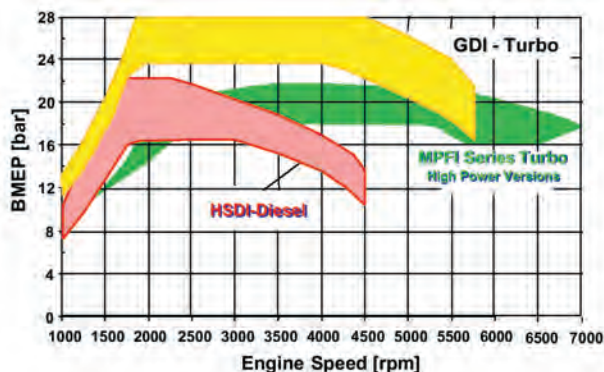
chamber has positive effects both on volumetric efficiency and charge temperature. The enhanced charge cooling significantly improves the knock behaviour and allows a 1 to 1,5 units higher compression ratio than with a respective MPFI engine. As the compression ratio has a non linear effect on engine efficiency, the resulting benefits are most significant with charged engines which are generally operated at lower compression ratios than naturally aspirated engines. Thus even with homogeneous part load operation the power consumption of the high pressure pump is overcompensated by the higher thermal efficiency of the DGI resulting in better part load BSFC than with MPFI.

The earlier combustion phasing at detonation border line results in a more efficient combustion requiring less boost pressure for equal BMEP and resulting in significantly lower exhaust gas temperatures with DGI. Especially with higher engine speeds those reduced exhaust gas temperatures have an over proportional effect on the enrichment necessary to limit turbine inlet temperatures (e.g. 950-980°C). This again results in improved fuel efficiency.

The second key advantage of DGI for turbocharged engines is a significantly improved low end torque behaviour. To obtain maximum boost pressure and torque at low engines speeds, the valve events have to be adjusted in such a way that significant scavenging is obtained (e.g. large valve overlap). With MPFI, however, not only fresh air but also unburned fuel is directly transported into the exhaust and results in exothermal reactions in the catalyst.

Due to high amount of excess air these exothermal reactions cannot be avoided even by excessive enrichment so that such scavenging strategies are limited with MPFI by catalyst mid-bed temperatures. Consequently the low

przypadku silnika MPI jest ograniczone temperaturą katalizatora. W związku z tym przebieg momentu obrotowego w dolnym zakresie prędkości obrotowych w przypadku silnika doładowanego wyposażonego w jeden lub dwa przestawiacze krzywek można zdecydowanie polepszyć przez zastosowanie DGI i odpowiednie ustawienia rozrządu, unikając ucieczki niespalonej mieszanki. Ze względu na dużą liczbę zmiennych jakie powinny być optymalizowane, do cechowa-



nia układu powinny być stosowane metody statystyczne, jak np. DoE. Oprócz poprawy wskaźników pracy, zastosowanie DGI umożliwia osiągnięcie korzyści także jeśli chodzi o emisję, szczególnie w tym zakresie pracy.

Tak więc przez połączenie turbodoładowania, przestawiania kąta początku wtrysku i DGI można osiągnąć bardzo korzystną charakterystykę w całym zakresie obciążeń - zarówno poprawę momentu w dolnym zakresie prędkości, jak i dużą moc w górnym zakresie, co pokazano na rys. 12.

W porównaniu z obecnie produkowanymi doładowanymi silnikami MPI, charakterystyka momentu obrotowego doładowanego silnika DGI jest zupełnie inna. Szczególnie dla małych prędkości obrotowych można uzyskać bardzo dużą wartość momentu podobną do rozwijanego przez turbodoładowany silnik ZS z bezpośrednim wtryskiem. W ramach rozsądnie przyjętych ograniczeń maksymalne osiągnięcia są w mniejszym stopniu ograniczane termodynamiką a bardziej liniową charakterystyką dostępnych wtryskiwaczy i konstrukcją mechaniczną silnika.

Wymagane zużycie mieszanki palnej skutkuje korzystnym zużyciem paliwa również w górnym zakresie prędkości obrotowych. Wskaźnik ok. 85 kW z litra pojemności skokowej silnika można uzyskać przy jednostkowym zużyciu paliwa na poziomie 300 g/kWh.

Oprócz zapewnienia korzystnego zużycia paliwa na pełnym obciążeniu, przestawiacze rozrządu mogą być użyte do sterowania obciążeniem i wymianą gazów na obciążeniach częściowych, w wyniku czego uzyskuje się zmniejszenie zużycia paliwa nawet w przypadku pracy z mieszanką jednorodną. Również charakterystyka turbosprężarki może być lepiej dopasowana do pracy w zakresie małego momentu obrotowego

Zmniejszenie mocy jednostkowej sprzyja także-

end torque behaviour of turbocharged engines with one or two cam phase shifters can be significantly improved by the application of DGI and adequate valve events, avoiding scavenging of fuel. Due to the large amount of variables to be optimised in parallel, statistical methods like DoE have to be applied for the calibration of such systems. Beside the improved performance the DGI offers significant benefits also in view of engine out emissions especially in this operating range.

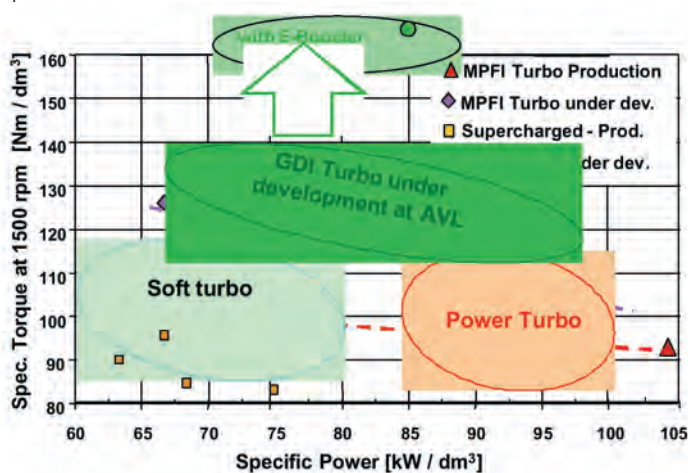
Thus with the combination of turbocharging, cam phase shifter and DGI very attractive full load characteristics both with excellent low end torque and high power output can be obtained, Figure 12.

Compared to current production MPFI Turbo engines, the torque characteristics of the turbocharged DGI is quite different. Especially at low speeds, an extremely high low end torque similar to turbocharged DI-Diesel engines can be obtained. Within reasonable packaging constraints the maximum performance is less limited by thermodynamics, but more by the linearity range of currently available injectors and the mechanical integrity of the base engine.

The reduced enrichment requirement results in attractive fuel consumption even at high full load speeds. A specific performance of about 85 kW/L can be obtained within BSFC values in the range of 300 g/kWh.

Besides attractive full load fuel consumption, the phase shifters can also be utilised for load and residual gas control at part load and result in attractive part load fuel consumption even with homogeneous operation. With lower specific power output the characteristics of the turbocharger can be better adjusted towards low speed torque. So called "soft-turbo" applications (< 80 kW/L) offer similar specific torque at 1500 rpm compared to supercharged engines. Turbocharged engines currently under development offer a significantly more favourable low end torque versus power trade off, Figure 13.

### 2.3.2. Turbocharged DGI Downsizing/Downrating Concepts



mu kształtowaniu charakterystyki turbosprężarki, by była lepiej dopasowana do osiągnięcia większego momentu obrotowego w zakresie niskich prędkości obrotowych. Tak zwane „miękkie turbo” ( $< 80 \text{ kW/dm}^3$ ) pozwala osiągnąć jednostkowy moment obrotowy porównywalny z momentem silników doładowanych w zakresie prędkości ok. 1500 obr/min. Obecnie opracowywane silniki turbodoładowane charakteryzują się znacznie poprawionym początkowym odcinkiem przebiegu momentu obrotowego kosztem zmniejszenia mocy, rys. 13.

### 2.3.2. Koncepcja „downsizingu/downratingu” turbodoładowanych silników DGI

Turbodoładowany silnik DGI stanowi idealną podstawę do realizacji koncepcji *downsizingu* o zwiększonej sprawności. W celu osiągnięcia 10% mniejszego zużycia paliwa potrzebne jest zarówno zmniejszenie pojemności skokowej, jak i zmiana najwyższego przełożenia skrzyni biegów. Skoro rozkład obciążenia wyraźnie zostaje przesunięty ku wyższym wartościom momentu obrotowego, wybierana jest praca z ładunkiem jednorodnym a nie uwarstwionym nie tylko z powodu skomplikowania układu, lecz również z punktu widzenia kosztów.

Dla użytkowników najważniejszym wskaźnikiem decydującym o zgodzie na *downsizing* jest zdolność do przyspieszeń, szczególnie w zakresie niskich prędkości obrotowych. Charakterystykę silnika doładowanego można przedstawić jako zależność maksymalnej rozwijanej mocy od momentu obrotowego przy małej prędkości, np. 1500 obr/min, która może być reprezentatywna dla zdolności do nagłego przyspieszania, rys. 13.

Zastosowanie dopasowanego schematu przepływania w powiązaniu z bezpośrednim wtryskiem i podwójnym przestawiaczem faz rozrządu daje nie tylko korzystniejszy moment w warunkach ustalonych, ale również zdecydowanie szybszy jego przyrost w warunkach nieustalonych. Właściwości jezdne takiego silnika i przekładni automatycznej są porównywalne z silnikami wolnossącymi o dużej pojemności skokowej. W przypadku przekładni ręcznej współczynnik *downsizingu*  $> 0,7$  plus duże przełożenie biegu najwyższego wymagają skomplikowanego doprowadzenia ładunku dla uzyskania odpowiednich właściwości jezdnych. Czynniki poprawiającymi przebieg momentu obrotowego jest zarówno impulsowe doprowadzenie ładunku, jak i turbina o zmiennej geometrii i dodatkowe doładowanie sprężarką o napędzie elektrycznym (E-Booster). Odpowiednie zaprojektowanie układu sprawia, że wymagana moc dodatkowej sprężarki elektrycznej jest na tyle mała, że wystarcza system 12 V. Ponieważ dodatkowe doładowanie sprężarką elektryczną przesunęła zakres pracy turbosprężarki w kierunku większych sprawności, poprawa w stanach nieustalonych jest na tyle istotna, że wystarcza do osiągnięcia doskonałych właściwości jezdnych nawet z przekładnią ręczną i *downsizingiem*.

### 2.3.3. Układy DGI z z tworzeniem mie-

Consequently, such a turbocharged DGI concept is the ideal basis for a fuel efficient downsizing concept. For fuel consumption benefits larger than 10% both a moderate reduction of displacement and a longer final drive ratio are required. As the load distribution is significantly shifted towards higher engine loads, a homogeneous concept is preferred for such applications compared to a stratified version not only in view of system complexity, but also in view of cost efficiency.

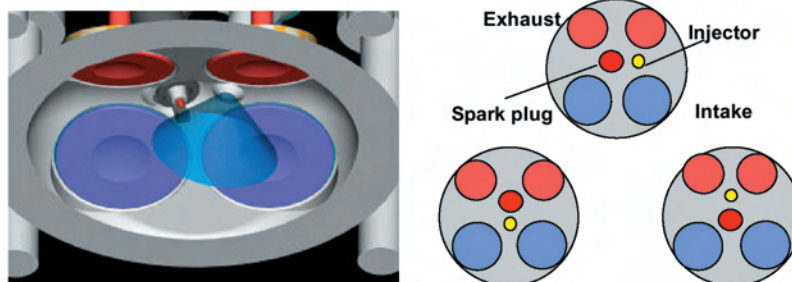
Most important for the customers acceptance of downsizing concepts is the acceleration behaviour, especially the torque response with extremely low engine speeds. The characteristics of charged engines can be described by the relation of maximum power output versus torque at low speed, e.g. 1500 rpm being representative for the drive away behaviour, Figure 13.

The utilisation of a dedicated scavenging strategy with DGI and double cam phasers results not only in improved steady state torque, but also in significantly accelerated torque build up in transients. With automatic transmission the driveability is comparable to naturally aspirated engines with large displacement. With manual transmission downsizing factors  $> 0,7$  combined with long final drive ratios require a more sophisticated charging unit for best driveability. Both impulse charging, variable turbine geometry or an additional E-Booster enhance the transient torque built up. With adequate system layout the required power of an E-Booster system can be reduced so that a 12V system is sufficient. As the additional charging by the E-Booster shifts the operation range of the turbocharger towards improved efficiencies, the transient improvement is quite significant and sufficient to obtain excellent driveability even with dedicated downsizing concepts and manual transmission.

### 2.3.3. Spray guided DGI combustion systems

Already the first DGI concepts developed even before the wall and air guided systems featured a close spacing between injector and spark plug, Figure 14. However, at this time such systems were still handicapped by insufficient injector technology. Due to the significant progress in injector technology, such systems recover importance. The close spacing results in excellent stratification capability and higher fuel efficiency improvement compared to alternative wall and air guided concepts, Figure 15.

Both stratification and mixture formation are largely



### szanki przy pomocy strugi paliwa

Pierwsze rozwiązania wtrysku bezpośredniego pojawiły się zanim w systemach zawirowania wykorzystujących ściankę komory lub wir powietrza zastosowano niewielki odstęp między wtryskiwaczem a świecą zapłonową, rys. 14. Jednak w tym czasie układy te były mało doskonałe z powodu nieodpowiedniej konstrukcji wtryskiwaczy. Dzięki istotnemu postępowi w konstrukcji wtryskiwaczy znaczenie tego typu systemów ponownie wzrosło. Niewielki odstęp między wtryskiwaczem a świecą pozwala uzyskać doskonałą zdolność do uwarstwienia i poprawić zużycie paliwa w porównaniu ze wspomnianymi układami wykorzystującymi ścianki komory lub zawirowanie powietrza, rys. 15.

Zarówno uwarstwienie, jak i tworzenie mieszanki uzależnione są w dużej mierze od samego wtryskiwacza. Z powodu niewielkiego odstęp między wtryskiwaczem i świecą zapłonową znacznie zmniejszył się czas potrzebny na tworzenie mieszanki. W związku z tym znacznie wzrosły wymagania dotyczące wtryskiwacza w porównaniu z wcześniej wspomnianymi konstrukcjami. W przypadku konwencjonalnego zapłonu iskrowego iskra musi pojawić się na brzegu wtrysniętej strugi by zapobiec wypadaniu zapłonów. Stąd kształt rozpylonej strugi paliwa, a szczególnie kąt rozpylenia musi być w zasadzie stały bez względu na warunki pracy silnika i tym samym pozostawać niezależny od momentu wtrysku i ewentualnego przeciwiśnienia. W konsekwencji, wtryski-

controlled by the injector itself. Due to the small spatial distance between injector and spark plug the time available for mixture formation is significantly reduced. Consequently the requirements for the injector are higher than with wall or air guided systems. With conventional spark ignition the spark has to be arranged in the rim zone of the injection spray to avoid spark plug fouling. Consequently the spray shape, especially the spray angle, has to be kept largely constant under all engine operation conditions and thus independent from injection timing and the respective backpressure. As a consequence, swirl injectors, as widely used for Generation I systems, are not a preferred solution for spray guided systems with conventional spark ignition. Outwardly opening injectors such as Piezo-type injectors currently provide specific advantages in mixture formation and application.

Combustion chamber geometry as well as charge motion can be designed with less compromises concerning full load requirements and piston weight than with Gen. I combustion systems.

With adequate spray characteristics the combustion performance is significantly better than with wall or air guided systems. The more compact mixture cloud results both in lower HC and NO<sub>x</sub> emissions, a more appropriate later combustion phasing reduces the wall heat losses and consequently improves fuel consumption, Figure 16.

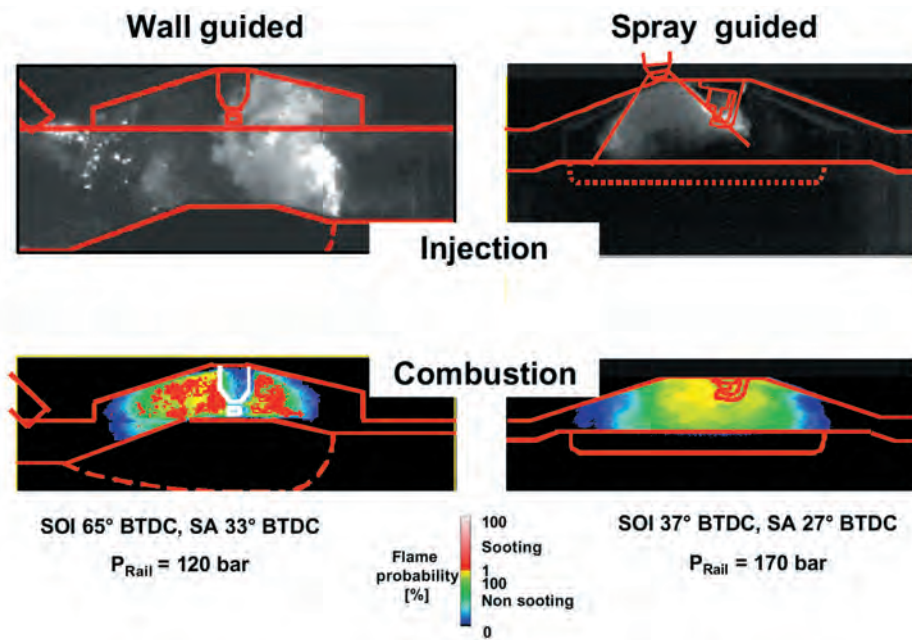
For the NEDC test cycle about 5% better fuel economy than with Generation I DGI combined with more than 30% lower HC emission can be expected. As especially in the upper stratification range HC emissions and consequently exothermal reactions and gas temperatures at the DeNO<sub>x</sub> catalyst are reduced, the conditions for the lean exhaust gas aftertreatment are significantly improved.

However, the central arrangement of the injector usually requires much more significant modifications to existing cylinderhead designs than only adapting a base MPFI cylinderhead towards a wall guided DGI variant. The central position of the injector also raises injector tip temperatures and consequently deposit formation

risk at the injector. Both deposit formation as well as spark plug durability are major development issues.

As a future alternative, Laser induced ignition might be an attractive alternative, Figure 17.

As the ignition point is only determined by the focus of the respective lens and not by the protrusion of the



wacze generujące zawirowanie – powszechnie stosowane w systemach 1-szej generacji – nie nadają się do tego celu. W chwili obecnej wtryskiwacze piezoelektryczne otwierające się na zewnątrz charakteryzują się pewnymi zaletami jeśli chodzi o tworzenie mieszanki i ich zastosowanie.

Kształt geometryczny komory spalania, jak również ruch ładunku można zaprojektować zwracając mniejszą uwagę

na wymagania dotyczące pracy pod pełnym obciążeniem czy masę tłoka, jak miało to miejsce w przypadku układów wtryskowych 1-szej generacji.

Dzięki właściwie ukształtowanej strudze paliwa przebieg spalania jest zdecydowanie lepszy niż w systemach z tworzeniem mieszanki z wykorzystaniem ścianki lub zawirowania powietrza.

Bardziej zwarta chmura mieszanki daje mniejszą emisję węglowodorów i tlenków azotu, a odpowiednio opóźnione spalanie zmniejsza straty na ściankach i tym samym poprawia zużycie paliwa, rys. 16.

Można się spodziewać, że w cyklu NEDC będzie można osiągnąć 5% spadek zużycia paliwa i ok. 30% spadek emisji HC w porównaniu z układami 1-szej generacji. Istotnej poprawie ulegają warunki oczyszczania spalin mieszanek ubogich, szczególnie w górnym zakresie uwarstwienia, ponieważ emisja HC oraz związane z nią reakcje egzotermiczne i temperatura pracy katalizatora DeNOx zmniejszają się.

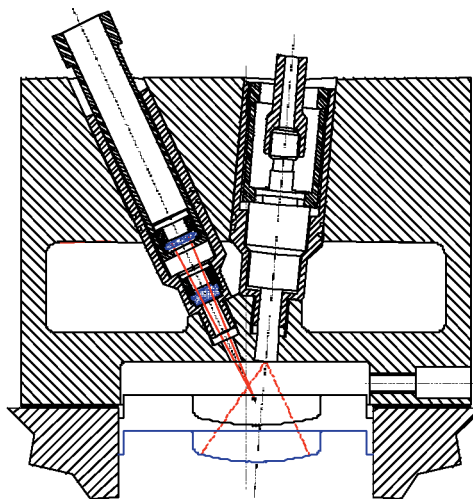
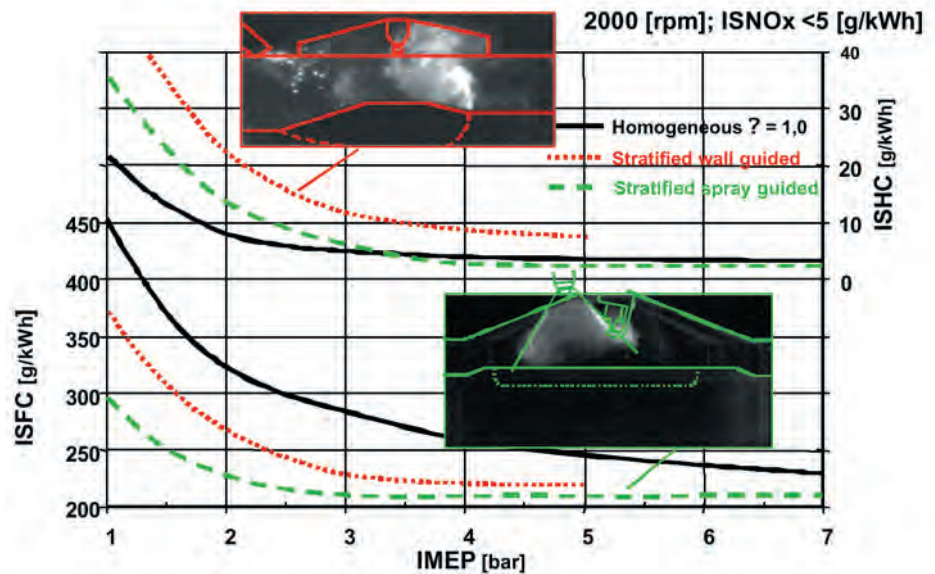
Jednakże centralne usytuowanie wtryskiwacza zwykle wymaga znacznie istotniejszych modyfikacji konstrukcji głowicy aniżeli w przypadku zwykłej głowicy MPI przystosowanej do wtrysku bezpośredniego ze strugą prowadzoną po ściance. Takie umieszczenie wtryskiwacza powoduje także wzrost temperatury końcówki wtryskiwacza i niebezpieczeństwo pojawienia się na nim nagaru, co stanowi dodatkowe zagrożenie. Tworzenie nagaru i trwałość świecy zapłonowej stają się obecnie podstawowymi problemami.

Jako rozwiązanie przyszłościowe przewiduje się zapłon za pomocą promienia laserowego, rys. 17.

Jeśli punkt pojawienia się zapłonu związany jest jedynie z ogniskową soczewek a nie zależy od wysunięcia świecy, można go ustawić w stożku wtryskiwanego paliwa bez obawy zaolejenia świecy. Z punktu widzenia niezawodnego zapłonu możliwym rozwiązaniem zastosowanie wtryskiwaczy wytwarzających zawirowanie. Obecnie tego typu układy zapłonowe potwierdziły swoje możliwości na etapie badawczym i ciągle jeszcze wymagają dalszych badań.

## 2.4 Sterowany samozapłon

Innym, obecnie intensywnie badanym wariantem jest samozapłon mieszanki homogenicznej (HCCI-Homogeneous Charge Compression Ignition, znane również jako *Controlled Auto Ignition*) z dużym stopniem recyrkulacji spalin. Tego



spark plug, the ignition point can be directly set within the main spray cone without the risk of spark plug fouling. Thus, from viewpoint of reliable ignition even swirl injectors would be a feasible solution. Currently such ignition systems just have proven principal function at a research level and still require significant further development efforts.

## 2.4 Controlled Auto Ignition

Another variant, which is currently being developed, is the homogenous auto ignition (HCCI-Homogeneous Charge Compression Ignition, also known as Controlled Auto Ignition) with very high exhaust gas recirculation rates. These combustion methods enable a lean combustion without NOx-trap catalyst and with the same fuel consumption as stratified GDI engines. Homogenous auto ignition requires, however, a more complex engine control. Application under production conditions has not been tested yet.

Auto Ignition is controlled primarily by compression pressure and temperature, mixture composition and fuel characteristics. These conditions are largely pre-determined at intake valve closing. The ignition is not initiated by an event that can easily be triggered like a spark with Gasoline engines or injection with Diesel engines, but by the com-

typu systemy umożliwiają spalanie mieszanek ubogich bez konieczności stosowania katalizatorów redukujących tlenki azotu i charakteryzujące się zużyciem paliwa podobnym jak w przypadku silników GDI z mieszaną uwarstwowaną. Jednak do zapłonu mieszanki jednorodnej konieczne jest skomplikowane sterowanie. Rozwiązanie to jak dotąd nie zostało sprawdzone w produkcji masowej.

Sterowanie samozapłonem odbywa się głównie poprzez ciśnienie sprężania i temperaturę, skład mieszanki i właściwości paliwa. Warunki te są w głównej mierze określone w momencie zamknięcia zaworu dolotowego. Zapłonu nie można zapoczątkować podobnym impulsem jak iskra w silniku ZI czy wtrysk paliwa w silniku ZS, lecz jedynie samym sprężaniem. Parametrami pozwalającymi sterować samozapłonem jest udział spalin, gęstość ładunku i proces wtrysku. Pozostałość spalin wpływa na samozapłon w dwojaki sposób: poprzez wpływ na całkowitą temperaturę ładunku co ma istotny znaczenie dla wystąpienia samozapłonu oraz ilość gazu obojętnego, która określa szybkość wywiązywania się ciepła. Stąd duża ilość spalin potrzebna jest zarówno do pewnego zainicjowania samozapłonu, jak i do ograniczenia szybkości spalania.

Recyrkulacja spalin może być sterowana dwoma metodami:

- Przez wczesne zamknięcie zaworu wylotowego odpowiednia ilość spalin jest zatrzymana w cylindrze. Zamiast usunięcia spalin poza cylinder są one sprężane. Wtrysk paliwa do takiego ośrodka powoduje reakcje wstępne. Tego typu strategia sterowania jest szczególnie korzystna w tych warunkach pracy silnika, gdzie sama energia spalin nie wystarcza do zapoczątkowania samozapłonu.
- Duży udział spalin w cylindrze można również uzyskać przez recyrkulację spalin, które już opuściły cylinder. By jednak utrzymać odpowiednią temperaturę nie można tego zrobić przez zewnętrzny EGR za zaworami wylotowymi, ale bezpośrednio z kanału wylotowego przez ponowne otwarcie jednego zaworu wylotowego podczas suwu dolotu. Można to również osiągnąć oddzielnie w każdym cylindrze za pomocą stosunkowo prostego hydraulicznego wspomaganie napędu zaworów.

Przez zawór elektromagnetyczny „zawansowany popychacz hydrauliczny” zostaje zasilany olejem pod dużym ciśnieniem, co pozwala dobrać okres jego otwarcia indywidualnie do cylindra i cyklu. W ten sposób hydraulicznie wywołany wznios (ok. 3 mm) dodaje się do krzywwej wzniosu krzywki, zwykle drugi wznios jednego z zaworów wylotowych pojedynczego cylindra. Dolot świeżego powietrza sterowany jest za pomocą standardowych elementów jak przepustnica, przełączalny popychacz czy przestawiacz krzywki zaworu dolotowego, rys. 18.

Póki samozapłon może być realizowany jedynie w wąskim zakresie pracy silnika, efektywność ekonomiczna tego rozwiązania ma decydujące znaczenie. Zastosowanie ele-

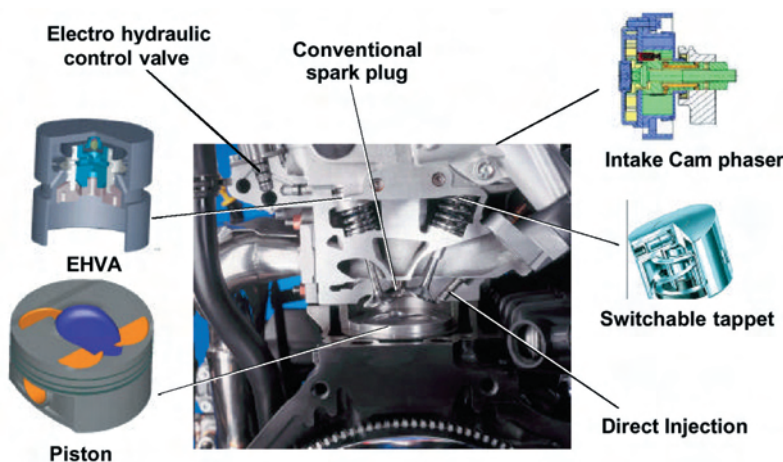
pression process itself. The control parameters used for the initiation of auto ignition are residual gas fraction, charge density and injection process. The residual gas fraction influences the combustion in two important ways: the impact on the overall charge temperature has a major influence on the start of auto ignition, the amount of inert gas determines the rate of heat release. Thus a high amount of residual gas is required both for a reliable start of auto ignition and a limitation of combustion speed.

The residual gas amount can be controlled by two methods:

- By early exhaust valve closing a corresponding amount of residual gas is trapped in the cylinder. Instead of flushing this gas out of the cylinder it is compressed. Injection of fuel into this compressed residual gas results in pre-reactions. Such a control strategy is beneficial especially in those parts of the map, where the residual gas energy alone is not sufficient for initiation of auto ignition.
- High residual gas in the cylinder can also be obtained by re-circulation of gas that already has been exhausted. For high residual gas temperatures this must not be done by external EGR via the intake valves, but directly from the exhaust port by a second opening of one exhaust valve during the intake stroke. This can be managed even individually for each cylinder by a relatively simple hydraulically superposed valve train system.

By an electrically controlled solenoid an “advanced hydraulic tappet” is supplied with high pressure oil for a cylinder and cycle selective time period. Thus a mechanically fixed lift (about 3 mm) is superimposed to the mechanical lift curve, usually a second lift of one exhaust valve per cylinder. The intake air is controlled by standard components like throttle plate, switchable tappet and intake cam phaser, Figure 18.

As the auto ignition covers only a small part of the whole engine map, cost efficiency of the systems is most decisive. The utilisation of the components necessary for auto ignition control also with spark ignited operation influences the cost benefit calculation significantly. Thus, the requirements



mentów potrzebnych do wywołania samozapłonu możliwe jest także podczas pracy silnika z zapłonem iskrowym, co w istotnym stopniu obniża koszty zastosowania. Z tego względu wymagania odnośnie ekonomicznej pracy z zapłonem iskrowym w znacznym stopniu wpływają na rozwiązanie konstrukcyjne układu. Zmienne fazy rozrządu potrzebne do sterowania samozapłonem wykorzystane zostały do sterowania wewnętrzną recyrkulacją spalin i zmniejszenia strat wymiany ładunku także podczas pracy z zapłonem iskrowym. Wartość stopnia sprężania dobierana jest pod kątem najlepszej pracy silnika ZI w zakresie maksymalnych obciążeń. Dzięki zastosowaniu bezpośredniego wtrysku i optymalizacji spalania inicjowanego iskrą można zwiększyć stopień sprężania do 12.

Najistotniejsze parametry sterowania w przypadku samozapłonu to temperatura ładunku, ciśnienie w cylindrze, udział pozostałości spalin, współczynnik nadmiaru powietrza oraz jednorodność ładunku. Na parametry te mogą oddziaływać fazy rozrządu, ciśnienie i temperatura w układzie dolotowym i wylotowym itd. Jednak, z powodu skomplikowanych zależności między tymi parametrami niemożliwe jest zastosowanie standardowego rozwiązania indywidualnego sterowania pojedynczym zaworem dolotowym i wylotowym. Muszą więc zostać opracowane nowe algorytmy sterowania. Takie sterowanie ładunkiem wymaga sterowania w czasie rzeczywistym opierającym się na modelu fizycznym a nie na standardowym modelu empirycznym. Ze względu na znaczny wpływ poprzedniego cyklu pracy na proces samozapłonu, z dzisiejszego punktu widzenia nieodzowne jest sterowanie ładunkiem w ramach pojedynczego obiegu. Wynikiem rozwoju konstrukcji AVL CSI było uzyskanie dobrej pracy w warunkach nieustalonych 4-cylindrowego silnika CSI.

Połączenie wszystkich trybów pracy, włączając w to spalanie mieszanek trybów pracy, włączając w to spalanie mieszanek uwarstwionej na biegu jałowym zostało już osiągnięte i przedstawione przez AVL. Strategia sterowania pracą silnika CSI w różnych warunkach obciążenia została zaprezentowana na rys. 19.

### 3. Wnioski

Zależnie od zastosowania można przewidywać różne kierunki rozwoju zarówno standardowych silników MPI, jak i silników z bezpośrednim wtryskiem benzyny. W każdym przypadku głównym celem będzie zmniejszenie zużycia paliwa oraz obniżenie kosztów systemu. Jeśli jednak potencjalne oszczędności w zużyciu paliwa można precyzyjnie przewidywać,

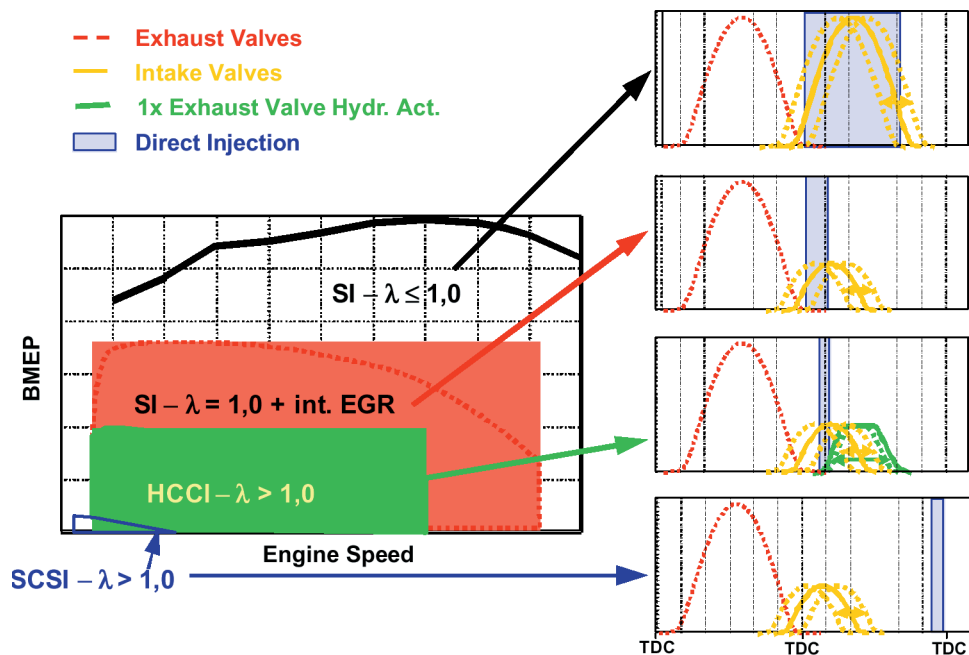
for fuel efficient spark ignited operation largely influences the system layout. The valve train variability necessary for auto ignition control is utilised for residual gas control and reduction of gas exchange losses also during the spark ignited operation. The compression ratio is selected in view of best full load spark ignited performance. By utilising direct injection and optimisation of spark ignited combustion, a CR of 12 can be applied.

The most relevant control parameters for auto ignition are charge temperature and cylinder pressure, residual gas fraction, air/fuel ratio and charge homogenisation. These parameters can be influenced by valve events, pressure and temperature in intake and exhaust system etc. However, due to the complex interaction of these parameters standard single input-single output control concepts are not applicable, therefore new control algorithms have to be applied. Such a charge control requires a real time control based on physical models instead of standard empirical models. As the auto ignition process is significantly influenced by the former cycle, from today's point of view a cycle resolved charge control is mandatory. As result of AVL's CSI development program, the smooth transient operation of a 4-cylinder CSI engine already has been demonstrated.

The combination of all the operation modes, including stratified idle combustion, has been developed and already published by AVL. The operation strategies for different load conditions of the CSI engine are illustrated in Figure 19.

### 3. Conclusion

Depending on the respective application, quite different development routes will be seen in the future for standard MPFI as well as for DGI engines. Anyway, the main drivers will be the achievable extent of fuel efficiency as well as system oncost. Whereas the potential for fuel saving can



Zawirowanie ładunku w silnikach 4-zaworowych za pomocą wyłączenia kanałów - AVL CBR II/ <i>Variable Charge Motion 4V Engines by means of Ports Deactivation - AVL CBR II</i>	5-7 %
Zawirowanie ładunku w silnikach 2-zaworowych za pomocą urządzeń zmieniających fazy rozrządu - AVL CBR II/ <i>Variable Charge Motion 2 Valve Engines by means of cam-phasing devices - AVL CBR II</i>	4-5%
Bezpośredni Wtrysk Benzyny 1 Gen. (ścianki/wir) - AVL DGI 1/ <i>Direct Gasoline Injection Gen. 1 (wall/air guided) - AVL DGI 1</i>	8-12%
Bezpośredni Wtrysk Benzyny 2 Gen. (struga) - AVL DGI 2/ <i>Direct Gasoline Injection Gen. 2 (spray guided) - AVL DGI 2</i>	12-15%
Downsizing silników turbodoładowanych - AVL DGI-tc/ <i>Downsizing of Turbocharged Engines - AVL DGI-tc</i>	8-15%
Mechaniczna zmiana faz rozrządu/ <i>Mechanical Variable Valve Actuation</i>	5-10%
Elektrohydrauliczna zmiana faz rozrządu/ <i>Electro Hydraulic Variable Valve Actuation</i>	12-15%
Spalanie ładunku jednorodnego - AVL CSI/ <i>Homogeneous Charge Compression Ignition - AVL CSI</i>	8-12%

tablica 1, to kwestia kosztów silników benzynowych będzie zależała od akceptacji przez klientów i wielkości ich sprzedaży na rynku.

W najbliższej przyszłości w produkcji masowej będzie dominował standardowy silnik MPI lecz zostanie unowocześniony o takie rozwiązania jak zmienny ruch ładunku. Coraz popularniejsza będzie zmiana faz rozrządu osiągana głównie sposobami mechanicznymi jak przestawiacze krzywek czy przełączalne popychacze. Należy się spodziewać, że pojawią się w niewielkiej liczbie w pełni sterowalne układy rozrządu, natomiast układów bezkrzywkowych nie należy się spodziewać w ciągu najbliższych lat, choć wysiłki w tym kierunku będą kontynuowane.

Układy bezpośredniego wtrysku benzyny będą coraz popularniejsze i w ciągu najbliższej dekady osiągną poziom bliski silnikom MPI. Na znaczeniu zyska również koncepcja spalania mieszanki jednorodnej na pełnym obciążeniu, szczególnie w połączeniu z turbodoładowaniem. Przewiduje się, że układy spalania mieszanek uwarstwionych zostaną zastosowane w postaci systemów z tworzeniem mieszanki przez strugę wtryskiwanego paliwa 2-giej generacji.

Alternatywnego systemu spalania, jak np. CSI firmy AVL, mogą stać się obiecującym rozwiązaniem w przypadku spalania mieszanek ubogich bez konieczności stosowa-

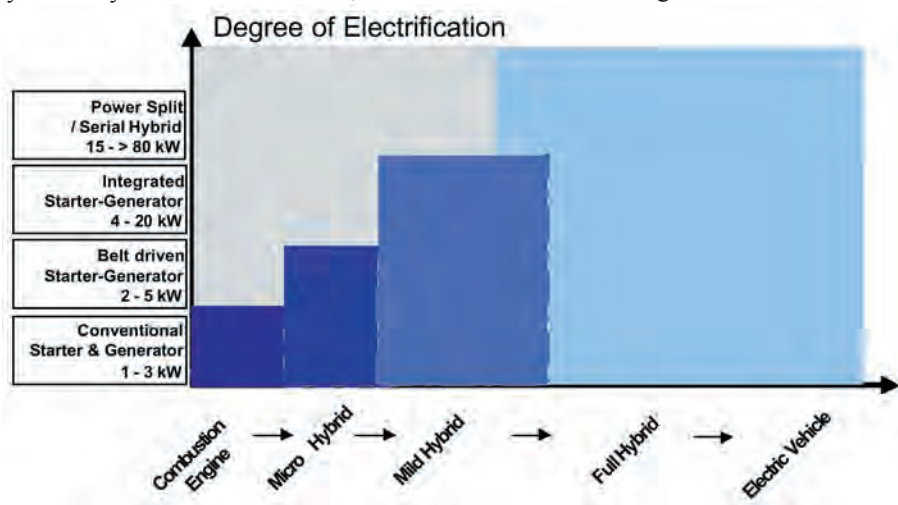
być przewidziane w dość precyzyjnych i wąskich zakresach, Figure 20, koszt systemu dla przyszłych silników benzynowych będzie nawet bardziej zależny od akceptacji przez klientów i wynikających z tego sprzedaży.

Dla dużej ilości produkcji standardowy MPFI silnik nadal będzie dominował w przyszłości, ale zostanie uaktualniony o takie funkcje jak zmienny ruch ładunku. Zmienny ruch ładunku, głównie przez mechaniczne sposoby takie jak przesłony i przełączalne popychacze, stanie się bardziej popularnym. Pełnie sterowalne układy rozrządu będą utrzymywane w niewielkiej liczbie, a układy bezkrzywkowe nie będą oczekiwanymi w najbliższych latach, chociaż intensywne programy rozwojowe są w toku.

Systemy bezpośredniego wtrysku benzyny będą zwiększać swoją liczbę i zbliżą się do liczb MPFI silników w ciągu najbliższej dekady. Jednolite koncepcje dla wysokiej wydajności i także w połączeniu z turbodoładowaniem znacząco zysają na znaczeniu. Systemy warstwowe są oczekiwane do wprowadzenia do systemu wtrysku w postaci systemów 2-giej generacji.

Alternatywne układy spalania takie jak AVL CSI mogą stać się atrakcyjną opcją dla czystego spalania bez konieczności stosowania kosztownego urządzenia do czyszczenia spalin, prawdopodobnie w połączeniu z zmiennymi układami rozrządu.

Oprócz tego, cały świat motoryzacji szuka innych alternatyw takich jak Hybrydy i Fuel Cell. W przypadku systemów hybrydowych można stwierdzić, że ta technologia będzie zwiększać swoją liczbę w ciągu najbliższych lat. W ten sposób, hybrydy mogą być nie tylko alternatywą dla tradycyjnego układu napędowego, ale także jego ulepszeniem. W przyszłości nie będzie to już kwestią „Hybryd” czy „Tradycyjny” układu napędowego, ale definicją „Stopnia Elektryfikacji”,



nia kosztownych katalizatorów DeNOx, prawdopodobnie łącznie z układami rozrządu ze sterowanymi fazami.

Oprócz wymienionych rozwiązań, w światowej motoryzacji poszukuje się innych koncepcji jak napędy hybrydowe

Figure 21. This will be selected according to specific market requirements. Apart from that, the automotive world is still looking for further alternatives like Fuel Cells. The future will tell us, how these alternatives are able to compete with current powertrains.

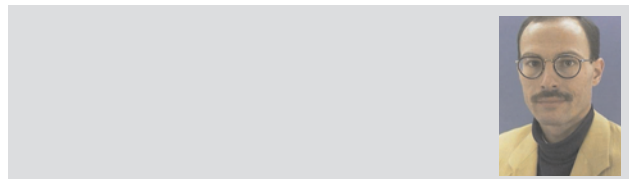
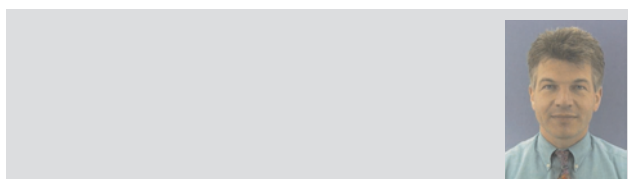
Artykuł recenzowany

### Skróty i oznaczenia/Abbreviations and Nomenclature

DGI	bezpośredni wtrysk benzyny/ <i>Direct Gasoline Injection</i>	Emission Vehicle	
MPFI/MPI	wielopunktowy wtrysk benzyny/ <i>Multi Point Fuel Injection</i>	NEDC	Nowy Europejski Cykl Jezdny/ <i>New European Driving Cycle</i>
VVA	zmiennie sterowanie zaworami/ <i>Variable Valve Actuation</i>	OBD	diagnostyka pokładowa/ <i>On Board Diagnosis</i>
VVT	zmiennie fazy rozrządu/ <i>Variable Valve Timing</i>	CBR	system kontrolowanej szybkości spalania/ <i>Controlled Burn Rate combustion system</i>
CSI	system spalania ("Zapłon w Wyniku Sprężania i Iskry"), połączenie systemu HCCI samozapłonu na obciążeniach częściowych i zapłonu iskrowego na pełnym obciążeniu/ <i>Compression Spark Ignition combustion system, combination of HCCI compression ignition at part load and spark ignition at full load</i>	EMS	system sterowania silnikiem/ <i>Engine Management System</i>
HCCI	Samozapłon ładunku jednorodnego/ <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>	SG	generator rozruchowy (zasilanie 42 V)/ <i>Starter Generator (42V power supply)</i>
EHVS	układ elektrohydraulicznego napędu zaworów/ <i>Electrohydraulic Valve Actuation System</i>	CP	przestawiacz wałka rozrządu/ <i>Cam Phaser for camshaft</i>
EMVT	układ elektromagnetycznego napędu zaworów/ <i>Electromagnetic Valve Train</i>	CR	stopień sprężania/ <i>Compression Ratio</i>
EGR	recyrkulacja spalin/ <i>Exhaust Gas Recirculation</i>	EVO, EVC	otwarcie i zamknięcie zaworu wylotowego/ <i>Exhaust Valve Opening and Closing</i>
SULEV	pojazd o ultra niskiej emisji spalin/ <i>Super Ultra Low</i>	IVO, IVC	otwarcie i zamknięcie zaworu dolotowego/ <i>Intake Valve Opening and Closing</i>
		DoE	planowanie doświadczeń/ <i>Design of Experiments</i>
		TDC	Górne Martwe Punkt GMP/ <i>Top Dead Center</i>

### Literatura/Bibliography

- [1] Kapus P., Denger D., Holland T.: Intelligent Simplification-Ways Towards Improved Fuel Economy, SAE 2002-01-0236.
- [2] Borgmann K., Hofmann R., Liebl J., Melcher T.: Der BMW 4-Zylinder Motor; Das erste Mitglied der neuen Ottomotoren-Generation. 22. Internationales Wiener Motorensymposium, April 2001.
- [3] Piock W., Fraidl K.G.: Ottodirekteinspritzung ohne Denox-Kat?. 23. Internationales Wiener Motorensymposium, April 2002.
- [4] Piock W., Fraidl K.G.: Gasoline Direct Injection – Quo Vadis?. FISITA 2002, F02V096.
- [5] Fiorenza R., Pirelli M., Torella E., Kapus P., Kokalj G., Leibenbauer M.: VVT+Port Deactivation Application on a Small Displacement SI 4 Cylinder 16V Engine: An Effective Way to Reduce Vehicle Fuel Consumption. SAE 2003.
- [7] Beer M., Held W., Kerkau M., Rehr A.: Der neue Motor des Porsche 911 Turbo. MTZ 61, 2000.
- [8] Egger K.: Einspritzsysteme und Motormanagement Ottomotor; Fachkongress Antriebstechnik – Gegenwart und Zukunft, 100 Jahre Werk Untertürkheim. 30.6.–1.7.2004, Stuttgart, Deutschland.



Masahiro ISHIDA\*  
Sukho JUNG  
Hironobu UEKI  
Daisaku SAKAGUCHI

## Spalanie mieszanki DME i gazu ziemnego w silniku HCCI

*Celem tego opracowania jest wyjaśnienie charakterystycznych cech zapłonu, procesu spalania, granicy spalania stukowego i granicy wypadania zapłonu mieszanki gazu ziemnego i niewielkiej ilości eteru dimetylowego (DME) w silniku HCCI. W badaniu spalania gaz ziemny i niewielka ilość DME zostały dodane do powietrza dolotowego w postaci mieszanki jednorodnej. Współczynnik nadmiaru powietrza dla gazu ziemnego został zwiększony w celu wykrycia granicy spalania stukowego lub granicy wypadania zapłonu silnika testowego HCCI przy stałej ilości DME. Eksperymentalnie zbadano wpływ dodania gazu ziemnego na tłumienie niskotemperaturowych reakcji DME oraz wpływ ilości DME i temperatury dolotu na szybkość reakcji utleniania, granicy spalania stukowego mieszanki DME/gaz ziemny, oraz zakres obciążenia silnika HCCI.*

*Słowa kluczowe: silnik HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition – silnik o zapłonie samoczynnym z ładunkiem uwarstwionym), dimetyl eteru DME, gaz ziemny, sterowanie zapłonem, granica spalania stukowego*

### Combustion of premixed DME and natural gas in a HCCI engine

*The objectives of the present study is to clarify ignition characteristics, the combustion process, the knock limit and the misfire limit of natural gas mixed with a small amount of dimethyl ether (DME) in a HCCI engine. In the combustion test, natural gas and a small amount of DME were charged into the suction air homogeneously. The equivalence ratio of natural gas was increased to find the knock limit or the misfire limit of the HCCI test engine under a constant DME amount. The effect of the natural gas addition on suppression of the low temperature reaction of DME, and the effects of the DME amount and the intake temperature on the reaction rates, the knock limit of the DME/natural gas mixture, and the operation load range of the HCCI engine were investigated experimentally.*

*Key words: HCCI engine, DME – dimethyl ether, natural gas, controlled ignition, knock limit*

## 1. Wstęp

W różnych metodach zmniejszenia emisji, zarówno  $\text{NO}_x$  jak i cząstek stałych przez silniki ZS, wykorzystano gaz ziemny (Agarwal i inni [1]), eter dimetylowy (Kajitani i inni [2, 3]), metanol (Ishida i inni [4]) oraz olej napędowy Fischer-Tropscha (Johnson i inni [5]) jako alternatywne paliwo do silników ZS o niskiej emisji. Ostatnie badania mające na celu zmniejszenie emisji  $\text{NO}_x$  i zwiększenie sprawności cieplnej w takich silnikach wykazały, że silnik z homogenizacją mieszanki palnej (HCCI) będzie obiecującą drogą do osiągnięcia tych celów. Silnik HCCI stosujący dwuskładnikowe paliwo z gazu ziemnego i oleju napędowego (Kusaka i in.[6], Ishida i in.[7], Tagai i in.[8], Saito i in.[9], Hountalas i in.[10]), z gazu ziemnego i eteru dimetylowego (Chen i in.[11,12]), mieszanki gazowej DME i reformowanego metanol (Shudo i in.[13,14]) oraz metanolu i oleju napędowego (Ishida i in.[15, 16]) stanowi lepszą metodę kontrolowania czasu zapłonu pomimo wymogu dwóch instalacji zasilania paliwem.

Celem niniejszego opracowania jest wyjaśnienie drogą eksperymentalną wpływu dodania gazu ziemnego i przyrostu temperatury dolotu na tłumienie reakcji niskotemperaturowych DME jako źródła zapłonu, wyjaśnienie granicy spalania stukowego przez analizę stosunku pomiędzy maksymalną szybkością reakcji wysokotemperaturowej i średniej temperatury gazu wewnątrz cylindra, oraz uzyskanie dużej sprawności cieplnej i szerokiego zakresu obciążenia użytecznego w silniku HCCI ze spalaniem mieszanki DME/gazu ziemnego w porównaniu do osiągnięć konwencjonal-

## 1. Introduction

In various methods for reducing both  $\text{NO}_x$  and particulate emissions in diesel engines, natural gas (Agarwal, et al.[1]), dimethyl ether (Kajitani, et al.[2, 3]), methanol (Ishida, et al.[4]), and Fischer-Tropsch diesel fuel (Johnson, et al.[5]) have been utilized as alternative fuels for low emission diesel engines. Recent research into reducing  $\text{NO}_x$  emission and increasing thermal efficiency in diesel engines has shown that a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine will be a promising way to accomplish these targets. A HCCI engine using dual fuels of natural gas/diesel fuel (Kusaka, et al.[6], Ishida, et al.[7], Tagai, et al.[8], Saito, et al.[9], Hountalas, et al.[10]), natural gas/dimethyl ether (Chen, et al.[11,12]), DME/methanol-reformed gas (Shudo, et al.[13,14]) and methanol/diesel fuel (Ishida, et al.[15, 16]) is a better way to control the ignition timing despite requiring two fuel supply systems.

The targets of the present study are to clarify experimentally the effects of natural gas addition and the intake temperature on suppression of the low-temperature reaction of DME as an ignition source, to clarify the knock limit by analyzing the relationship between the maximum rate of the high-temperature reaction and the in-cylinder mean gas temperature, and to obtain a high thermal efficiency and a wide operation load range in a HCCI combustion of the DME/natural gas mixture for the practical use, comparing with that of the conventional diesel engine.

## 2. Experimental apparatus and test conditions

nego silnika ZS.

## 2. Aparatura i warunki badań

### 2.1. Silnik badawczy

Silnik badawczy, którego dane przedstawiono w tabeli 1, to jednocylindrowy wysokoobrotowy wolnossący silnik o ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa, typ NFD 170-(E), wykonany przez YANMAR DIESEL Ltd.; średnica cylindra 102 [mm], skok tłoka 105 [mm]. Pojemność skokowa wynosi 857 [cm<sup>3</sup>] a maksymalna moc 12,5 [kW]/2400 obr/min. Stopień sprężenia ( $\epsilon$ ) pierwotnie wynosił 17,8, ale został zmieniony na 14,2 – odpowiedni dla silnika HCCI zasilanego DME.

### 2.2. Paliwa badawcze

Tabela 2 przedstawia właściwości paliw badawczych: oleju napędowego, eteru dimetylowego (DME) oraz gazu ziemnego (NG). Olej napędowy to JIS No.2 w Japonii posiadający liczbę cetanową około 57. DME w czystej postaci (99,9 [%]) posiada liczbę cetanową ponad 55. Testowany gaz ziemny to gaz miejski określany w Japonii „13 A”, który składa się z około 88% CH<sub>4</sub>, reszta to C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> itd. – zgodnie z danymi z tabeli 3. Wartości opałowe netto tych paliw to odpowiednio 42,9; 28,9 i 49,1 [MJ/kg]. Płynny DME i sprężony gaz ziemny były dodawane do powietrza dolotowego pod ciśnieniem 0,12 [MPa] i 0,10 [MPa], mierząc odpowiednio prędkości przepływu zgodnie z rysunkiem 1. Zużycie paliwa było określane jako be [MJ/kWh] i unormowane na podstawie wartości opałowych netto zarówno DME jak i gazu ziemnego.

### 2.3. Warunki przeprowadzenia badań

Warunki badań silnika zmieniały się w trzech etapach. W pierwszym etapie silnik HCCI pracował wyłącznie na DME przy dwóch wartościach stopnia sprężenia 17,8 i 14,2. W drugim etapie silnik pracował na mieszance DME/gaz ziemny ze zmianą współczynników składu mieszanki  $\phi_{DME}$  i  $\phi_{NG}$  w warunkach stałego obciążenia;  $\phi_{DME}$  i  $\phi_{NG}$  określają odpowiednio wartość współczynnika składu mieszanki dla DME i gazu ziemnego. W ostatnim etapie badań obciążenie silnika zostało zwiększone poprzez zwiększenie podawania gazu ziemnego, w wyniku czego stwierdzono, że granica spalania stukowego i granica wypadania zapłonów występują

### 2.1. Test engine

The test engine shown in Table 1 was a single cylinder high-speed naturally aspirated direct injection diesel engine, which was the type NFD 170-(E) manufactured by YANMAR DIESEL Ltd; 102 [mm] bore, 105 [mm] stroke. Displacement is 857 [cc] and the maximum power is 12.5 [kW]/2400 [rpm]. The compression ratio ( $\epsilon$ ) was originally 17.8 but changed to 14.2 suitable for the HCCI engine with DME.

### 2.2. Test fuels

Table 2 shows properties of test fuels; gas oil, dimethyl ether (DME) and natural gas (NG). Gas oil is the JIS No.2 gas oil in Japan having a cetane number about 57. DME is 99.9 [%] in purity having a cetane number more than 55. The tested natural gas is the urban gas fuel named “13 A” in Japan which consists of about 88% of CH<sub>4</sub> and the others of C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> and etc as shown in Table 3. The net calorific values of these fuels are 42.9, 28.9 and 49.1 [MJ/kg] respectively. Liquefied DME and compressed natural gas were charged into the intake air by the pressures of 0.12 [MPa] and 0.10 [MPa], measuring the flow rates respectively as shown in Fig. 1. Fuel consumption denoted by “be [MJ/kWh]” in the following figures was the reduced one calculated from both net calorific values of DME and natural gas.

### 2.3. Test conditions

The engine test conditions were changed in three stages. At the first stage, the HCCI engine was operated by DME alone under two compression ratios of 17.8 and 14.2. At the second stage, it was operated by DME/natural gas mixture changing the ratio of  $\phi_{DME}$  and  $\phi_{NG}$  under a constant engine load condition;  $\phi_{DME}$  and  $\phi_{NG}$  denote the equivalence ratio of DME and natural gas respectively. At the last stage, the engine load was increased by increasing the natural gas charge-rate to find the knock or misfire limit at a minimum DME charge-rate.

The test was carried out under a constant engine speed of 1200±5 [rpm]. The engine load was changed from  $P_{me}=0.13$  to 0.45 [MPa] or knock limit, while keeping the intake temperature constant at  $T_{IN}=20, 40, 60$  or 80 [°C] respectively by using the electric heater. With respect to the exhaust gas analysis, smoke density [Bosch], nitrogen oxides concentration

Type of engine	Yanmar NFD170-(E)
Cycle	4
Cooling system	Water
Number of cylinder	1
Bore and Stroke	102 [mm] and 105 [mm]
Piston displacement	857 [cc]
Compression ratio	17.8 and 14
Maximum power	12.5 [kW/2400 rpm]
Injection timing	7° BTDC

	Gas Oil	DME	Natural Gas
Chemical structure		CH <sub>3</sub> -O-CH <sub>3</sub>	CH <sub>4</sub> + others
Net calorific value [MJ/kg]	42.9	28.9	49.1
Cetane number [°C]	57	> 55	-
Autoignition Temperature	250	235	650
Stoichiometric A/F ratio	14.59	8.98	16.86
%wt. Carbon	86.0	52.2	75.0
%wt. Hydrogen	14.0	13.0	25.0
%wt. Oxygen	0.0	34.8	0.0

przy minimalnej prędkości doprowadzania DME.

Badania zostały przeprowadzone przy stałej prędkości silnika 1200±5 obr/min. Obciążenie silnika było zmieniane od  $P_{me}=0,13$  do 0,45 [MPa] lub do wystąpienia spalania stukowego, podczas gdy temperatura dołotu była utrzymywana na stałym poziomie odpowiednio  $T_{IN}=20, 40, 60$  lub 80 [°C] używając podgrzewacza elektrycznego. W odniesieniu do analizy spalin mierzono intensywność zadymienia [Bosch], stężenie tlenków azotu  $NO_x$  [ppm], całkowitą sumę stężeń niespalonych węglowodorów THC [ppm] oraz temperaturę spalin  $T_e$  [°C] przy użyciu odpowiedniego analizatora spalin. Indykowanie ciśnienia w cylindrze prowadzono czujnikiem piezoelektrycznym z częstotliwością co 0,25 stopnia obrotu wału korbowego przy pomocy 4 kanałowego analizatora spalania CB-467 wyprodukowanego w firmie Ono Sokki Co. Ltd.

CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	H <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , CO <sub>2</sub>
87.65	7.22	1.65	3.30	0.05	0.13 (96)

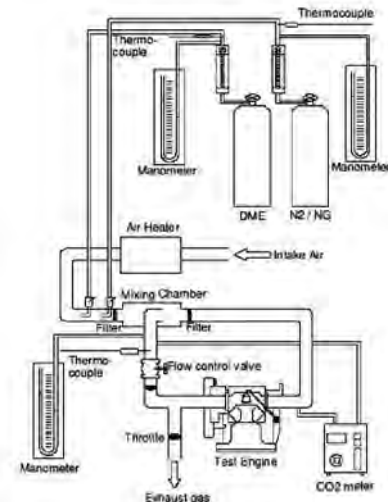
Przebieg ciśnienia spalania stanowił średnią z 350 kolejnych cykli pracy silnika. Dane te przeniesiono na komputer i zarejestrowano na twardych dyskach.

### 3. Wyniki badań i ich dyskusja

#### 3.1. Spalanie w silniku HCCI zasilanym DME

Rysunek 2 przedstawia porównanie przebiegu spalania pomiędzy silnikiem HCCI zasilanym samym DME a konwencjonalnym silnikiem ZS zasilanym olejem napędowym dla warunków  $\epsilon=17,8$  i  $P_{me}=0,13$  [MPa]; gdzie  $P$  [MPa] oznacza ciśnienie zmierzone wewnątrz cylindra a  $dQ/d\theta$  [J/deg] to wynikowa szybkość wywiązywania się ciepła lub szybkość reakcji. Konwencjonalny silnik ZS został przebadany przy kącie wyprzedzenia wtrysku paliwa 7° przed GMP i przy  $T_{IN}=40$  [°C]. Z drugiej strony silnik HCCI na DME został przebadany przy stopniowej zmianie temperatury dołotu od  $T_{IN}=20$  do 40 i 60 [°C]. Pomiędzy silnikiem HCCI na DME a konwencjonalnym silnikiem ZS można zauważyć dużą różnicę w czasie wystąpienia samozapłonu, maksymalnej prędkości wywiązywania ciepła i maksymalnym ciśnieniu w cylindrze. W przypadku silnika ZS zapłon następuje w pobliżu GMP, ponieważ kąt wyprzedzenia zapłonu może być sterowany przez kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa, podczas gdy w przypadku silnika HCCI na DME, który nie ma mechanizmu sterowania spalaniem, zapłon następuje znacznie wcześniej niż w przypadku konwencjonalnego silnika ZS i jest silnie zależny od temperatury powietrza

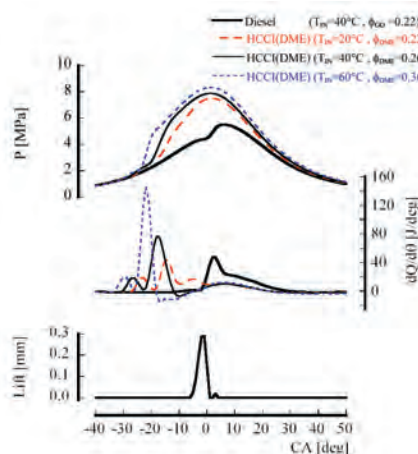
$NO_x$  [ppm], the total unburned hydrocarbon concentration THC [ppm] and the exhaust gas temperature  $T_e$  [°C] were measured by using the respective gas analyzer. The time history of in-cylinder pressure was measured using the piezo type sensor and this output was sampled every one-fourth degree of crank angle by means of the 4 channel combustion analyzer "CB-467" manufactured by Ono Sokki Co. Ltd. The time history of combustion pressure was the ensemble average sampled over continuous 350 engine cycles. Those data were transmitted to the personal computer and recorded on hard disks.



### 3. Experimental results and discussion

#### 3.1 Combustion in HCCI engine with DME

Figure 2 shows a comparison of combustion history between the HCCI engine with DME alone and the conventional diesel engine with gas oil in the case of  $\epsilon=17.8$  and  $P_{me}=0.13$  [MPa]; where  $P$  [MPa] is the measured in-cylinder pressure, and  $dQ/d\theta$  [J/deg] is the apparent heat release rate, or, the reaction rate. The conventional diesel engine was tested at the designed fuel injection timing of 7°BTDC and  $T_{IN}=40$  [°C]. On the other hand, the HCCI engine with DME was tested by changing the intake temperature from  $T_{IN}=20$  to 40 and 60 [°C] stepwise. There can be seen a large difference between the HCCI engine with DME and the conventional diesel engine in the ignition timing, the maximum heat release rate and the maximum pressure. In the case of the diesel engine, the ignition occurs near TDC because the ignition timing can be controlled by the fuel injection timing, while, in the case of the HCCI engine with DME which has no mechanism to control combustion, the ignition occurs fairly earlier than in the case of the conventional diesel engine, and it is influenced strongly by the intake air temperature and also by the compression ratio, which will be seen in the next figures. As shown in the heat release curves, DME shows clearly two-stage combustion phenomena, that

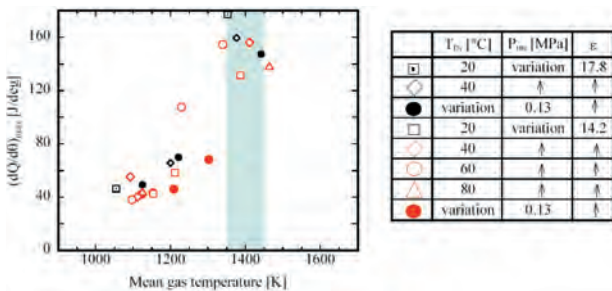


dolotowego. Zgodnie z krzywymi wywiązywania ciepła, DME wyraźnie wykazuje zjawisko spalania dwustopniowego, czyli reakcje niskotemperaturowe i reakcje wysokotemperaturowe. Przez zwiększanie temperatury dolotu reakcje nisko- i wysokotemperaturowe są przyspieszane, a zapłon i główne spalanie pojawiają się znacznie wcześniej. Przy wzroście temperatury dolotu maksymalna szybkość reakcji wysokotemperaturowych zwiększa się, ale szybkość reakcji niskotemperaturowych pozostaje bez zmian.

Wyższe maksymalne ciśnienie w cylindrze powoduje w rezultacie gorsze zużycie paliwa, na co wskazuje wzrost wartości  $\phi_{TOTAL}$  pokazany w legendzie. Wówczas konieczne jest przesunięcie punktu zapłonu i głównego spalania w pobliże GMP w przypadku silnika HCCI zasilanego czystym DME.

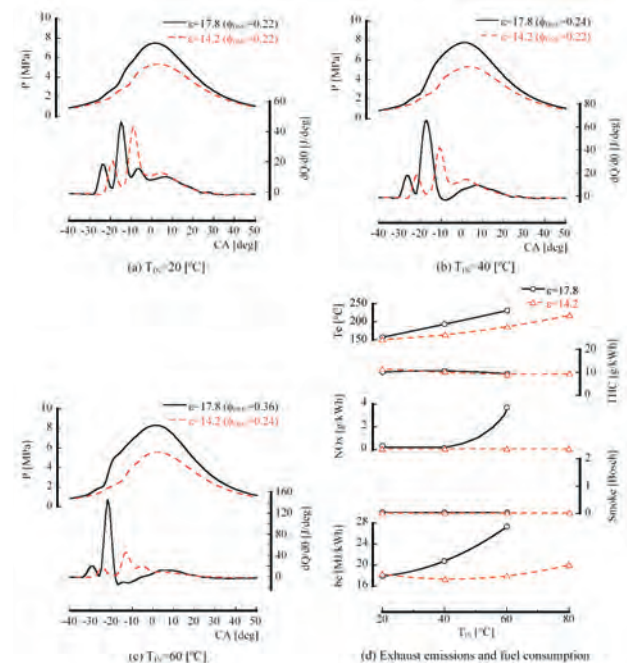
Rysunki 3 (a), (b), (c) i (d) przedstawiają porównania przebiegu spalania i osiągow silnika przy stopniach sprężania  $\epsilon=17,8$  i  $14,2$  przy  $P_{me}=0,13$  [MPa] w silniku HCCI zasilanym samym DME. Rysunki (a), (b) i (c) odpowiednio przedstawiają przypadki  $T_{IN}=20, 40$  i  $60$  [°C] a rysunek 3(d) przedstawia porównania emisji spalin i zużycia paliwa przy  $P_{me}=0,13$  [MPa]. Przez obniżenie stopnia sprężania z  $\epsilon=17,8$  do  $14,2$  kąt wyprzedzenia zapłonu reakcji niskotemperaturowej został opóźniony, przerwa pomiędzy reakcjami nisko- a wysokotemperaturowymi wydłużyła się, a maksymalna szybkość reakcji wysokotemperaturowej zmniejszyła się, jednak maksymalna prędkość reakcji niskotemperaturowej prawie się nie zmieniła. We wszystkich przypadkach małego stopnia sprężania  $\epsilon=14,2$  pojawiają się dwa piki prędkości wywiązywania ciepła podczas etapu reakcji wysokotemperaturowej, ale w przy  $\epsilon=17,8$  pojawia się pojedynczy szczyt, jednak za wyjątkiem sytuacji, w której temperatura dolotu jest niska  $T_{IN}=20$  [°C]. Zgodnie z rysunkiem 3(d), w przypadku  $\epsilon=17,8$  przy zwiększaniu temperatury dolotu zużycie paliwa i emisja  $NO_x$  wyraźnie wzrastają, ponieważ spalanie jest zbyt wczesne, a spalanie stukowe pojawia się przy  $T_{IN}=60$  [°C]. Z drugiej strony, w przypadku  $\epsilon=14,2$ , zużycie paliwa, emisja  $NO_x$  i zadymienie spalin prawie wcale nie podlegają wpływowi temperatury dolotu. Stwierdzono, dla osiągnięcia szerokiego zakresu pracy bez spalania stukowego temperatura dolotu i stopień sprężania w silniku HCCI na DME powinny być małe.

Rysunek 4 przedstawia zależność pomiędzy maksymal-



is, the low-temperature reaction and the high-temperature reaction. By increasing the intake temperature, the low- and high-temperature reactions are both accelerated, and ignition and main combustion appear markedly earlier. The maximum rate of the high-temperature reaction becomes higher but that of the low-temperature reaction is unchanged by the intake temperature rise. The higher maximum in-cylinder pressure resulted in a worse fuel consumption, which is indicated by the increase in  $\phi_{TOTAL}$  as shown in the legend. Then, it is necessary to move the ignition point and the main combustion to near TDC in the case of the HCCI engine with DME.

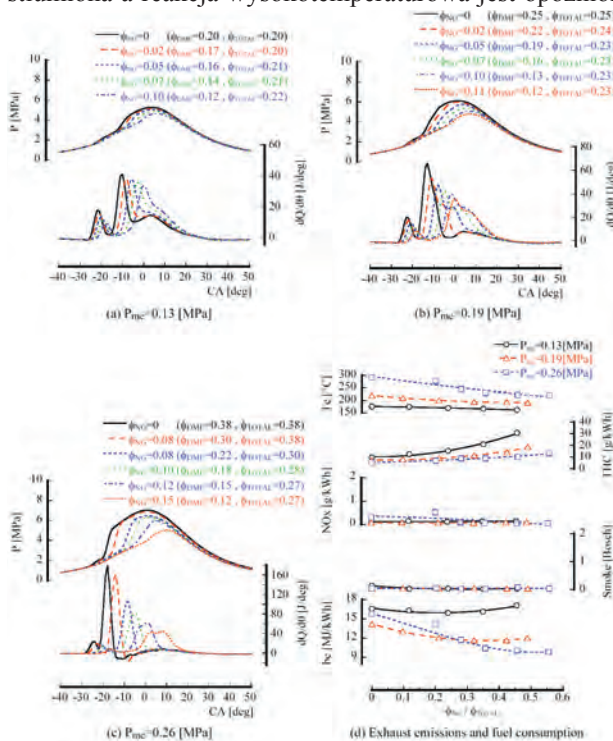
Figures 3 (a), (b), (c) and (d) show comparisons of the combustion history and the engine performance between compression ratios of  $\epsilon=17.8$  and  $14.2$  at  $P_{me}=0.13$  [MPa] in the HCCI engine with DME alone. Figs. 3(a), (b) and (c) show the cases of  $T_{IN}=20, 40$  and  $60$  [°C] respectively and Fig. 3(d) shows comparisons of exhaust emissions and fuel consumption at  $P_{me}=0.13$  [MPa]. By lowering the compression ratio from  $\epsilon=17.8$  to  $14.2$ , the ignition timing of the low-temperature reaction is delayed, the interval between the low- and high-temperature reactions becomes longer and the maximum rate of the high-temperature reaction decreases, however, the maximum rate of the low-temperature reaction is hardly changed. In all cases of the low compression ratio of  $\epsilon=14.2$ , dual peaks appear during the high-temperature reaction stage, but a single peak appears in the cases of  $\epsilon=17.8$  except for the case with the low intake temperature of  $T_{IN}=20$  [°C]. As shown in Fig. 3(d), in the case of  $\epsilon=17.8$ , fuel consumption and  $NO_x$  increase markedly by increasing the intake temperature because combustion occurs too early before TDC and the knock appears at  $T_{IN}=60$  [°C]. On the



nią szybkością reakcji wysokotemperaturowej  $(dQ/d\theta)_{\max}$  a średnią temperaturą gazu wewnątrz cylindra przy kącie wyprzedzenia występującym dla największej prędkości wywiązywania ciepła. Średnia temperatura gazu wewnątrz cylindra została obliczona przy użyciu ciśnienia zmierzonego wewnątrz cylindra i równania stanu. Zgodnie z rysunkiem 4 prędkość  $(dQ/d\theta)_{\max}$  osiąga maksymalną wartość 120 [J/deg] wówczas, gdy średnia temperatura gazu wewnątrz cylindra dochodzi do około  $1400 \pm 50$  [K]. Udowodniono, że temperatura granicy spalania stukowego samego DME wynosi  $1400 \pm 50$  [K].

### 3.2. Wpływ udziału gazu ziemnego na spalanie HCCI

Rysunki 5(a), (b) i (c) przedstawiają zmianę w przebiegu spalania w zależności od zwiększenia udziału gazu ziemnego przy stałym obciążeniu silnika odpowiednio  $P_{me} = 0,13, 0,19$  i  $0,26$  [MPa], gdzie udziały gazu ziemnego i DME są odpowiednio oznaczone jako  $\phi_{NG}$  i  $\phi_{DME}$ , a łączny udział paliwa w mieszance jest oznaczony jako  $\phi_{TOTAL}$ . W badaniach przy  $\epsilon = 14,2$  i  $T_{IN} = 40$  [°C] ilość DME została zmniejszona, a ilość gazu ziemnego zwiększona dla utrzymania  $P_{me}$  na stałym poziomie. Stwierdzono, że wraz ze wzrostem udziału gazu ziemnego  $\phi_{NG}$  reakcje nisko- i wysokotemperaturowe są tłumione i również znacznie opóźniane, a kąt wyprzedzenia piku reakcji wysokotemperaturowej zbliża się do GMP. Szczególnie w przypadku  $\phi_{NG} = 0,15$  i minimum  $\phi_{DME} = 0,12$ , rys. 5(c), reakcja niskotemperaturowa jest maksymalnie stłumiona a reakcja wysokotemperaturowa jest opóźniona



other hand, in the case of  $\epsilon = 14,2$ , fuel consumption,  $NO_x$  and smoke as well are hardly affected by the intake temperature. It is convinced that the intake temperature and the compression ratio should be low in the HCCI engine with DME in order to attain a wide operation range without knock.

Figure 4 shows the relationship between the maximum rate of the high temperature reaction  $(dQ/d\theta)_{\max}$  and the in-cylinder mean gas temperature at the timing showing the highest peak on the heat release curve. The in-cylinder mean gas temperature was calculated by using the measured in-cylinder pressure and the equation of state. According to Fig.4,  $(dQ/d\theta)_{\max}$  becomes extremely high over 120 [J/deg] when the in-cylinder mean gas temperature attains about  $1,400 \pm 50$  [K]. It is convinced that the knock limit temperature of DME alone is  $1400 \pm 50$  [K].

### 3.2 Effect of Natural Gas Fraction on HCCI Combustion

Figures 5(a), (b) and (c) show the change in combustion history due to increase of the natural gas fraction under the constant engine load conditions of  $P_{me} = 0.13, 0.19$  and  $0.26$  [MPa] respectively; where the amounts of natural gas and DME are denoted by  $\phi_{NG}$  and  $\phi_{DME}$  respectively and the total amount of fuel is denoted by  $\phi_{TOTAL}$ . In the experiments, the DME amount was decreased as the amount of natural gas was increased to keep a constant  $P_{me}$  under the conditions of  $\epsilon = 14,2$  and  $T_{IN} = 40$  [°C]. It is noticed that, as the natural gas fraction  $\phi_{NG}$  increases, both low- and high-temperature reactions are suppressed and also delayed significantly, especially the timing of the peak high-temperature reaction moves to near TDC. Especially, in the case of  $\phi_{NG} = 0,15$  with the minimum  $\phi_{DME} = 0,12$  in Fig. 5(c), the low-temperature reaction is extremely suppressed and the high-temperature reaction is delayed to near TDC; this condition corresponds to near the misfire limit, and this combustion history is similar to the one observed in the conventional diesel engine as shown in Fig. 2. Furthermore, as shown in Fig. 5(c), in the cases of  $\phi_{DME}$  larger than 0.30 at the high load of  $P_{me} = 0,26$  [MPa], the engine operation was unstable and unrepeatable due to knock appearance showing a very high  $(dQ/d\theta)_{\max}$  over 120 [J/deg]. It is convinced that the HCCI combustion can be controlled by addition of natural gas, then, the engine operating range can be extended to the larger load under the condition of a minimum amount of DME as an ignition source. Figure 5(d) shows changes in exhaust emissions and fuel consumption due to natural gas fraction  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$ , where the right-hand end data correspond to the misfire limit. As the natural gas fraction increases, the mean exhaust gas temperature “ $T_e$ ” and the fuel consumption “ $b_{fc}$ ” are decreased except for the low load case of  $P_{me} = 0,13$  [MPa].  $NO_x$  and smoke are hardly changed by  $\phi_{NG}$  keeping almost zero level, on the other hand, the unburned hydrocarbon “THC” is increased in all cases. In order to clarify the reason why the fuel consumption is decreased by addition of natural gas, the constant volume degree of combustion was calculated by using the following equation [11].

do punktu bliskiego GMP; ten warunek odpowiada wartości progu wypadania zapłonu, a przebieg spalania jest podobny do przebiegu obserwowanego w konwencjonalnym silniku ZS tak, jak przedstawia to rysunek 2. Ponadto, jak pokazano na rysunku 5(c), w przypadkach  $\phi_{DME}$  większego od 0,30 przy dużym obciążeniu  $P_{me}=0,26$  [MPa], praca silnika była niestabilna i niepowtarzalna ze względu na wystąpienie spalania stukowego wykazującego bardzo wysoką wartość  $(dQ/d\theta)_{max}$  powyżej 120 [J/deg]. Stwierdzono, że spalanie HCCI może być sterowane przez dodanie gazu ziemnego, a zakres pracy silnika może być poszerzony do większego obciążenia w warunkach minimalnej ilości DME jako źródła zapłonu. Rysunek 5(d) przedstawia zmiany poziomu emisji i zużycia paliwa w zależności od udziału gazu ziemnego  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$ , gdzie dane końcowe po prawej stronie odpowiadają granicy wypadania zapłonów. Ze wzrostem temperatury cząstki gazu ziemnego, średnia temperatura gazów spalinowych  $T_e$  i zużycie paliwa nie maleją z wyjątkiem przypadku niskiego obciążenia  $P_{me}=0,13$  [MPa]. Emisja  $NO_x$  i dymu zostały silnie zmienione poprzez utrzymywanie  $\phi_{NG}$  na prawie zerowym poziomie, ale z drugiej strony suma niespalonych węglowodorów THC zwiększa się we wszystkich przypadkach. Dla wyjaśnienia przyczyny zmniejszania się zużycia paliwa przy dodaniu gazu ziemnego, udział spalania przy stałej objętości został wyliczony przy pomocy następującego równania [11]:

$$\eta = \frac{1}{\eta} \int \eta \cdot \eta_{\theta} = \frac{1}{\theta} \int \eta_{\theta}$$

gdzie  $\eta_{gl}$  oznacza stopień przyrostu ciśnienia przy stałej objętości,  $\eta_{th}$  oznacza sprawność cieplną obiegu ze spalaniem przy stałej objętości a Q oraz dQ zostały wyznaczone w oparciu o zmierzone wartości ciśnienia w cylindrze.

Rysunek 6 przedstawia zależność pomiędzy stopniem przyrostu ciśnienia przy stałej objętości a udziałem gazu ziemnego  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$ . W przypadku  $P_{me}=0,26$  [MPa] stopień ten znacznie wzrasta wraz ze wzrostem  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$ , a zaczyna maleć, gdy  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$  wzrasta powyżej 0,5. Natomiast w przypadku  $P_{me}=0,13$  [MPa] zmiana  $\eta_{gl}$  spowodowana  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$  jest niewielka. Zmiany  $\eta_{gl}$  spowodowane udziałem gazu ziemnego zbiegają się ze zmianami zużycia paliwa, zgodnie z rysunkiem 5(d). Innymi słowy, zużycie paliwa można poprawić przez dodanie gazu ziemnego, następnie przez spowolnienie zapłonu i głównego spalania, aby osiągnąć duży stopień przyrostu ciśnienia przy stałej objętości w trakcie spalania.

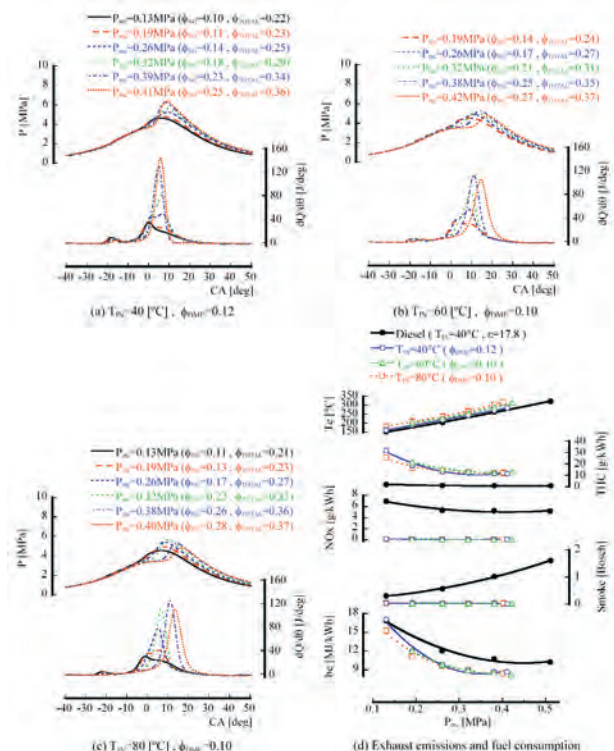
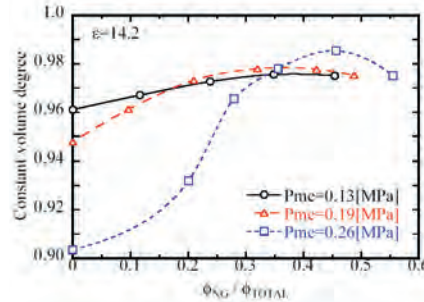
### 3.3. Granica spalania stukowego w silniku HCCI zasilanego DME/NG

Rysunki 7(a), (b) i (c) przedstawiają wpływ obciążenia silnika na przebieg spalania przy minimalnej ilości DME w pobliżu granicy wypadania zapłonów silnika HCCI zasilanego DME/NG; rysunek 7(a) przedstawia przypadek

$$\eta = \frac{1}{\eta} \int \eta \cdot \eta_{\theta} = \frac{1}{\theta} \int \eta_{\theta}$$

Where,  $\eta_{gl}$  is the constant volume degree,  $\eta_{th}$  is the thermal efficiency of constant volume cycle and, Q and dQ were calculated by the measured pressure data. Figure 6 shows the relationship between the constant volume degree of combustion and the natural gas fraction  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$ . In the case of  $P_{me}=0,26$  [MPa], the constant volume degree increases significantly as  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$  increases, and it begins to decrease if  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$  becomes larger than 0.5. In the case of  $P_{me}=0,13$  [MPa], on the other hand, the change in the constant volume degree due to  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$  is small. These changes in the constant volume degree due to natural gas fraction coincide well to that of the fuel consumption as shown in Fig. 5(d). In other words, fuel consumption can be improved by adding the natural gas, then, by retarding

the ignition and the main combustion so as to attain a high constant volume degree of combustion.



dla  $T_{IN}=40$  [°C] przy minimalnej ilości DME  $\phi_{DME,min}=0,12$ ; rysunek 7(b) przedstawia przypadek dla  $T_{IN}=60$  [°C] przy  $\phi_{DME,min}=0,10$  a rysunek 7(c) – dla  $T_{IN}=80$  [°C] przy  $\phi_{DME,min}=0,10$ . W badaniach ilość gazu ziemnego została zwiększona po to, aby zwiększyć obciążenie silnika utrzymując równocześnie ilość DME na stałym poziomie. Wraz ze wzrostem obciążenia silnika, a inaczej – wraz ze wzrostem udziału gazu ziemnego  $\phi_{NG}$ , reakcja niskotemperaturowa jest tłumiona i opóźniona, z drugiej strony reakcja wysokotemperaturowa jest opóźniona, ale jej maksymalna szybkość wyraźnie rośnie z powodu wzrostu ilości gazu ziemnego. W przypadku  $T_{IN}=40$  [°C], kąt wyprzedzenia piku reakcji wysokotemperaturowej pozostaje bez zmian w pobliżu GMP, jak przedstawia to rysunek 7(a). W tym przypadku maksymalna szybkość reakcji wysokotemperaturowej  $(dQ/d\theta)_{max}$  przekracza wartość powyżej 120 [J/deg] przy dużym obciążeniu  $P_{me}=0,38$  [MPa], powodując w rezultacie spalanie stukowe. Przy dużym obciążeniu  $P_{me}=0,41$  [MPa], spalanie stukowe i wypadanie zapłonów występują równocześnie. Z drugiej strony, w przypadkach  $T_{IN}=60$  i 80 [°C] jak przedstawiają to rysunki 7(b) i (c), kiedy obciążenie silnika wzrasta do dużych wartości w pobliżu granicy spalania stukowego, kąt wyprzedzenia zapłonu reakcji wysokotemperaturowej i kąt wyprzedzenia  $(dQ/d\theta)_{max}$  są bardziej opóźnione po GMP, następnie  $(dQ/d\theta)_{max}$  zmniejsza się i występuje wypadanie zapłonów przy wyższym obciążeniu niż obciążenie granicy spalania stukowego. Obciążenie granicy wypadania zapłonów wynosi  $P_{me}=0,42$  [MPa] w przypadku  $T_{IN}=60$  [°C] oraz  $P_{me}=0,40$  [MPa] przy  $T_{IN}=80$  [°C]. Można zauważyć, że przy takich granicach wypadania zapłonów reakcja niskotemperaturowa jest niezauważalna.

Rysunek 7(d) przedstawia zmiany poziomów emisji i zużycia paliwa w zależności od obciążenia silnika przy minimalnej ilości dodatku DME. Przedstawia on także obciążenia granicy zapłonu i granicy spalania stukowego przy temperaturze dolotu  $T_{IN}=40, 60$  i 80 [°C]; Linia po prawej stronie określa granicę spalania stukowego, a po lewej stronie – granicę zapłonu. Te charakterystyki porównano z charakterystykami konwencjonalnego silnika ZS. Zarówno emisja  $NO_x$  jak i dymu były bliskie poziomowi zerowego w każdym przypadku silnika HCCI zasilanego DME/NG, a zużycie paliwa zmalało w porównaniu do silnikiem ZS przy zwiększaniu obciążenia. W silniku HCCI pozostaje jednak do rozwiązania problem dość wysokiego poziomu całkowitej emisji węglowodorów THC.

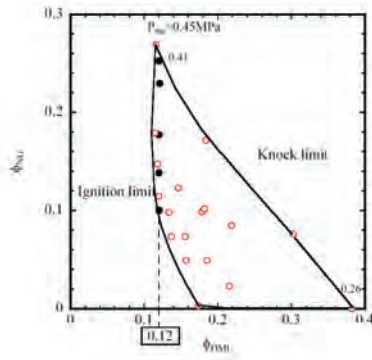
Rysunek 8 przedstawia wpływ udziału DME  $\phi_{DME}$  oraz udziału gazu ziemnego  $\phi_{NG}$  na granicę zapłonu i granicę spalania stukowego. Dla  $\epsilon=14,2$  i  $T_{IN}=40$  [°C] minimalna wartość  $\phi_{DME}$  dla granicy zapłonu maleje prawie liniowo w zakresie  $\phi_{NG}=0\sim 0,10$  i jest niemal stała w zakresie  $\phi_{NG}=0,1\sim 0,25$  wykazując wartość około  $\phi_{DME,min}=0,12$ , jak przedstawiają to rysunki 7(a) i 8. W przypadkach wyższej temperatury dolotu  $T_{IN}=60$  i 80 [°C] wartość  $\phi_{DME,min}$  maleje do 0,10 zgodnie z rysunkiem 7(b) i (c). Ponadto, w przypadku wyższego stopnia sprężania  $\bar{\lambda}=17,8$ ,  $\phi_{DME,min}$  został zmniejszony do 0,05 dla  $T_{IN}=80$  [°C]. Stwierdzono, że na minimalną ilość DME dla granicy zapłonu prawie wcale nie ma wpływu

### 3.3. Knock Limit in HCCI Engine with DME/NG

Figures 7(a), (b), and (c) show the effect of engine load on combustion history under the minimum amount of DME near the misfire limit of the HCCI engine with DME/NG; Fig. 7(a) shows the case of  $T_{IN}=40$  [°C] with the minimum DME amount of  $\phi_{DME,min}=0,12$ , Fig. 7(b) is that of  $T_{IN}=60$  [°C] with  $\phi_{DME,min}=0,10$  and Fig. 7(c) is that of  $T_{IN}=80$  [°C] with  $\phi_{DME,min}=0,10$ . In the experiments, the amount of natural gas was increased to increase the engine load while keeping the minimum amount of DME constant. As the engine load is increased, in other words, as the natural gas fraction  $\phi_{NG}$  increases, the low-temperature reaction is suppressed and delayed, on the other hand, the high-temperature reaction is delayed but its maximum rate increases markedly due to increase of the natural gas amount. In the case of  $T_{IN}=40$  [°C], the timing of the peak high-temperature reaction remains unmoved near TDC as shown in Fig. 7(a). In this case, the maximum rate of the high-temperature reaction  $(dQ/d\theta)_{max}$  surpasses over 120 [J/deg] at the high load of  $P_{me}=0,38$  [MPa], resulting in knock. At the higher load of  $P_{me}=0,41$  [MPa], knock and misfire occurs simultaneously. On the other hand, in the cases of  $T_{IN}=60$  and 80 [°C] as shown in Figs. 7(b) and (c), as the engine load is increased up to the high load near knock limit, the ignition timing of the high-temperature reaction and the timing of  $(dQ/d\theta)_{max}$  are both delayed further after TDC, then, the value of  $(dQ/d\theta)_{max}$  decreases and misfire occurs at the higher load than the knock limit load. The misfire limit load is  $P_{me}=0,42$  [MPa] in the case of  $T_{IN}=60$  [°C] and it is  $P_{me}=0,40$  [MPa] in that of  $T_{IN}=80$  [°C]. It is noticeable that, in these misfire limits, the low-temperature reaction is indistinguishable.

Figure 7(d) shows changes in exhaust emissions and fuel consumption due to engine load under the minimum amount of DME condition. The figure also shows the ignition limit and knock limit loads under three conditions with the intake temperature of  $T_{IN}=40, 60$  and 80 [°C]; the right-side end of the line indicates the knock limit and the left-side end is the ignition limit. Those characteristics are compared with the ones of the conventional diesel engine. Both  $NO_x$  and smoke were almost zero level in any case of the HCCI engine with DME/natural gas, and the fuel consumption becomes lower compared with the diesel engine as the engine load is increased. However, a fairly high THC problem remains to be solved in the HCCI engine.

Figure 8 shows the effect of the DME amount  $\phi_{DME}$  and the natural gas amount  $\phi_{NG}$  on the ignition limit and the knock limit. Under the condition of  $\bar{\lambda}=14,2$  and  $T_{IN}=40$  [°C], the minimum equivalence ratio of  $\phi_{DME}$  for ignition limit decreases almost linearly between  $\phi_{NG}=0\sim 0,10$  and it is almost constant between  $\phi_{NG}=0,1\sim 0,25$  showing the value about  $\phi_{DME,min}=0,12$  as shown in Fig. 8 and Fig. 7(a). In the cases of the higher intake temperature of  $T_{IN}=60$  and 80 [°C], the value of  $\phi_{DME,min}$  decreases to 0.10 as shown in Figs. 7(b) and (c). Furthermore,  $\phi_{DME,min}$  was decreased to 0.05 for  $T_{IN}=80$  [°C] in the case of the higher compression ratio of  $\epsilon=17,8$ . It is convinced that the minimum amount of DME for ignition limit is hardly affected by the amount of natural

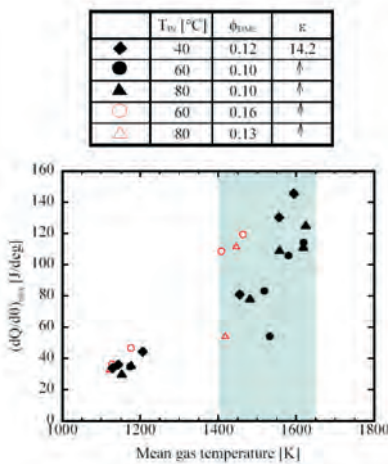


ilość gazu ziemnego, za wyjątkiem przypadku małych wartości  $\phi_{NG}$ , lecz to zależy od temperatury dolotu i stopnia sprężania.

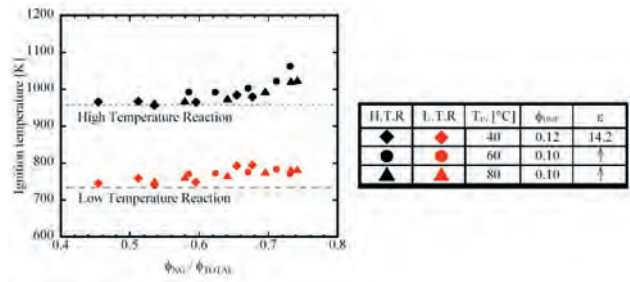
Zgodnie z rysunkiem 8, w przypadku  $\phi_{NG}=0$ , granicę spalania stukowego  $P_{me}=0,26$  [MPa] osiąga się przez dodanie DME w ilości około  $\phi_{DME}=0,4$ , a maksymalne obciążenie granicy spalania stukowego  $P_{me}=0,45$  [MPa] osiąga się przy minimalnej ilości DME

około  $\phi_{DME, min}=0,1$  przez dodanie odpowiedniej ilości gazu ziemnego  $\phi_{NG}=0,27$ . Podczas, gdy ilość DME maleje, ilość gazu ziemnego dla granicy spalania stukowego rośnie prawie liniowo, zgodnie z rysunkiem 8, a łączny udział paliwa oznaczony jako  $\phi_{TOTAL} = \phi_{DME} + \phi_{NG}$  również rośnie wzdłuż linii granicy spalania stukowego, czyli, najwyższe obciążenie granicy spalania stukowego można osiągnąć przy minimalnej ilości DME.

Rysunek 9 przedstawia wpływ udziału gazu ziemnego oznaczonego przez  $\phi_{DME}/\phi_{TOTAL}$  na temperaturę zapłonu reakcji nisko- i wysokotemperaturowych. Temperatura zapłonu to średnia temperatura gazu wewnątrz cylindra przy danym kącie wyprzedzenia zapłonu, który został zdefiniowany jako punkt przecięcia linii zerowej odpowiedniej linii stycznej na krzywych szybkości reakcji nisko- i wysokotemperaturowych. Dwie linie kropkowane odpowiednio wskazują temperatury zapłonu reakcji nisko- i wysokotemperaturowych w przypadku samego DME, które wynoszą 730 i 960 [K].



Obie wartości temperatury zapłonu wraz z wzrostem udziału gazu ziemnego. To jest przyczyna dlaczego chwila zapłonu reakcji nisko- i wysokotemperaturowych jest opóźniona, gdy rośnie ilość gazu ziemnego  $\phi_{NG}$ .



gas except for the case with a small  $\phi_{NG}$ , but it is dependent on the intake temperature and the compression ratio.

As shown in Fig. 8, in the case of  $\phi_{NG}=0$ , the knock limit load of  $P_{me}=0.26$  [MPa] is attained by giving the DME amount about  $\phi_{DME}=0.4$ , on the other hand, the maximum knock limit load of  $P_{me}=0.45$  [MPa] is attained at the minimum DME amount about  $\phi_{DME, min}=0.1$  giving the natural gas amount of  $\phi_{NG}=0.27$ . As the DME amount is decreased, the natural gas amount for knock limit increases almost linearly as shown in Fig. 8, and the total amount denoted by  $\phi_{TOTAL} = \phi_{DME} + \phi_{NG}$  also increases along the knock limit line, in other words, the highest knock limit load can be obtained at the minimum DME amount.

Figure 9 shows the effect of the natural gas fraction denoted by  $\phi_{NG}/\phi_{TOTAL}$  on the ignition temperatures of the low- and high-temperature reactions. The ignition temperature is the in-cylinder mean gas temperature at the ignition timing which was defined as the zero-cross point of the respective tangential line on the low- and high-temperature reaction rate curves. Two dotted lines indicate the ignition temperatures of the low- and high-temperature reaction respectively in the case of DME alone, which are 730 and 960 [K] respectively. Both ignition temperatures increases slightly as the natural gas fraction increases. This is the reason why the ignition timings of the low- and high-temperature reactions are delayed as the amount of natural gas  $\phi_{NG}$  increases.

Figure 10 shows the relationship between the maximum rate of the high-temperature reaction  $(dQ/d\theta)_{max}$  and the in-cylinder mean gas temperature at the maximum rate timing. When  $(dQ/d\theta)_{max}$  becomes higher than about 120 [J/deg], knocking phenomenon appeared due to a fairly large reaction rate. According to the experimental result shown in the preceding section, the knock occurs when the in-cylinder mean gas temperature becomes as high as  $1,400 \pm 50$  [K] in the case of DME alone and it was about  $1,600 \pm 50$  [K] in the case of natural gas according to the references [8, 15, 16]. As shown in Fig. 10, showing some scattering, it is reasonable that the knock occurs at the temperature range between 1,400 and 1,650 [K] depending on the DME fraction.

Figure 11 shows the comparison of the brake thermal efficiency between the conventional diesel engine and the HCCI engine with DME/NG. A very high brake thermal efficiency of 43% is attained in the HCCI engine with DME/

Rysunek 10 przedstawia zależność pomiędzy maksymalną szybkością reakcji wysokotemperaturowej  $(dQ/d\theta)_{\max}$  a średnią temperaturą gazu wewnątrz cylindra przy maksymalnym wyprzedzeniu zapłonu. Gdy  $(dQ/d\theta)_{\max}$  osiąga wartość powyżej około 120 [J/deg], pojawia się spalanie stukowe z powodu bardzo dużej szybkości reakcji. Zgodnie z wynikiem badań przedstawionym w poprzednim rozdziale, spalanie stukowe występuje, kiedy średnia temperatura gazu wewnątrz cylindra osiąga wysokie wartości wynoszące  $1400 \pm 50$  [K] w przypadku samego DME i  $1600 \pm 50$  [K] w przypadku gazu ziemnego wg materiałów źródłowych [8, 15, 16]. Jak widać z rysunku 10, na którym przedstawiono pewne rozproszenie wyników, uzasadnione jest twierdzenie, że spalanie stukowe występuje w przedziale temperatur pomiędzy 1400 a 1650 [K], zależnie od udziału DME.

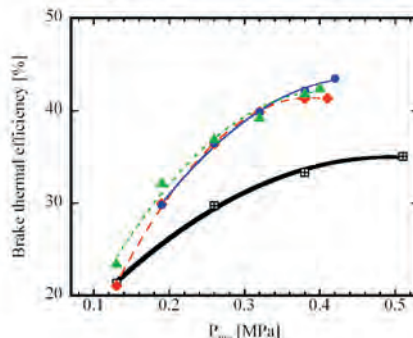
Rysunek 11 przedstawia porównanie sprawności cieplnej pomiędzy silnikiem konwencjonalnym a silnikiem HCCI zasilanym DME/NG. W silniku HCCI na DME/NG osiągnięta jest bardzo wysoka sprawność cieplna 43%, podczas gdy maksymalna sprawność konwencjonalnego silnika ZS wyniosła 35 [%].

#### 4. Wnioski

W tym opracowaniu eksperymentalnie zbadano wpływ dodania gazu ziemnego na zmniejszenie intensywności reakcji niskotemperaturowych DME oraz wpływ ilości DME i temperatury dolotu na szybkości reakcji utleniania nisko- i wysokotemperaturowego, granicę spalania stukowego mieszanki DME/gaz ziemny, a także zakres obciążenia użytecznego silnika HCCI. Wnioski końcowe są następujące:

- Mały stopień sprężania silnika około 14 jest odpowiedni dla spalania DME w silniku HCCI.
- Niskotemperaturowa reakcja DME została znacznie stłumiona poprzez dodanie gazu ziemnego.
- Obciążenie silnika na granicy spalania stukowego znacznie zwiększa się poprzez dodanie gazu ziemnego, a szerszy zakres obciążenia użytecznego uzyskuje się przy mniejszej ilości DME.
- Niższa temperatura dolotu jest korzystna dla stłumienia spalania stukowego, co skutkuje poszerzeniem zakresu obciążenia użytecznego.
- Spalanie stukowe pojawia się przy średniej temperaturze gazu wewnątrz cylindra wynoszącej około 1400 [K] w przypadku samego DME i około 1600 [K] w przypadku gazu ziemnego.
- W przypadku mieszanki DME/gaz ziemny spalanie stukowe pojawia się w przedziale temperatur pomiędzy 1400 a 1650 [K], zależnie od ilości DME.
- Opóźnienie zapłonu spowodowane dodaniem gazu ziemnego daje wzrost stopnia przyrostu ciśnienia spalania przy stałej objętości, czyli wyższą sprawność cieplną.
- Silnik HCCI zasilany mieszaniną DME/gaz ziemny daje prawie zerową emisję  $\text{NO}_x$  i dymu za wyjątkiem emisji niespalonych węglowodorów; osiągnięta jest przy tym

	$T_{\text{in}}$	$\phi_{\text{DME}}$	$\varepsilon$	test condition
□	40	-	17.8	Diesel ( $\theta_{\text{in}} = 7^\circ \text{BTDC}$ )
●	20	0.08	14.2	HCCI(DME/NG)
●	40	0.07	↑	↑
▲	60	0.06	↑	↑



NG while the maximum efficiency of the conventional diesel engine was 35 [%].

#### 4. Conclusions

In the present study, the effect of the natural gas addition on suppression of the low-temperature reaction of DME, and the effects of the DME amount and the intake temperature on the reaction rates of both low- and high-temperature oxidation, the knock limit of the DME/natural gas mixture, and the operation load range of the HCCI engine were investigated experimentally. The concluding remarks obtained are as follows;

- The low engine compression ratio about 14 is suitable for the HCCI combustion of DME.
- The low-temperature reaction of DME was suppressed remarkably by addition of natural gas.
- The knock limit load is increased remarkably by addition of natural gas, and a wider operation load range is obtained at the smaller amount of DME.
- The lower intake temperature is favorable for suppression of knock, and a wider operation load range results.
- The knock appears at the in-cylinder mean gas temperature about 1,400 [K] in the case of DME alone, and about 1,600 [K] in that of natural gas.
- In the case of DME/natural gas mixture, the knock appears between 1,400 and 1,650 [K] depending on the DME amount.
- The retardation of ignition timing due to natural gas addition results in an increase of the constant volume degree of combustion, then, results in a higher thermal efficiency.
- The HCCI engine with DME/natural gas gives almost zero  $\text{NO}_x$  and zero smoke emissions except for the unburned hydrocarbon emission, and also a higher thermal efficiency is achieved compared with a conventional diesel engine.

#### Acknowledgments

The authors express their gratitude to Saibu Gas Co., Ltd., ISUZU Motors Ltd., Bosch Automotive Systems Corp. for their supports, and also wish to thank to Messrs Onitsuka, S. and Noguchi, D., graduate students of Energy System Laboratory, Nagasaki University.

## Skróty i oznaczenia/Abbreviation and Nomenclature

DME – dimetył eter/*dimethyl ether*  
 HCCI – silnik o zapłonie samoczynnym z mieszanką homogeniczną  
 ZS – silnik o zapłonie samoczynnym z mieszanką homogeniczną

NG – gaz ziemny/*Natural Gas*

NO<sub>x</sub> – tlenki azotu/*nitrogen oxides*

P – średnie ciśnienie użyteczne/*brake mean effective pressure*

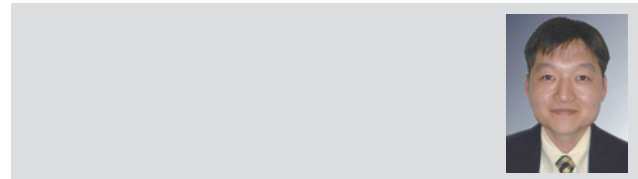
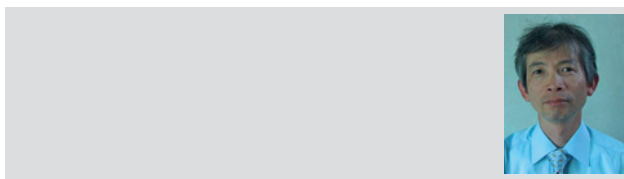
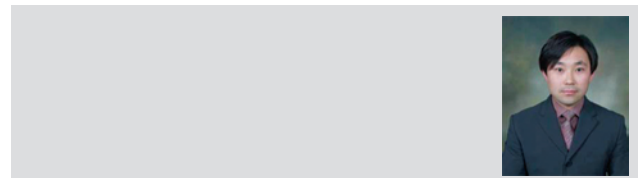
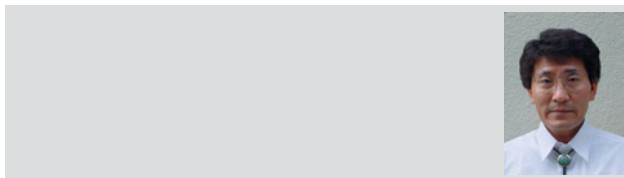
THC – całkowita emisja węglowodorów/*Total Hydrocarbons*

Artykuł recenzowany

T<sub>IN</sub> – temperatura powietrza dolotowego/*inlet air temperature*  
 ZS – silnik o zapłonie samoczynnym/*diesel engine*  
 $\phi_{DME}$  – współczynnik składu mieszanki dla DME/*air/fuel ratio for DME*  
 $\phi_{NG}$  – współczynnik składu mieszanki dla gazu ziemnego/*air/fuel ratio for natural gas*  
 $\phi_{TOTAL}$  – całkowity współczynnik składu mieszanki/*total air/fuel ratio*

## Literatura/Bibliography

- [1] Agarwal A., Assanis D.: Multi-Dimensional Modeling of Ignition, Combustion and Nitric Oxides Formation in Direct Injection Natural Gas engines. SAE, 2000, Paper No.2000-01-1839.
- [2] Kajitani S., Chen Z. L., Konno M., Rhee K. T.: Engine Performance and Exhaust Characteristics of Direct Injection Diesel Engine Operated with DME. SAE, 1997, Paper No. 972973.
- [3] Kajitani S., Oguma M., Mori T.: DME Fuel Blends for Low-emission, Direct-injection Diesel engines. SAE, 2000, Paper No. 2000-01-2004.
- [4] Ishida M., Ueki H., Sakaguchi D., Imaji H.: Simultaneous Reduction of NO<sub>x</sub> and Smoke by Port Injection of Methanol/Water Blend in a DI Diesel Engine. Proc. of 15<sup>th</sup> Internal Combustion Engine Symposium, 1999, Paper No. 9935202, pp. 93-98.
- [5] Johnson J.K., Berlowitz P.J., Ryan D.F., Wittenbrink R.J., Genetti W.B., Ansell L.L., Kwon Y., Rickeard D.J.: Emissions from Fischer-Tropsch Diesel Fuels. SAE, 2001, Paper No. 2001-01-3518.
- [6] Kusaka J., Daisho Y., Kihara R., Saito T., Nakayama S.: Combustion and Exhaust Gas Emissions Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas. Proc. of 4<sup>th</sup> International Symposium COMODIA, 1998, pp. 555-560.
- [7] Ishida M., Tagai T., Ueki H.: Effect of EGR and Preheating on Natural Gas Combustion Assisted with Gas-Oil in a Diesel Engine. JSME International Journal, 2003, Series B, Vol. 46, No. 1, pp. 124-130.
- [8] Tagai T., Ishida M., Ueki H., Watanabe T.: Effect of Equivalence Ratio and Temperature of CNG Pre-mixture on Knock Limit in a Dual Fueled Diesel Engine. SAE 2003 Transactions, Journal of Fuels and Lubricants, Section 4, Paper No. SAE 2003-01-1934, pp. 1807-1816 (2003).
- [9] Saito H., Sakurai T., Sakonji T., Hirashima T., Kanno K.: Study on Lean Burn Gas Engine Using Pilot Oil as the Ignition Source. SAE, 2001, Paper No. 2001-01-0143.
- [10] Hountalas D.T., Papagiannakis R.G.: A Simulation Model for the Combustion Process of Natural Gas Engines with Pilot Diesel Fuel as an Ignition Source. SAE, 2001, Paper No. 2001-01-1245.
- [11] Chen Z., Konno M., Oguma M., Yanai T.: Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine. SAE, 2000, Paper No. 2000-01-0329.
- [12] Chen Z., Konno M.: How to Put the HCCI Engine to Practical Use: Control the Ignition Timing by Compression Ratio and Increase the Power Output by Supercharge. SAE 2003 Transactions, Journal of Fuels and Lubricants, Section 4, Paper No. SAE 2003-01-1832, pp. 1255-1263 (2003).
- [13] Shudo T., Ono Y.: HCCI Combustion of Hydrogen, Monoxide and Dimethyl Ether. SAE 2002 Transactions, Journal of Engines, Section 3, Paper No. SAE 2002-01-0112, pp. 459-464 (2002).
- [14] Shudo T., Ono Y., Takahashi T.: Influence of Hydrogen and Carbon Monoxide on HCCI Combustion of Dimethyl Ether. SAE 2002 Transactions, Journal of Fuels and Lubricants, Section 4, Paper No. SAE 2002-01-2828, pp. 1784-1793 (2002).
- [15] Ishida M., Tagai T., Ueki H., Sakaguchi D.: Ignition and Combustion Characteristics of Methanol Mixture in a Dual Fuel Diesel Engine. Proc. of 6<sup>th</sup> International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2004), Yokohama, Paper ID No. 33, pp. 1-8 (2004).
- [16] Ishida M., Tagai T., Ueki H., Sakaguchi D.: Comparison of Combustion Characteristics between Natural Gas and Methanol in a Dual Fuel Diesel Engine. Proc. of International



## Analiza wpływu składu mieszaniny gaz-powietrze na wybrane parametry dwupaliwowego silnika o wtrysku bezpośrednim

*Perspektywy wykorzystania gazu ziemnego do zasilania silników spalinowych oraz rozwój elektronicznych systemów sterowania silników spowodowały ponowne zainteresowanie dwupaliwowym systemem zasilania. Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym pozwala zachować większość pozytywnych cech silnika o zapłonie samoczynnym i wykazuje szereg korzystnych cech w stosunku do gazowego silnika o zapłonie iskrowym.*

*W pracy przedstawiono wpływ składu mieszaniny gaz ziemny-powietrze (CNG – Compressed Natural Gas) na parametry pracy silnika ze szczególnym uwzględnieniem parametrów spalania i toksyczności spalin. Stwierdzono, że w zakresie zmiany składu mieszaniny gazowej  $\lambda_o = 1,4-6,0$  pogorszenie parametrów spalania jest niewielkie i może być akceptowalne w silnikach trakcyjnych średniej wielkości. Równocześnie mimo zastosowania tradycyjnego systemu wtryskowego zubożenie mieszaniny do  $\lambda_o < 6,0$  umożliwia znaczną zmianę obciążenia silnika. Ograniczenie zubożenia mieszaniny do  $\lambda_o < 4,5$  ogranicza niekorzystne zjawiska związane ze spalaniem ubogich mieszanin gazowych. Wymaga ono jednak zastosowania elektronicznych systemów wtrysku paliwa takich jak common rail.*

*Przedstawione wyniki mogą być przydatne przy adaptacjach silnika ZS do zasilania gazowego oraz przy budowie systemów ich regulacji.*

Słowa kluczowe: dwupaliwowy, gaz ziemny, skład mieszaniny, spalanie gazu, szybkość wydzielania ciepła

### Analysis of the influence of gas-air mixture property on the selected parameters dual fuel direct injection diesel engine

*Perspectives of usage natural gas in feeding systems of internal combustion engines and development of electronic control systems have resulted in survived interest in dual fuel system of engine feeding. Compression ignition, dual fuel engine enables to preserve majority of positive features of compression ignition engine and shows many advantageous features comparing with gaseous engine with spark ignition system.*

*The paper shows an impact of gaseous mixture composition on operational parameters of the engine, with special consideration of combustion parameters and toxicity of exhaust gases. It has been confirmed that in range of gaseous mixture composition change in scope of  $\lambda_o = 1.4-6.0$  worsening of combustion parameters is negligible and can be accepted for medium size traditional engines. Simultaneously, in spite of implementation of traditional injection system, leaning of the mixture up to  $\lambda_o < 6.0$  enables significant change of engine load. Limitation of leaning of the mixture up to  $\lambda_o < 4.5$ , restricts harmful phenomena connected with combustion of lean gaseous mixtures. It requires, however, fuel injection electronic systems such as common rail.*

*Results presented in the paper can be useful in adaptations of compression ignition engine to gaseous feeding and in stage of development of control systems to such engines.*

Key words: dual fuel, natural gas, mixture composition, gas combustion, heat release rate

## 1. Wprowadzenie

Gazowe silniki dwupaliwowe znane są od kilkudziesięciu lat. Pozwalają one zachować większość pozytywnych cech silników o zapłonie samoczynnym takich jak wysoką sprawność termiczną, możliwość spalania mieszanin gazowych w szerokim zakresie zmian jej składu, równomierną pracę silnika przy zmianach prędkości obrotowej i obciążenia. Nie bez znaczenia jest również mała hałaśliwość i możliwość pracy silnika przy braku gazu lub awarii instalacji gazowej. Cecha ta może mieć istotne znaczenie w okresie przejściowym przy niedostatecznej sieci stacji tankowania lub przy zastosowaniach w transporcie publicznym. Silniki te w przeszłości posiadały również szereg wad, szczególnie istotnych przy tradycyjnym systemie zasilania i w trakcyjnych zastosowaniach silnika. Wady te wynikały z faktu, że jakość ładunku w dwupaliwowym silniku oraz przebieg spalania wynikają z aktualnego składu mieszaniny gaz-powietrze i wielkości

## 1. Introduction

Dual fuel gaseous engines have been known for tens of years. They enable to preserve majority of positive features of compression ignition engine, such as high thermal efficiency, possibility of combustion of gaseous mixtures in broad range of their composition, uniform engine operation during change of engine load and revolution speed. Low noise level and possibility of engine operation in case of shortage of gas or malfunction of installation of the gas are also not insignificant. Those features can be of a significant meaning during transitory periods with non-sufficient network of gas filling stations or within public transport implementations. Those engines had featured with series of drawbacks, especially substantial in traditional feeding system and traditional implementations of the engine. Those drawbacks had resulted from fact that quality of the charge in dual fuel engine and course of combustion process result

dawki inicjującej. Przy tradycyjnych adaptacjach silnika ZS do zasilania dwupaliwowego, częściowe obciążenia silnika osiągnięte były przez zubożenie mieszaniny gazowej, co powodowało zmniejszanie szybkości jej spalania i wzrost stref zaniku płomienia w okolicach ścianek cylindra. Ponadto mniejsze szybkości propagacji płomienia w zubożonych mieszaninach powodowały przedłużanie procesu spalania a tym samym wzrost strat cieplnych. Obydwa zjawiska prowadziły do zmniejszenia sprawności silnika w większym stopniu niż wynikałoby to jedynie ze zubożenia mieszaniny. Przy szybko zmieniającym się obciążeniu w silniku trakcyjnym występowały trudności z utrzymaniem składu mieszaniny palnej w zakresie wynikającym z aktualnego zapotrzebowania mocy silnika, co dodatkowo powodowało wzrost emisji CO i TCH (*Total Hydrocarbons*). Przy wrastających wymaganiach odnośnie toksyczności spalin omawiane cechy silników dwupaliwowych były nie do zaakceptowania. W efekcie stopniowo odchodzono od tej koncepcji zasilania w kierunku gazowych silników o zapłonie iskrowym. System dwupaliwowy był jednak stosowany w dużych silnikach stacyjnych pracujących przy stałych obciążeniach zbliżonych do obciążenia znamionowego [1, 2]. Rozwój systemów elektronicznego sterowania silnika a przede wszystkim zastosowanie systemu *common rail* do wtrysku dawki inicjującej oraz sekwencyjnego wtrysku gazu spowodowały ponowne zainteresowanie producentów omawianym systemem zasilania [3, 4, 5]. Szczególnie istotne prace w tym zakresie wykonano w firmach MAN B&W [1, 2, 6] Waertsila [8] oraz Cooper-Bessemer oraz Coltec-Fairbanks Morse [9]. W dwupaliwowych silnikach tych firm zastosowano małe komory wstępne, w których inicjowane jest spalanie dawką oleju napędowego stanowiącą energetycznie 1-3% całkowitej energii dostarczanej do silnika. Po ustabilizowaniu się spalania i wzroście ciśnienia w komorze wstępnej, gorące produkty spalania wtryskiwane są do komory zasadniczej gdzie zapalają pozostałą mieszaninę gazową. Ten system spalania pozwolił osiągnąć średnie ciśnienia użyteczne przekraczające 2,0 MPa oraz sprawności ogólne silnika na poziomie 44-46% [1, 7, 10]. Badania przeprowadzone przez firmy Cooper-Bessemer i Coltec-Fairbanks Morse wykazały, że również mniejsze silniki dwupaliwowe z komorą wstępną i bardzo małą dawką inicjującą osiągają sprawność i średnie ciśnienia efektywne porównywalne z osiąganymi w silnikach samochodów ciężarowych zasilanych samym ON [9].

## 2. Parametry charakteryzujące jakość ładunku w silniku dwupaliwowym

Schemat spalania ładunku w silniku dwupaliwowym przedstawiono na rys. 1. Parametrami określającymi jakość ładunku są:

- $\lambda_o$  – współczynnik nadmiaru powietrza mieszaniny gaz powietrze;
- $\lambda$  – średni współczynnik nadmiaru powietrza dla całego ładunku;
- $q$  – jednostkowa dawka inicjująca [ $\text{mm}^3/\text{cykl}$ ];
- $X$  – przeliczeniowa dawka zapłonowa przypadająca na  $1\text{m}^3$  gazu [ $\text{kg ON}/\text{NM}^3$  gazu].

from actual composition of gas-air mixture and from size of initial dosage. In traditional adaptations of compression ignition engines to dual fuel feeding, partial engine loads were obtained via leaning of gaseous mixture, what resulted in reduction of its combustion rate and growth of flame decay zones near cylinder walls. Moreover, lower rates of flame propagation in leaned mixtures resulted in prolongation of combustion process and the same in growth of thermal loss. The both phenomena led to reduction of engine efficiency in greater extend than reduction which would result from leaning of the mixture only. At rapidly changing load in traditional engine there occurred difficulties with maintaining combustible mixture composition in a range resulted from actual demand of engine output power, what additionally resulted in growth of CO and TCH emissions (*Total Hydrocarbons*). On growing requirements with respect to toxicity of exhaust gases, features of dual fuel engines discussed here could not be accepted. In result, one has gradually gone away from such concept of fuelling in direction of spark ignition gaseous engines. Dual fuel system, however, was used in large stationary engines operated at constant loads near to rated load [1, 2]. Development of electronic systems of engine control and first of all, implementation of *common rail* system to injection of initial dosage and sequential injection of gas resulted in repeated interest of engine manufacturers in feeding systems described here [3, 4, 5]. Especially significant work in that scope was performed by MAN B&W [1, 2, 6], Waertsila [8], Cooper-Bessemer and Coltec-Fairbanks Morse [9]. In dual fuel engines produced by those companies small pre-chambers were implemented, where combustion of a dosage of diesel oil constituting energetically 1-3% of total energy supplied to the engine is initiated. After stabilization of combustion and growth of the pressure in the pre-chamber, hot products of combustion are injected to main chamber where remaining gaseous mixture is ignited. That system of combustion has enabled to reach medium useful pressures exceeding 2.0 MPa and general engine efficiencies at level of 44-46% [1, 7, 10]. Research made by Cooper-Bessemer and Coltec-Fairbanks Morse have shown, that also smaller dual fuel engines with pre-chamber and very small initial dosage can develop efficiency and average useful pressures which can be compared with the same parameters obtained in truck engines fed on diesel oil only [9].

## 2. The parameters describe the quality of charge in a dual fuel engine

The scheme of charge combustion in a dual fuel engine shows fig. 1. The parameters describe of charge quality are:

- $\lambda_o$  – excess air ratio of gas-air mixture;
- $\lambda$  – mean excess air ratio of all charge;
- $q$  – pilot dose quantity [ $\text{mm}^3/\text{cycle}$ ];
- $X$  – conversion dose ignition adequate to  $1\text{m}^3$  gas [ $\text{kgDO}/\text{m}^3\text{gas}$ ].

Excess air ratios may count from the following formulas:

Współczynniki nadmiaru powietrza można obliczać ze wzorów:

$$\lambda = \frac{L_{thDO} + L_{thg}}{L_{thDO} + L_{thg}} \quad (1)$$

$$\lambda = \frac{L_{thDO} + L_{thg}}{L_{thDO} + L_{thg}} \quad (1)$$

$$\lambda = \frac{L_{thDO} + L_{thg}}{L_{thDO} + L_{thg}} \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{L_{thDO} + L_{thg}}{L_{thDO} + L_{thg}} \quad (2)$$

where:  $L_{thDO}$  – air stream sucking by engine;

gdzie:  $L_{thDO}$  – strumień powietrza zasysanego przez

– stream of Diesel oil;  $L_{thg}$  – gas stream sucking by

silnik;  $L_{thg}$  – strumień oleju napędowego;

engine;  $L_{thDO}$ ,  $L_{thg}$  – theoretical demand of air for diesel oil and gas.

– strumień gazu zasysanego przez silnik;  $L_{thDO}$ ,  $L_{thg}$  – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza dla oleju napędowego i gazu.

Pilot dose quantity for one work cycle may count from formulas:

Dawka jednostkowa przypadająca na jeden cykl pracy może być obliczona z wzoru:

$$X = \frac{2 \cdot V_{inj}}{r_{DO} \cdot n} \quad (3)$$

$$X = \frac{2 \cdot V_{inj}}{r_{DO} \cdot n} \quad (3)$$

where:  $n$  – engine revolution;  $r_{DO}$  – density of Diesel oil.

gdzie:  $n$  – prędkość obrotowa silnika,  $r_{DO}$  – gęstość oleju napędowego.

Ignition dose  $X$  may be count from quantity of gas and Diesel oil deliver to engine:

Dawka zapłonowa  $X$  może być obliczana na podstawie ilości gazu i oleju napędowego dostarczanego do silnika:

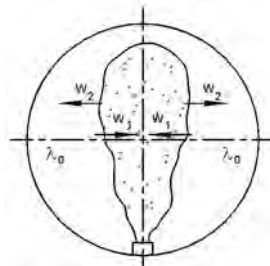
$$X = \frac{V_{inj} \cdot \rho}{V_{cyl} \cdot \rho_g} \quad (4)$$

$$X = \frac{V_{inj} \cdot \rho}{V_{cyl} \cdot \rho_g} \quad (4)$$

where:  $\rho_g$  – gas density.

gdzie:  $\rho_g$  – gęstość gazu.

Dawka inicjująca  $q$  [mm<sup>3</sup>/cykl] dotyczy rzeczywistej ilości oleju napędowego wtryskiwanej na jeden cykl pracy silnika i jest ściśle związana z wielkością silnika. Określa ona możliwy zasięg strugi paliwa ciekłego niezależnie od wielkości komory spalania. Przy zastosowanej aparaturze wtryskowej określa możliwe warunki wtrysku, w tym również jakość rozpylenia. Przy stałej dawce inicjującej  $q$ , co jest najczęstszym przypadkiem w aplikacjach praktycznych, wielkość  $q$  jest stała niezależnie od obciążenia, natomiast wielkość dawki zapłonowej  $X$  wzrasta wraz z malejącym obciążeniem silnika.



Initial dosage  $q$  [mm<sup>3</sup>/cycle] concerns real quantity of diesel oil injected per single cycle of engine operation and is closely connected with engine size. It determines possible range of liquid fuel stream, independently on size of combustion chamber. With implemented injection apparatus it determines possible conditions of injection, including quality of atomization as well. At constant initial dosage  $q$ , what is the most common case in practical applications, size of  $q$  is constant independently on load, size of ignition dosage  $X$ , however, increases together

Dawkę zapłonową  $X$ , przy ustalonych własnościach obydwu paliw, można sprowadzić do stosunku energii oleju napędowego do energii dostarczanej z gazem. Wielkość  $X$  jest niezależna od wielkości silnika i wskazuje, jaką energią był zapalany gaz. Tym samym spełnia ona przy porównywaniu różnych silników podobną rolę jak jednostkowe zużycie paliwa czy inne wielkości względne.

Liczba cylindrów/No. of Cylinders	1
Średnica cylindra/Bore	90 mm
Skok tłoka/Stroke	90 mm
Pojemnośćskokowa/Displacement Volume	573 ccm
Stopień sprężania/Compression Ratio	16,8:1
Moc znamionowa/Power	6,1 kW
Prędkośćobrotowa/Speed	3000 rpm
Typ komory spalania/Chamber Type	DI
Wyprzedzenie wtrysku/Injection Timing	28°OWK przed GMP

### 3. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na jednocylindrowym silniku o zapłonie samoczynnym i wtrysku bezpośrednim typu 1CA90. Dane techniczne silnika przedstawiono w tabeli 1.

Parametry spalania obliczano na podstawie średnich wykresów indykatorowych ze 128 kolejno po sobie następujących cykli pojedynczego spalania. Wykresy rejestrowano przy pomocy układu INDIMETER typ 619 i nadajnika kąta typ 3016 firmy AVL. Wartości ciśnienia rejestrowano, co 0,5°OWK w pełnym zakresie cyklu pracy silnika. Zarejestrowane wykresy indykatorowe wykorzystywano do obliczeń parametrów spalania. W analizie cyklu pracy silnika wykorzystywano pierwszą zasadę termodynamiki i równanie stanu. W obliczeniach przyjmowano średnie parametry termodynamiczne czynnika. Jako początek spalania przyjmowano punkt, w którym szybkość wydzielania ciepła brutto  $dQ/d\alpha$  gwałtownie wzrasta. W punkcie tym krzywa ciśnienia ma punkt przegięcia a jej pierwsza pochodna ma minimum lokalne. Punkt występowania lokalnego minimum pochodnej ciśnienia  $dp/da$  był przyjmowany jako początek spalania. Jako koniec spalania przyjmowano punkt w którym  $dQ/d\alpha=0$ . W punkcie tym wykładnik politropy jest równy wykładnikowi adiabaty czynnika  $m=\kappa$ . W badaniach analizowano przebiegi następujących parametrów:

- ciśnienie cylindra  $p$ ;
- szybkość przyrostu ciśnienia  $dp/d\alpha$ ;
- szybkość wydzielania ciepła  $dQ/d\alpha$ ;
- średnia temperatura czynnika  $T$ ;
- opóźnienie zapłonu  $\Theta_d$ .

Do analizy wykorzystywano przebiegi parametrów spalania w przedziale wysokich ciśnień w okolicach GMP oraz maksymalne wartości parametrów.

### 4. Analiza wyników badań

Zmiany składu mieszaniny gazowo-powietrznej uzyskiwano przez zmianę ilości gazu dopływającego do silnika. Zmiana ilości powietrza była proporcjonalna do bieżącej ilości gazu. Badania wykazały, że przy stałej prędkości obrotowej zmiana napełnienia silnika była pomijalnie mała. Stosowano stałą wielkość dawki inicjującej oleju napędowego, co odzwierciedlało w przybliżeniu jednako- we warunki zapłonu mieszanin o zmiennych stężeniach gazu. Analizę przeprowadzono dla dwóch wartości dawki inicjującej  $q=8,2\div 9,4$  mm<sup>3</sup>/cykl i  $q=13,8\div 15,4$  mm<sup>3</sup>/cykl stanowiących odpowiednio udziały energetyczne 25,4÷29,2% oraz 42,8÷47,8%. Stosunkowo wysoki udział energii oleju napędowego wynikał z zastosowania tradycyjnej aparatury wtryskowej uniemożliwiającej wtrysk małych dawek inicjujących. Zmiany wielkości dawki jednostkowej, uwidocznione na rysunkach, związane były ze zmianą dawkowania pompy wtryskowej wraz ze zmianą prędkości obrotowej.

Ciśnienia maksymalne w czasie spalania maleją w miarę zmniejszającej się koncentracji gazu w mieszaninie (rys. 2). Przebieg zmian ciśnień  $p_{max}$  wskazuje, że przy stałej prędkości obrotowej silnika wpływ zubożenia mieszaniny na maksymalne ciśnienia w cylindrze zależny jest od tego czy dotyczy zakresu bogatych czy ubogich mieszanin. Naj-

with reducing engine load.

Ignition dosage  $X$ , at steady properties of the both fuels, can be brought to ratio of energy of diesel oil to energy supplied with gas. Size of the  $X$  is independent from engine size and shows on energy used to combustion of gas. The same, it fulfills, in comparison with various engines, the same role as specific fuel consumption or other relative parameters.

### 3. Test stand

The tests were carried out on single cylinder, compression ignition direct-injection engine type 1CA90. The specifications for the test engine are presented in the Table 1.

The induction system of the engine was provided with a mixer to which natural gas (CNG) was fed continuously. Amount of the gas was adjusted by a throttling valve of the mixer and by a ball valve that limited maximum discharge of gas flowing to the engine. The engine load was regulated by change of quantity of the gas volume at a constant of initial dose quantity of the Diesel oil injected with traditional injection system. Two various initial doses were used during the tests: 10, 15 mm<sup>3</sup>/cycle. Concentration of toxic components was measured with by Pierburg AG exhaust-gas analysers: infrared for CO, flame-ionisation for TCH and chemoluminescence for NOx. Smokiness of exhaust gases was measured with use of AVL smokemeter of 409 type.

Combustion parameters were calculated on base of averaged indicator diagram with 128 successive cycles of individual combustions. Indicator diagrams were recorded with use of INDIMETER system of 619 type and crankshaft angle transmitter of 3016 type, manufactured by AVL. Pressure values in the cylinder were recorded every 0.5 deg.CA in full range of working cycle, i.e. for high pressure sector and charge exchange loop.

Recorded indicator diagrams served for calculation of combustion parameters. The 1<sup>st</sup> Thermodynamic Law and Equation of State were used in analysis of working cycle of the engine. Average parameters of the medium during the cycle have been assumed. Point where the gross heat release rate  $dQ/d\alpha$  begins to grow rapidly was assumed as a beginning of combustion. In this point the pressure line has got inflexion point and its first derivative reaches its local minimum. Point of local minimum of the 1<sup>st</sup> derivative of the pressure  $dp/d\alpha$  in the calculations was taken as a beginning of combustion.. Point where heat release rate is equal to zero,  $dQ/d\alpha=0$ , was assumed as the end of combustion. In that point polytropic curve exponent equals to adiabatic exponent of the medium,  $m=\kappa$ . Courses of the following parameters were undergone the analysis:

- Cylinder Pressure  $p$ .
- Pressure Rise Rate  $dp/d\alpha$ .
- Heat Release Rate  $dQ/d\alpha$ .
- Average Temperature of the Medium  $T$ .
- Ignition Delay  $\Theta_d$ .

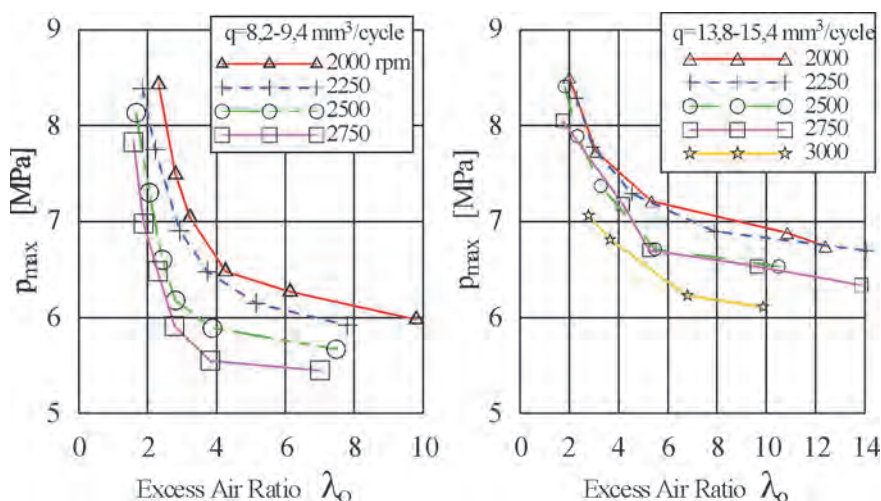
Courses of combustion parameters in high-pressure sector near TDC point and maximal values of parameters were used to the analysis.

### 4. Experimental results and discussion

większe zmiany występują w zakresie bogatych mieszanin  $\lambda_o = 1,8 \div 3,0$ . Przy dalszym zubożeniu mieszaniny wpływ  $\lambda_o$  na ciśnienia maksymalne maleje. Charakter zmian  $p_{max}$  jest podobny dla wszystkich badanych prędkości obrotowych. W miarę powiększania prędkości obrotowej silnika poziom maksymalnych ciśnień w cylindrze maleje. Wynika to z faktu, że spalanie gazu, opóźnione w stosunku do spalania dawki inicjującej, w miarę zwiększania prędkości obrotowej odbywa się coraz później po GMP, czemu towarzyszy szybki wzrost objętości nad tłokiem. Przy stałej wartości  $\lambda_o$  dla minimalnej dawki inicjującej, różnice ciśnień maksymalnych związane ze zmianą prędkości obrotowej w zakresie 2000÷2750 obr/min wynoszą 1,5÷2,0 MPa. Dla większej dawki inicjującej zmiany  $p_{max}$  wynoszą 0,8÷1,3 MPa przy zmianie prędkości obrotowej 2000÷3000 obr/min. Przy stałej prędkości obrotowej zmiany ciśnienia maksymalnego związane ze zmianą  $\lambda_o$  wynoszą 2,4÷2,6 MPa dla dawki  $q=8,2 \div 9,4$  mm<sup>3</sup>/cykl i 1,1÷1,7 MPa dla dawki  $q=13,8 \div 15,4$  mm<sup>3</sup>/cykl.

W zakresie bogatych mieszanin, o składzie  $\lambda_o < 2,5$ , maksymalne ciśnienia dla obydwu analizowanych dawek inicjujących są zbliżone. Wynika to z faktu, że przy spalaniu bogatej mieszaniny o maksymalnym ciśnieniu decyduje energia wydzielana ze spalania gazu, a spalanie mieszaniny jest na tyle szybkie, że energia wydzielana z dawki inicjującej ma mniejsze znaczenie. Natomiast dla uboższych mieszanin o  $\lambda_o > 2,5$  większej dawce inicjującej odpowiadają większe ciśnienia w czasie spalania. Szczególnie widoczne jest to dla bardzo ubogich mieszanin o  $\lambda_o > 4,0$ , gdzie różnice w ciśnieniach maksymalnych wynoszą około 1 MPa.

Przebiegi maksymalnej szybkości przyrostu ciśnienia  $(dp/d\alpha)_{max}$  pokazane na rys. 3 potwierdzają również, że dla małych dawek inicjujących, przy bogatych mieszaninach gaz-powietrze, o maksymalnej szybkości przyrostu ciśnienia decyduje spalanie gazu. Natomiast w przypadku mieszanin zubożonych o  $\lambda_o > 2,5$  maksymalne szybkości przyrostu ciśnienia wynikają ze spalania dawki inicjującej. W związku z tym dla mieszanin  $\lambda_o > 2,5$  zmiana koncentracji gazu w mieszaninie nie wpływa na wartość  $(dp/d\alpha)_{max}$ . Może to również świadczyć o tym, że przy stałej wielkości dawki inicjującej zmiany koncentracji gazu w ubogim zakresie  $\lambda_o$  nieznacznie wpływają na szybkość spalania oleju napędowego, co podkreślano już wcześniej [11, 12]. W efekcie w ubogich mieszaninach zmiany  $\lambda_o$  nieznacznie wpływają na wartości  $(dp/d\alpha)_{max}$ . Poziom wartości  $(dp/d\alpha)_{max}$  maleje w miarę powiększania prędkości obrotowej silnika. Różnice w wartościach  $(dp/d\alpha)_{max}$  przy minimalnej dawce inicjującej dla prędkości obrotowej silnika 2000 obr/min i 2750 obr/min wynoszą 0,30÷0,35 MPa/°OWK.



Changes in composition of gas-air mixture were obtained via changed quantity of gas flowing in the engine. Change of quantity of the air was proportional to current quantity of gas. Investigations have shown that at constant engine speed change of engine filling was negligibly small. Constant size of initial dosage of diesel oil has been used, what reflected approximately the same conditions of combustion of the mixtures with changeable concentrations of gas. The analysis was carried out for two values of initial dosage,  $q=8.2 \div 9.4$  mm<sup>3</sup>/cycle and  $q=13.8 \div 15.4$  mm<sup>3</sup>/cycle, constituting energetic share of 25.4÷29.2% and 42.8÷47.8% respectively. The relative high Diesel oil share was connected with application of traditional injection system what prevent small pilot dose injection. Changes in size of unitary dosage, seen in the Figures, were connected with change of dosage of injection pump, occurring together with change of engine revolution speed.

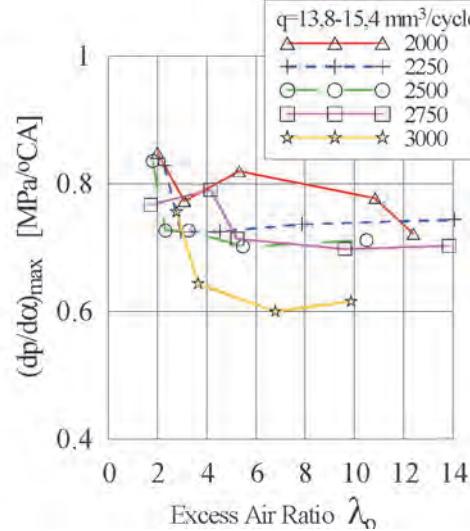
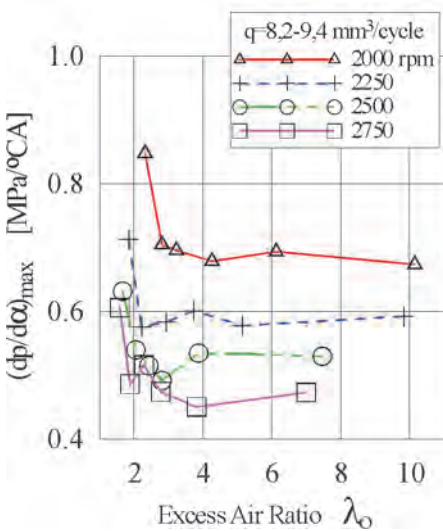
Maximal pressure during combustion decreases in course of reducing concentration of gas in the mixture (Fig. 2). Run of change of maximal pressure  $p_{max}$  shown in the Fig. 2 shows that at constant engine speed, impact of leaning of the mixture on maximal pressure in the cylinder depends on fact if it concerns rich or lean range of the mixture. The biggest changes are present in rich range of the mixture  $\lambda_o = 1.8 \div 3.0$ . In course of further leaning of the mixture, impact of  $\lambda_o$  on maximal pressure is decreasing. Character of  $p_{max}$  change is similar for all tested engine speeds. As engine revolution speed is growing, level of maximal pressure in the cylinder decreases. It results from fact that combustion of gas, delayed with respect to combustion of initial dosage, as far as engine speed is increasing occurs more and more later after TDC, what is accompanied by rapid growth of volume over the piston's crown. At constant value of the  $\lambda_o$ , for minimal initial dosage, differences of maximal pressures are connected with change of engine speed in range of 2000÷2750 rpm and amount to 1.5÷2.0 MPa. For bigger initial dosage, changes of  $p_{max}$  amount to 0.8÷1.3 MPa at change of engine speed of

Zwiększenie dawki inicjującej powoduje wzrost wartości  $(dp/d\alpha)_{max}$  szczególnie w zakresie ubogich mieszanin i większych prędkości obrotowych. Różnice wartości  $(dp/d\alpha)_{max}$  wynoszą wtedy  $0,15 \div 0,25$  MPa/°CA.

Najwyższe średnie temperatury czynnika występują dla bogatych mieszanin gaz-powietrze i wtedy istotnie zależą od koncentracji gazu w mieszaninie, co pokazano na rys. 4. Dla obydwu analizowanych dawek inicjujących maksymalne

2000÷3000 rpm. At constant engine speed changes of maximal pressure are connected with change of  $\lambda_0$  and are equal to  $2.4 \div 2.6$  MPa for the dosage of  $q=8.2 \div 9.4$  mm<sup>3</sup>/cycle and  $1.1 \div 1.7$  MPa for the dosage of  $q=13.8 \div 15.4$  mm<sup>3</sup>/cycle.

In range of rich mixtures having composition of  $\lambda_0 < 2.5$ , maximal pressures for the both analyzed initial dosages are similar. It results from fact, that during combustion of rich mixture, energy released from combustion of the gas decides on the maximal pressure,



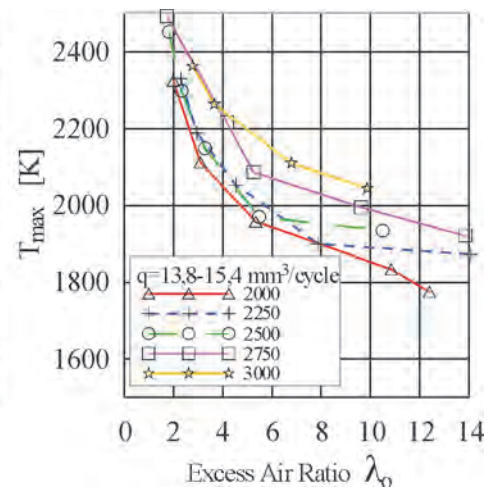
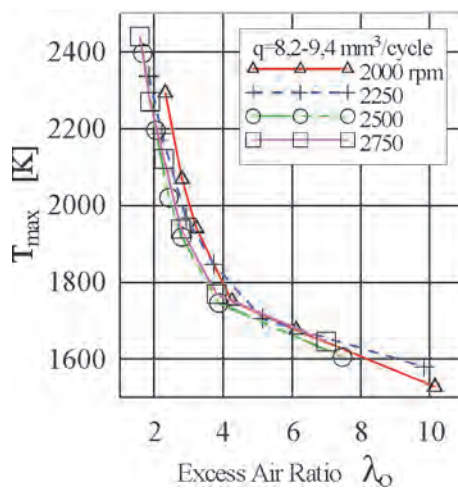
and combustion of the mixture is rapid enough that energy released from combustion of initial dosage is of less meaning. For more lean mixtures, however, with  $\lambda_0 > 2.5$ , higher pressures of combustion correspond to bigger initial dosages. It is especially evident for very lean mixtures with  $\lambda_0 > 4.0$ , where differences in maximal pressure amount to about 1 MPa.

Run of maximal pressure rise rate  $(dp/d\alpha)_{max}$  shown in the Fig. 3 also proves that for small initial dosages, at rich gas-air mixtures, combustion of gas decides on pressure rise rate. On the contrary, in case of leaned mixtures with  $\lambda_0 > 2.5$ , maximal pressure rise rates result from combustion of initial dosage. In

wartości temperatury czynnika  $T_{max}$  zmniejszają się wraz z malejącą koncentracją gazu w mieszaninie. Charakter zmian temperatury  $T_{max}$  jest podobny dla każdej badanej prędkości obrotowej silnika. Dla małych dawek przy stałej wartości  $\lambda_0$  temperatury  $T_{max}$  są podobne niezależnie od prędkości obrotowej. Niewielkie różnice występują jedynie w zakresie bogatych mieszanin tj. dla  $\lambda_0 < 3$ , kiedy to obserwowano dla prędkości obrotowej 2000 obr/min wyższe temperatury  $T_{max}$  w granicach  $100 \div 200$  K w stosunku do prędkości 2750 obr/min.

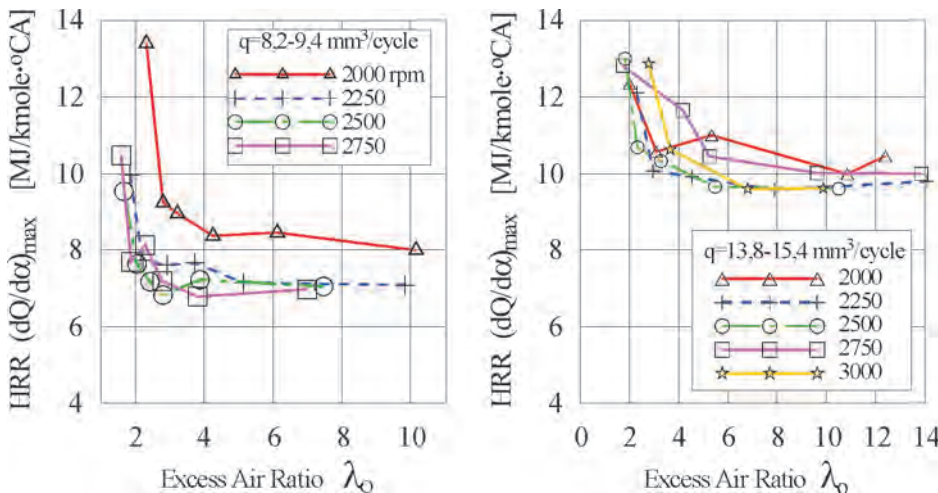
Charakter zmian temperatury  $T_{max}$  dla większych dawek jest podobny jak dla małych, mniejszej koncentracji gazu odpowiadają niższe temperatury. Dla stałej wartości współczynnika  $\lambda_0$  występują jednak wyższe temperatury wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Prawidłowość ta występuje w całym zakresie zmian składu mieszaniny gazowej. Przy zmianie prędkości obrotowej w

conjunction with it, for mixtures with  $\lambda_0 > 2.5$  change of gas concentration in the mixture does not impact on value of  $(dp/d\alpha)_{max}$ . It can also prove that at constant size of initial dosage, changes of gas concentration in lean range of  $\lambda_0$  slightly impact on combustion rate of diesel oil, what was already underlined in [11, 12]. As result, in lean mixtures the



zakresie 2000÷3000 obr/min różnice temperatur przy stałym współczynniku  $\lambda_o$  wynoszą 150÷300 K.

Analiza krzywych na rys. 5 pokazuje, że największe zmiany maksymalnych szybkości wydzielania ciepła  $(dQ/d\alpha)_{\max}$  występują w zakresie bogatych mieszanin gaz-powietrze - dla  $\lambda_o < 2,5$ . Wzbogacaniu mieszaniny towarzyszy wtedy duży wzrost wartości  $(dQ/d\alpha)_{\max}$ . Wynika to z faktu, że w bogatym zakresie  $\lambda_o$  o maksymalnej szybkości wydzielania ciepła decyduje szybkość spalania gazu. Jest ona silnie uzależniona od składu mieszaniny i wykazuje tendencje wzrostu wraz ze wzrostem koncentracji gazu w mieszaninie, o czym wspomniano już wcześniej. W zakresie ubogich mieszanin gaz-powietrze (dla  $\lambda_o > 2,5$ ) o wartości  $(dQ/d\alpha)_{\max}$  decyduje szybkość wydzielania ciepła ze spalania dawki inicjującej. Jak wiadomo szybkość spalania paliwa ciekłego jest głównie uzależniona od szybkości parowania paliwa i dyfuzji tlenu do par paliwa. Zarówno szybkość parowania jak i dyfuzji



zależą przede wszystkim od temperatury i szybkości ruchu względnego czynnika. Wpływ stężenia gazu na zmianę obydwu parametrów jest niewielki. W związku z tym w zakresie ubogich mieszanin gaz-powietrze zmiana  $(dQ/d\alpha)_{\max}$  wraz ze zmianą  $\lambda_o$  jest niewielka. Szybkość wydzielania ciepła uzależniona jest ponadto od prędkości obrotowej silnika. Dla małych dawek inicjujących w miarę wzrostu prędkości obrotowej maksymalne wartości  $(dQ/d\alpha)_{\max}$  maleją.

Przeprowadzone badania wykazały odmienny przebieg sprawności indykowanej w funkcji składu mieszaniny palnej dla małych dawek inicjujących i dla dawek stanowiących powyżej 40% całkowitej energii dostarczanej do silnika, co pokazują krzywe na rys. 6. Przedstawione wartości sprawności indykowanej uzyskano przy stałym kącie wyprzedzenia wtrysku 28°OWK przed GMP.

Silnik dwupaliwowy zasilany małą dawką inicjującą oleju napędowego największą sprawność indykowaną osiąga w bogatym zakresie  $\lambda_o$ . W miarę zmniejszania

changes of  $\lambda_o$  slightly impact on values of  $(dp/d\alpha)_{\max}$ . Level of  $(dp/d\alpha)_{\max}$  values decreases as engine speed is growing. Differences in values of  $(dp/d\alpha)_{\max}$  at minimal initial dosage for engine speeds of 2000 rpm and 2750 rpm amount to 0.30-0.35 MPa/°CA.

Increase of initial dosage results in growth of  $(dp/d\alpha)_{\max}$  values, especially in range of lean mixtures and higher engine speeds. Then, differences of  $(dp/d\alpha)_{\max}$  values amount to 0.15, 0.25 MPa/°CA.

The highest average temperatures of working medium are present for rich gas-air mixtures and in this case they are significantly dependent on concentration of gas in the mixture, what is shown in the Fig. 4. For the both analyzed initial dosages, maximal values of temperature of the medium  $T_{\max}$  decrease together with reducing concentration of gas in the mixture. Character of temperature  $T_{\max}$  change is similar for each tested engine speed. For small dosages at constant

value of  $\lambda_o$ , temperatures  $T_{\max}$  are similar independently on engine speed. Small differences are present in range of rich mixtures only, i.e. for  $\lambda_o < 3$ , when higher temperatures  $T_{\max}$  in the limits of 100÷200 K were observed at engine speed of 2000 rpm, with respect to engine speed of 2750 rpm.

For bigger dosages, character of  $T_{\max}$  temperature changes is similar like for small dosages, smaller concentration of gas corresponds to lower temperatures. For constant value of  $\lambda_o$  factor there are present, anyhow, higher temperatures together with the growth of engine speed. That regularity is present in whole range of change of gaseous mixture composition. During change of

engine speed in range of 2000÷3000 rpm, differences of the temperatures at constant  $\lambda_o$  factor amount to 150÷300 K.

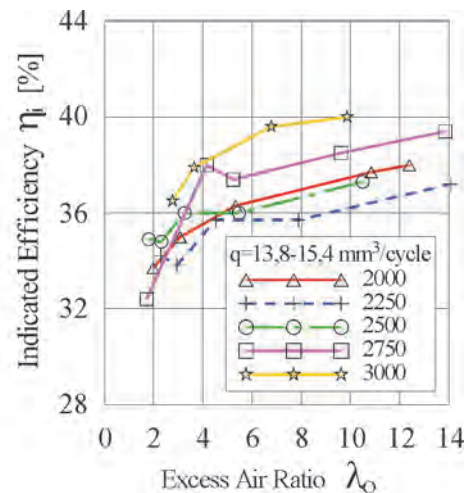
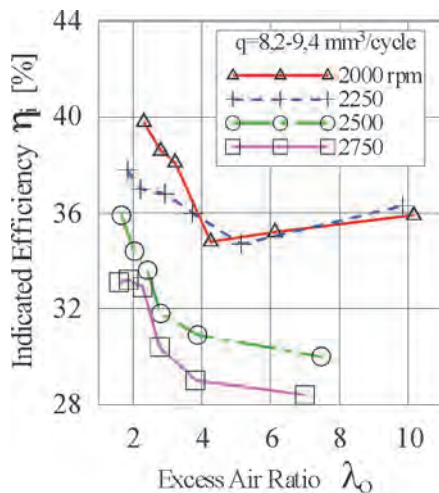
Analysis of curves shown in the Fig. 5 shows, that the highest changes of heat release rates  $(dQ/d\alpha)_{\max}$  are present in range of rich air-gas mixtures - for  $\lambda_o < 2,5$ . Enrichment of the mixture is accompanied by high growth of  $(dQ/d\alpha)_{\max}$  value. It results from fact, that in rich range of  $\lambda_o$ , combustion rate of gas decides on maximal heat release rate. It is strongly dependent on composition of the mixture and shows tendency to growth together with growth of concentration of gas in the mixture, what has been already mentioned above. In range of lean air-gas mixtures (for  $\lambda_o > 2,5$ ), heat release rate from combustion of initial dosage decides on  $(dQ/d\alpha)_{\max}$ . As already known, combustion rate of liquid fuel is mainly dependent on rate of fuel evaporation and diffusion of oxygen to vapors of the fuel. Both rate of evaporation and diffusion depend, first of all, on temperature and speed of relative movement of the working medium. Impact of gas

koncentracji gazu w mieszaninie sprawność indykowana maleje o wartość bezwzględną w granicach 2÷4% dla prędkości obrotowych 2000÷2250 obr/min i 4÷6% dla prędkości 2500÷2700 obr/min. Większe zmniejszenie sprawności przy wyższych prędkościach obrotowych silnika związane jest z powiększającym się udziałem strat ciepłych do ścianek cylindra ze względu na wyższe temperatury silnika. Strata sprawności cieplnej przy częściowym obciążeniu związana jest z wydłużaniem czasu spalania ubogiej mieszaniny i powstaniem martwych stref niespalonej mieszaniny w wyniku zaniku spalania przy ściankach, o czym informowano w pracach [13, 14, 15]. Wydaje się, że przy częściowym obciążeniu silnika dwupaliwowego stratę sprawności można byłoby częściowo zmniejszyć przez dławienie powietrza i optymalizację kąta wyprzedzenia wtrysku. Pozwoliłoby to na wzbogacenie mieszaniny i utrzymywanie  $\lambda_o$  w optymalnym zakresie.

Przy dużych dawkach inicjujących (dawki dostarczające około 40% całkowitej energii, często stosowane są przy adaptacjach silników ZS, w których pozostawiono klasyczną aparaturę wtryskową, lub tam gdzie dodatek gazu traktowany jest jedynie jako czynnik zmniejszający zadymienie spalin przy wysokich obciążeniach silnika) najmniejsze sprawności indykowane osiąga silnik w zakresie bogatych mieszanin (rys. 6). Dla dużych dawek inicjujących sprawność indykowana silnika rośnie wraz ze zubożaniem mieszaniny. Wzrost ten zależy od prędkości obrotowej i tak dla 2000 obr/min wynosi około 5,5%, a dla 2700 obr/min aż 7,7%. Interesujące jest również to, że zwiększenie prędkości obrotowej z 2000 obr/min do 2250 obr/min spowodowało zmniejszenie sprawności indykowanej. Dalsze zwiększanie prędkości powoduje jednak wzrost sprawności i dla prędkości obrotowej 2750÷3000 obr/min sprawności indykowane dla mieszanin o  $\lambda_o > 2,5$  przekraczają wartości osiągnięte dla 2000 obr/min.

Zarówno wzrost sprawności związany ze zubożaniem mieszaniny gazowej, a zwłaszcza ze wzrostem prędkości obrotowej jest dość nieoczekiwany i wymaga dodatkowego wyjaśnienia. Interesujące jest również to, że w zakresie bogatych mieszanin o  $\lambda_o = 1,8 \div 2,5$  sprawności dla dawki 13,8÷15,4 mm<sup>3</sup>/cykl są mniejsze od wartości osiąganych przy małej dawce inicjującej. Dopiero w zakresie bardzo ubogich mieszanin o  $\lambda_o > 4$  sprawności są znacznie większe od osiąganych przy małych dawkach.

Można sądzić, że przyczyn omawianych zjawisk należy upatrywać w zmianie warunków spalania paliwa ciekłego, które w omawianym przypadku stanowiło znaczną ilość



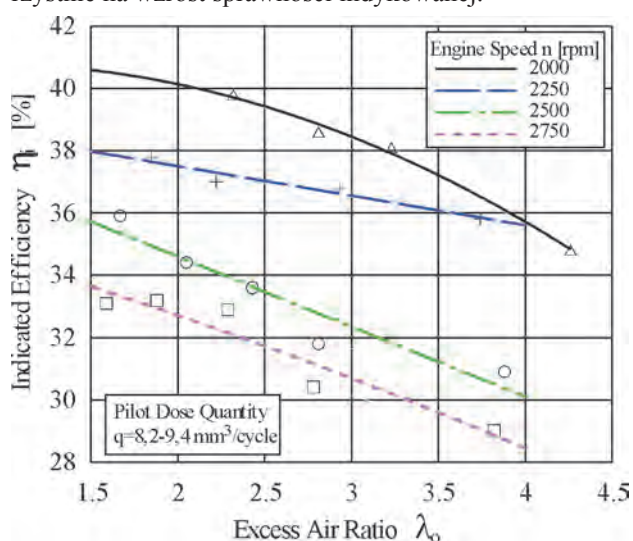
concentration on change of the both parameters is small. With respect to it, in range of lean air-gas mixtures, change of  $(dQ/d\alpha)_{max}$  together with change of  $\lambda_o$  is small. Heat release rate depends additionally on engine revolution speed. For small initial dosages, values of  $(dQ/d\alpha)_{max}$  are reducing as engine revolution speed is growing.

Performed tests have shown for small initial dosages and dosages constituting 40% of total energy supplied to the engine a diverse run of indicated efficiency in function of combustible mixture composition, what is illustrated by curves on the Fig. 6. The value of indicated efficiency was obtained for constant pilot dose timing 20°CA for TDC.

Dual fuel engine fed on small initial dosage of diesel oil has developed its maximal indication efficiency in rich range of  $\lambda_o$ . As concentration of gas in the mixture reduces, the indication efficiency decreases with absolute value in the limits of 2÷4% for engine speed of 2000÷2250 rpm and with 4÷6% for engine speed of 2500÷2700 rpm. Bigger reduction of the efficiency at higher engine speeds is connected with increasing share of thermal loss to cylinder walls, due to higher temperatures of the engine. Loss of thermal efficiency at partial engine load is connected with prolongation of combustion time of lean mixtures and formation of dead zones of not burnt mixture, resulted from decay of combustion near cylinder walls what has been already announced in [13, 14, 15]. It seems that at partial load of dual fuel engine, loss of efficiency can be partially reduced by throttling of the air and the optimization of the pilot dose timing. It would enable to enrich the mixture and maintain  $\lambda_o$  in optimal range.

At large initial dosages (dosages supplying about 40% of total energy, are often used in adaptations of compression ignition engines, with not changed classical injection apparatus, or where addition of gas is considered only as a medium reducing smokiness of exhaust gases at high engine loads) lower indication efficiencies are developed by the engine in range of rich mixtures (Fig. 6). For big initial dosages, indication efficiency of the engine increases together with

energii dostarczanej do silnika (42,8÷47,8%). Przy bogatej mieszaniu warunki utleniania dużej dawki paliwa ciekłego są gorsze niż przy zasilaniu tradycyjnym. Związane jest to ze zmniejszeniem koncentracji tlenu w mieszaninie jak również z tym, że stosunkowo duża masa gazu obejmowana przez zwiększone strugi paliwa ciekłego, paląca się równocześnie z olejem napędowym odbiera dodatkowo tlen i zmniejsza szybkość spalania dawki inicjującej. Zubożanie mieszaniny prowadzi do poprawy warunków spalania paliwa ciekłego i wpływa na poprawę sprawności. Stwierdzony duży wzrost sprawności indykowanej nie może być jednak tłumaczony jedynie przez zmianę warunków utleniania dawki inicjującej. Wydaje się, że istotne znaczenie może mieć również zmiana przebiegu wydzielania ciepła przy zubożaniu mieszaniny gazowej, co omawiano we wcześniejszych pracach [11, 12]. Badania Chena, Konno i Goto [16], Olssona i innych [17] oraz Heywooda [15] wykazały, że silnik osiąga maksymalną sprawność indykowaną jeżeli wydzielanie zasadniczej części energii zachodzi w przedziale kątów 3÷6°OWK po GMP. W silniku dwupaliwowym krzywe szybkości wydzielania ciepła dla dawki inicjującej i mieszaniny gazowej są względem siebie przesunięte, a wydzielanie ciepła ze spalania gazu jest opóźnione w stosunku do wydzielania ciepła ze spalania oleju napędowego. Przy małych dawkach o sprawności indykowanej silnika decyduje szybkość wydzielania ciepła ze spalania gazu. W miarę zubożania mieszaniny krzywa wydzielania ciepła opóźnia się w stosunku do GMP, co powoduje zmniejszanie sprawności indykowanej. Natomiast przy dużych dawkach inicjujących, stanowiących znaczący udział energii dostarczanej do silnika, zubożanie mieszaniny gazowej zmniejsza ilość energii wydzielanej ze spalania gazu i wprawdzie opóźnia wydzielanie energii z gazu, ale przez równoczesne zwiększanie udziału energii paliwa ciekłego powoduje, że środek ciężkości krzywej sumarycznego wydzielanego ciepła przesuwa się w kierunku wcześniejszych kątów, czyli zbliża się do GMP. Może to oddziaływać korzystnie na wzrost sprawności indykowanej.



leaning of the mixture. This growth depends on engine speed, and thus for 2000 rpm amounts to about 5.5%, and for 2700 rpm as much as 7.7%. It is also interesting that increase of engine speed from 2000 rpm to 2250 rpm has resulted in reduction of indication efficiency. Further increase of the speed, however, results in growth of the efficiency and for engine speed of 2750÷3000 rpm, indication efficiencies for a mixtures having  $\lambda_0 > 2.5$  exceed the values developed for 2000 rpm.

Both growth of the efficiency connected with leaning of gaseous mixture, especially with increase of engine speed is rather unexpected and requires additional explanation. It is also interesting, that in range of rich mixtures having  $\lambda = 1.8 \div 2.5$  the efficiencies for dosage of 13.8÷15.4 mm<sup>3</sup> are lower than values developed at small initial dosage. Not till then in range of lean mixtures with  $\lambda_0 > 4$  the efficiencies are significantly lower than developed at small dosages.

It can be assumed, that reasons of the phenomena discussed here can be found in changed conditions of combustion of liquid fuel, which in case discussed here constituted significant portion of energy supplied to the engine (42.8÷47.8%). With rich mixture, oxidation conditions of big dosage of the fuel are worse than in case of traditional fuelling. It is connected with reduction of concentration of oxygen in the mixture, as well as with fact that relatively big mass of gas is embraced by increased streams of liquid fuel, burning simultaneously with diesel oil, additionally takes away oxygen and reduces combustion rate of initial dosage. Leaning of the mixture leads to improvement of conditions of combustion of liquid fuel and impacts on improvement of the efficiency. Confirmed high growth of indication efficiency, however, cannot be explained only by change of oxidation conditions of initial dosage. It seems that change of run of heat release rate during leaning of gaseous mixture can be also of a significant meaning, what has been discussed in earlier studies [11, 12]. Research of Chen, Konno and Goto [16], Olsson and others [17] as well as Heywood [15] have shown, that the engine develops maximal indication efficiency if release of energy occurs in angular interval of 3÷6°CA after TDC. In dual fuel engine, heat release rate curves for initial dosage and gaseous mixture are shifted with respect each other, and heat release from combustion of gas is delayed with respect to heat release from combustion of diesel oil. At small initial dosage, heat release rate from combustion of gas decides on the indication efficiency. As the mixture is leaning, curve of heat release is delayed with respect to TDC, what results in reduction of indication efficiency. At big initial dosages, however, constituting significant share of energy supplied to the engine, leaning of gaseous mixture reduces quantity of energy released from combustion of gas, and though retards release of energy from gas via simultaneous increasing of share of energy of liquid fuel, brings about that center of gravity of curve of total heat release is shifted in direction of more earlier crankshaft rotation angles, i.e. approaches to TDC. It can have harmful impact on growth of indication efficiency.

The Fig. 7 shows anticipated changes of indication ef-

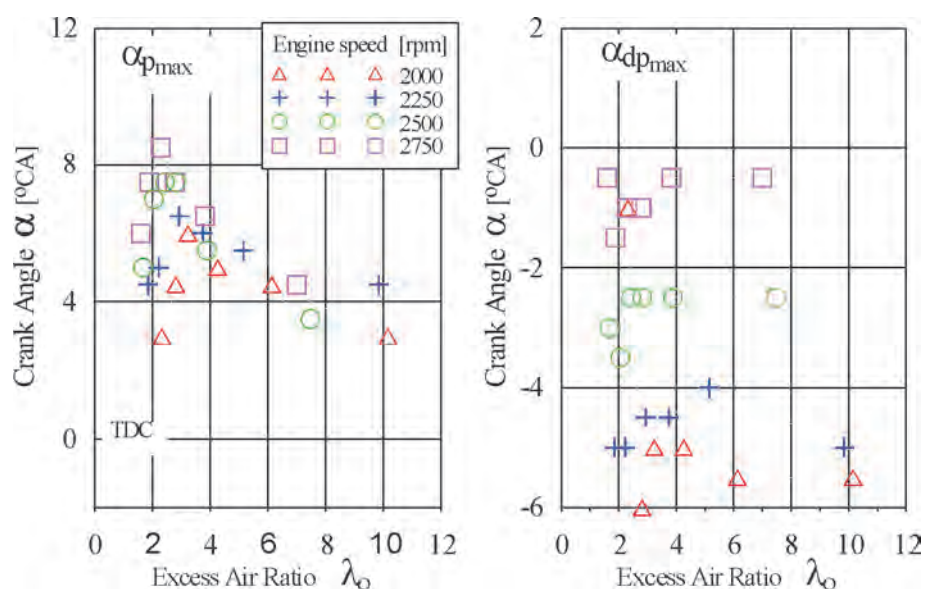
Na rys. 7 przedstawiono przewidywane zmiany sprawności indykowanej dla małych dawek inicjujących ( $q=8,2\div 9,4$  mm<sup>3</sup>/cykl) w zakresie zmian składu mieszaniny  $\lambda_o=1,5\div 4,0$  i prędkości obrotowej  $n=2000\div 2750$  obr/min. Zmiany te uzyskano przez opisanie punktów pomiarowych pokazanych na rysunku 7, w zakresie bogatych mieszanin, funkcjami ciągłymi. Zmniejszenie sprawności indykowanej, liczone w wartościach bezwzględnych, w podanym zakresie zmian współczynnika  $\lambda_o$  wynosi 5,9% (względne zmniejszenie o 14,5%) dla 2000 obr/min i 5,1% (względne zmniejszenie o 15,2%) dla 2750 obr/min. Różnica sprawności indykowanej związana ze wzrostem prędkości obrotowej przy stałym składzie  $\lambda_o=\text{const}$  jest w przybliżeniu stała i wynosi około 6% (względne zmniejszenie sprawności o 14,8% dla  $\lambda_o=1,5$  oraz o wartość 17,3% dla  $\lambda_o=4,0$ ). Przy analizie opóźnienia samozapłonu dla  $\lambda_o=\text{const}$  stwierdzono w przybliżeniu stałe wzrosty kąta zwłoki samozapłonu występujące między prędkością minimalną i maksymalną niezależnie od składu mieszaniny. Dlatego wydaje się, że tak znaczne zmniejszenie sprawności przy zwiększaniu prędkości obrotowej związane jest ze wzrostem zwłoki samozapłonu. Jeżeli dalsze badania to potwierdzą, to przez aktywną zmianę kąta wyprzedzenia wtrysku dawki inicjującej będzie można zmniejszyć straty sprawności ogólnej.

Znaczne zmniejszenie sprawności indykowanej w zakresie  $5,1\div 5,9\%$  przy zubożeniu mieszaniny gazowo-powietrznej w zakresie  $\lambda_o=1,5\div 4,0$  wskazuje, że należy się liczyć z podobnym zmniejszeniem sprawności ogólnej silnika dwupaliwowego pracującego przy częściowych obciążeniach. Analiza zmian sprawności indykowanej wskazuje również, że korzystne byłoby ograniczenie składu mieszaniny ubogiej do  $\lambda_o=3,0$ . Zmiany sprawności związane ze zmianą  $\lambda_o$  nie przekraczałyby wtedy  $2,0\div 2,8\%$ . Tego typu ograniczenia stosuje się w dużych silnikach stacyjnych dla utrzymania na odpowiednim poziomie temperatury spalin. Wydaje się jednak, że utrzymanie proponowanych składów w silnikach trakcyjnych pracujących przy małych obciążeniach nie może być uzyskane jedynie przez dławienie powietrza. W wielocylindrowym silniku trakcyjnym małe obciążenia należałoby raczej uzyskać przez odcinanie dopływu gazu po osiągnięciu  $\lambda_o=3,0$  i przechodzenie na zasilanie tradycyjne. Można również stosować wyłączanie kolejnych cylindrów z pracy, co jest możliwe w silnikach z układem common rail i wielopunktowym wtryskiem gazu.

Wpływ składu mieszaniny na wartość kątów obrotu wału korbowego odpowiadających maksymalnym wartościom ciśnienia  $\alpha_{pmax}$ , przyrostu ciśnienia  $\alpha_{dpmax}$ , średniej

ficiency for small initial dosages ( $q=8,2\div 9,4$  mm<sup>3</sup>/cycle) in range of mixture composition change of  $\lambda_o=1,5\div 4,0$  and engine speed of  $n=2000\div 2750$  rpm. The changes were obtained by approximation with continuous functions of measured points shown in the Fig. 7, in range of rich mixtures. Reduction of indication efficiency, calculated in absolute values, within specified range of change air excess ratio  $\lambda_o$  amounts to 5.9% (relative reduction with 14.5%) for 2000 rpm and 5.1% (relative reduction with 15.2%) for 2750 rpm. Difference of indication efficiency connected with increase of engine speed at constant composition,  $\lambda_o=\text{const}$ , is approximately stable and amounts to about 6% (relative reduction of efficiency with 14.8% for  $\lambda_o=1,5$  and with value of 17.3% for  $\lambda_o=4,0$ ). In course of analysis of self-ignition delay for  $\lambda_o=\text{const}$  one has confirmed approximately constant increments of self-ignition delay angle present between maximal and minimal engine speed, independently on composition of the mixture. Therefore, it seems that such significant reduction of the efficiency during increase of engine speed is connected with growth of self-ignition delay. If further investigation shall confirm it, than via active change of injection advance angle of initial dosage it would be possible to reduce loss of general efficiency.

Significant reduction of indication efficiency in extent of  $5.1\div 5.9\%$  during leaning of air-gas mixture in range of  $\lambda_o=1,5\div 4,0$  shows, that one should take into consideration a similar reduction of general efficiency of dual fuel engine operating at partial loads. Analysis of indication efficiency change also shows that it would be advantageous to restrict composition of lean mixture to  $\lambda_o=3,0$ . Changes of the efficiency connected with change of  $\lambda_o$  would not exceed than  $2.0\div 2.8\%$ . Limitations of such type are used in large stationary engines in order to maintain temperature of exhaust gases



temperatury czynnika  $\alpha_{Tmax}$ , i szybkości wydzielania ciepła  $\alpha_{dQmax}$  przedstawiono na rys. 8÷9. Wykresy dotyczą zasilania dwupaliwowego silnika z małą dawką inicjującą  $q=8,2\div 9,4$  mm<sup>3</sup>/cykl. Kąt wyprzedzenia wtrysku był stały i wynosił 28°OWK przed GMP. Zmiany składu mieszaniny gazowej wynosiły  $\lambda_o=1,59\div 12,84$  w całym zakresie zmian obciążeń i prędkości obrotowej silnika.

Z analizy rys. 8 wynika, że maksymalne ciśnienia spalania występowały w przedziale kątów 3÷9° OWK po GMP. Położenie maksymalnego ciśnienia względem GMP zależne jest zarówno od składu mieszaniny gazowej, jak i prędkości obrotowej silnika. Zubożanie mieszaniny gazowej w bogatym zakresie powoduje, że maksymalne ciśnienie występuje później. Największe opóźnienie  $p_{max}$  występuje dla  $\lambda_o=2,2\div 3,0$  zależnie od prędkości obrotowej. Dalsze zubożanie mieszaniny przyspiesza osiągnięcie  $p_{max}$ . Związane to jest z tym, że w zakresie ubogich mieszanin dominującą rolę w osiągnięciu maksymalnych parametrów spalania odgrywa przebieg spalania paliwa ciekłego. Różnice położenia punktu  $p_{max}$  związane ze zmianą składu mieszaniny gazowo-powietrznej wynoszą 3÷4°OWK i są prawie dwukrotnie większe od zmian kąta opóźnienia zapłonu związanych ze zubożaniem mieszaniny. Wpływ prędkości obrotowej wykazuje prawidłowość polegającą na tym, że przy większych prędkościach obrotowych maksymalne wartości omawianych czterech parametrów spalania są osiągane później. Związane jest to ze zwiększoną zwłoką samozapłonu oleju napędowego. Różnice w osiągnięciu punktu  $p_{max}$  między minimalną a maksymalną prędkością obrotową wynoszą 3÷4°OWK i są prawie o połowę mniejsze od zwiększenia zwłoki samozapłonu związanej ze zmianą prędkości obrotowej.

Kąty odpowiadające maksymalnym szybkościom przyrostu ciśnienia  $\alpha_{dpmax}$  i wydzielania ciepła  $\alpha_{dQmax}$  świadczą o położeniu fazy największej dynamiki procesu spalania względem GMP. Analiza rys. 8÷9 wskazuje, że badany silnik dwupaliwowy obydwie wymienione parametry osiągał w przybliżeniu w tym samym okresie odpowiadającym -6,0°OWK przed GMP. Zarówno zmiana położenia  $\alpha_{dpmax}$  jak i  $\alpha_{dQmax}$  względem GMP, związana ze składem mieszaniny wynosząca około 2°OWK, jak i związana ze zmianą prędkości obrotowej wynosząca około 6°OWK, odpowiadają w przybliżeniu analogicznym zmianom kąta opóźnienia samozapłonu. Można na tej podstawie wyciągnąć wniosek, że o położeniu względem GMP obydwu punktów decyduje początek spalania. Zatem aktywna korekta początku spalania przez zmianę początku wtrysku dawki inicjującej powinna umożliwić sterowanie położeniem tych parametrów, co może być szczególnie istotne w odniesieniu do krzywej przebiegu wydzielania ciepła.

Położenie względem GMP punktu odpowiadającego maksymalnej temperaturze czynnika ma istotne znaczenie ze względu na straty ciepłone i obciążenie ciepłone elementów silnika. Dlatego najkorzystniejsze byłoby, aby maksymalne temperatury występowały możliwie blisko GMP. Ze względu na małą powierzchnię wymiany straty ciepłone byłyby wtedy małe i silnik mógłby osiągnąć wyższe sprawności ciepłone.

on a relevant level. It seems, however, that maintenance of proposed compositions in traction engines operating at low loads can not be obtained by throttling of the air only. In multi-cylinder traction engine, small loads should be obtained rather by cut-off of gas inflow after reaching  $\lambda_o=3.0$  and return to traditional feeding. It is also possible to use switch-off from operation of successive cylinders, what is possible in engines incorporating common rail system and multi point injection of gas.

Impact of mixture composition on value of crankshaft rotation angles corresponding to maximal values of the pressure  $\alpha_{dpmax}$ , pressure rise rate  $\alpha_{dpmax}$ , average temperature of the working medium  $\alpha_{Tmax}$ , and heat release rate  $\alpha_{dQmax}$  are shown in the Fig. 8÷9. The diagrams relate to feeding of dual fuel engine with small initial dosage  $q=8.2\div 9.4$  mm<sup>3</sup>/cycle. Injection advance angle was constant and amounted to 28°CA angle before TDC. Changes of gaseous mixture composition amounted to  $\lambda_o=1.59\div 12.84$  in full range of change of engine load and revolution speed.

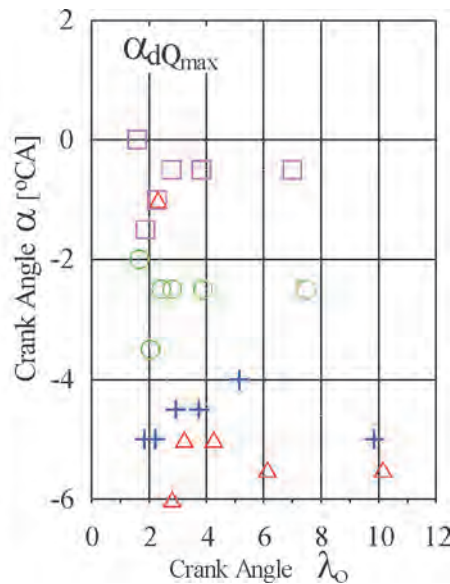
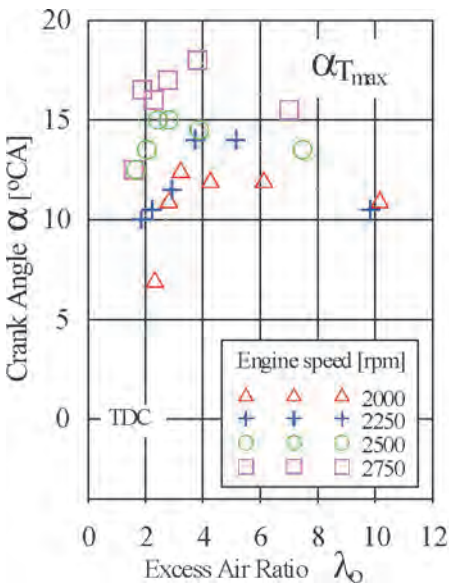
Analysis of the Fig. 8 demonstrates that maximal combustion pressures were present in angular interval of 3÷9°CA after TDC. Location of maximal pressure with respect to TDC depends both on composition of gaseous mixture and engine revolution speed. Leaning of gaseous mixture in rich range effects in more later occurrence of maximal pressure. The biggest delay of  $p_{max}$  is present for  $\lambda_o=2.2\div 3.0$  depending on engine speed. Further leaning of the mixture accelerates development of  $p_{max}$ . It is connected with fact, that in range of lean mixtures, combustion run of liquid fuel plays dominant role in reaching maximal parameters of combustion. Differences in location of  $p_{max}$  point, connected with change of air-gas mixture composition amount to 3÷4°CA and are nearly twice bigger than changes of ignition delay angle, connected with leaning of the mixture. Impact of engine revolution speed shows a regularity consisting on fact that at higher engine speeds maximal values of discussed here four combustion parameters are developed later. It is connected with increased delay of self-ignition of diesel oil. Differences in reaching  $p_{max}$  point, between minimal and maximal engine speed amount to 3÷4°CA and are nearly half lower than increase of self-ignition delay connected with change of engine speed.

Angles corresponding to maximal pressure rise rates  $\alpha_{dpmax}$  and heat release  $\alpha_{dQmax}$  prove about location of the phase of the biggest dynamics of combustion process with respect to TDC. Analysis of the Fig. 8÷9 shows that investigated dual fuel engine has developed the both specified parameters approximately in the same period equivalent to -6,0°CA before TDC. Both change of location of  $\alpha_{dpmax}$  as well  $\alpha_{dQmax}$  with respect to TDC, related with composition of the mixture amounting to about 2°CA, as well as related with change of engine speed amounting to about 6°CA, approximately correspond with analogical changes of self-ignition delay angle. On such base one can draw conclusion, that beginning of combustion determines location of the both points with respect to TDC. Hence, active correction of beginning of combustion through change of beginning of

Z rys. 9 wynika, że przez zubożanie mieszanki palnej (zwłaszcza w zakresie bogatych mieszank) w silniku dwupaliwowym maksymalne temperatury czynnika występują coraz później. Przesunięcie punktu odpowiadającego  $T_{max}$ , związane ze zmianą składu mieszanki gazowej, wynosi  $6\div 8^\circ\text{OWK}$ , co należy uznać jako znaczące. Świadczy to o istotnym wpływie zmniejszającej się szybkości spalania zubożonych mieszank i uzasadnia zmniejszanie sprawności

injection of initial dosage should enable to control location of those parameters, what could be especially substantial with respect to curve of heat release run.

Location with respect TDC of the point corresponding to maximal temperature of the working medium is of a significant meaning with respect to heat loss and thermal load of engine components. It would be the most advantageous, therefore, that maximal temperatures are present possibly close to TDC.

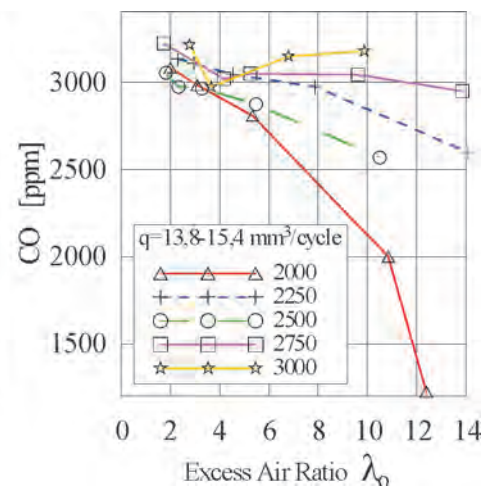
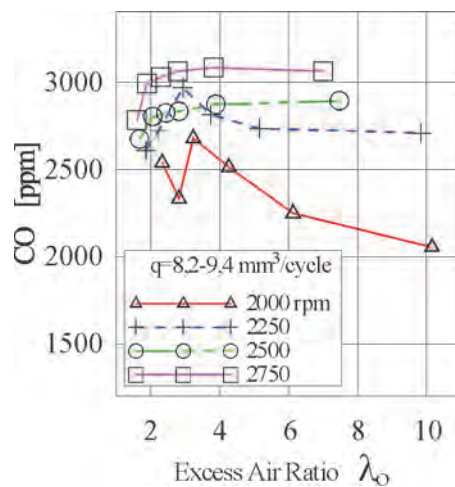


With regard to small exchange area, heat loss would be small and the engine could not develop a higher thermal efficiencies. From the Fig. 9 is evident, that through leaning of combustible mixture (particularly in range of rich mixtures) maximal temperatures in dual fuel engine are present later and later. Shift of the point corresponding to  $T_{max}$ , connected with change of composition of gaseous mixture amounts to  $6\div 8^\circ\text{CA}$ , what should be recognized as significant. It proves significant impact of reducing combustion rate of leaned mixtures and substantiates reduction of indicating efficiency of the engine. Comparison of the values of angles corresponding to  $\alpha_{pmax}$  and  $\alpha_{Tmax}$  show, that maximal temperatures in dual fuel engines were present in scope of  $6\div 8^\circ\text{CA}$  after reaching maximal combustion pressure.

indykowanej silnika. Porównanie wartości kątów odpowiadających  $\alpha_{pmax}$  oraz  $\alpha_{Tmax}$  wskazuje, że w silniku dwupaliwowym maksymalne temperatury występowały w zakresie  $6\div 8^\circ\text{OWK}$  po osiągnięciu maksymalnego ciśnienia spalania.

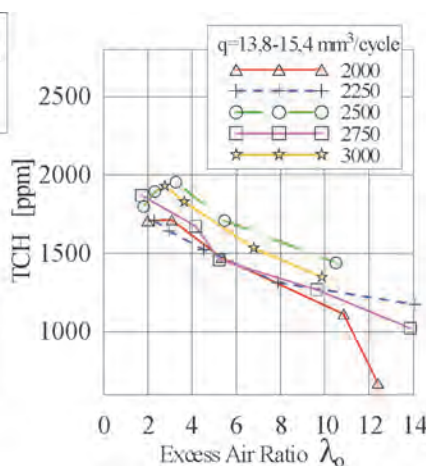
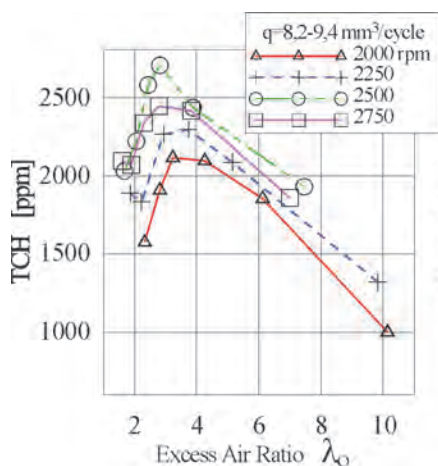
Concentrations of carbon oxides CO and not burnt hydrocarbons TCH in investigated dual fuel engine were high and exceeded concentrations present in engines fed traditionally. The concentrations can be, however, easily reduced though

Stężenia tlenku węgla CO i niespalonych węglowodorów TCH w badanym silniku dwupaliwowym były wysokie i przekraczały stężenia występujące w silniku zasilanym tradycyjnie. Mogą być one jednak łatwo zmniejszone przez zastosowanie katalizatora utleniającego, który charakteryzuje się wysoką sprawnością przemiany w niskich temperaturach spalin. Jedną z przyczyn wysokiego poziomu TCH w silnikach dwupaliwowych jest przedmuch części ładunku do układu wylotowego związany z przekryciem zaworów. Wielo-



punktowy wtrysk gazu po zamknięciu zaworu wylotowego może przyczynić się do zmniejszenia TCH w spalinach silników dwupaliwowych.

Zmiany stężenia CO i TCH w funkcji  $\lambda_o$  pokazano na rys. 10 i 11. Wzrost stężenia TCH przy zubożaniu mieszaniny



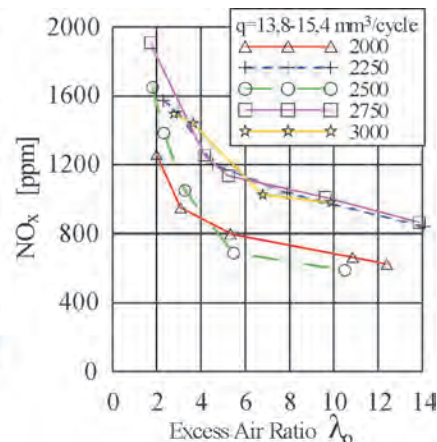
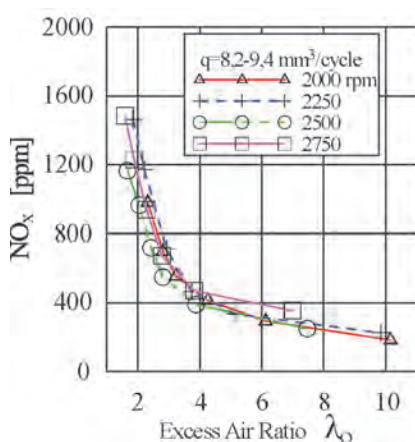
w zakresie  $\lambda_o < 3,0$  może być tłumaczony pogorszeniem się warunków utleniania paliwa w strefach reakcji w związku ze zmniejszeniem się temperatur reagentów. Dalsze zubożanie mieszaniny  $\lambda_o > 3,0$  powodowało zmniejszanie TCH w spalinach, co było spowodowane znacznym zmniejszeniem koncentracji gazu w ładunku. Potwierdza to również przyopuszczenie o dużym udziale przedmuchów związanych z przekroczeniem zaworów w zawartości TCH w spalinach.

Stężenie  $\text{NO}_x$  zmniejsza się wraz ze zubożaniem mieszaniny gaz-powietrze i dla małych dawek inicjujących w niewielkim stopniu zależy od prędkości obrotowej (rys. 12). Szczególnie duże obniżenie stężenia  $\text{NO}_x$  obserwowano w bogatych mieszaninach  $\lambda_o < 3,0$  gdzie spadek stężenia  $\text{NO}_x$  był ponad 3-krotny dla małych dawek inicjujących i prawie 1,5-krotny dla większych. Dalsze zubożanie mieszaniny ( $\lambda_o > 3,0$ ) w mniejszym stopniu wpływa na zawartość  $\text{NO}_x$ . Wiadomo, że szybkość tworzenia  $\text{NO}_x$  wykazuje wykładniczą zależność od temperatury. Zrozumiałe zatem jest, że zmniejszanie koncentracji gazu prowadzące do obniżenia temperatury czynnika w strefach reakcji prowadzi do ograniczenia stężenia  $\text{NO}_x$ . Należy jednak zaznaczyć, że stwierdzone przy małych dawkach duże zmniejszenia  $\text{NO}_x$  wraz ze wzrostem  $\lambda_o$  pozwala przypuszczać, że w silniku dwupaliwowym istnieje możliwość sterowania zawartością  $\text{NO}_x$  przez stosowanie właściwego składu mieszaniny palnej. Trzeba również zaznaczyć, że stężenia  $\text{NO}_x$  przy zasilaniu

usage of oxidation catalyst, which is characteristic of high efficiency of transformation in low temperatures of exhaust gases. One of the reasons of high level of TCH in dual fuel engines is scavenge to exhaust system of a part of the charge, connected with valve overlap. Multipoint injection of gas after closing the exhaust valve can contribute to reduction of TCH in exhaust gases of dual fuel engine.

Changes of concentrations of CO and TCH as a function of  $\lambda_o$  are shown in the Fig.10 and 11. Growth of TCH concentration during leaning of the mixture in range of  $\lambda_o < 3.0$  can be explained by worsening of fuel oxidation conditions in reaction zones, with respect to reduction of re-agents temperatures. Further leaning of the mixture,  $\lambda_o > 3.0$  had resulted in reduction of TCH in exhaust gases, what was caused by significant reduction of gas concentration in the charge. It also confirms assumption about large share of scavenge in content of TCH in exhaust gases.

Concentration of  $\text{NO}_x$  decreases together with leaning of air-gas mixture, and for small initial dosages depends in small extent from engine speed (Fig. 12). Especially big reduction of  $\text{NO}_x$  concentration was observed in rich mixtures,  $\lambda_o < 3.0$  where drop of  $\text{NO}_x$  concentration was nearly triple for small initial dosages and nearly one and half for bigger ones. Further leaning of the mixture, ( $\lambda_o > 3.0$ ) impacts in smaller extent on content of  $\text{NO}_x$ . It is known, that rate of  $\text{NO}_x$  generation demonstrates exponential dependency on temperature. It is understandable, therefore, that reduction of CNG concentration, leading to reduction of temperature of working medium in reaction zones, leads to limitation of  $\text{NO}_x$  concentration. It should be underlined, anyhow, that big reduction of  $\text{NO}_x$  together with growth of  $\lambda_o$  confirmed at small dosages enables to make supposition that in dual fuel engine



dwupaliwowym były średnio o około 35÷45% mniejsze od stężeń silnika pracującego w tych samych warunkach i zasilanego samym olejem napędowym.

Zadymienie spalin silnika dwupaliwowego przy małych dawkach inicjujących i pełnym obciążeniu silnika było ponad 4-krotnie mniejsze od zadymienia przy zasilaniu olejem napędowym. Przebieg zmian zadymienia w funkcji  $\lambda_0$  dla małych dawek inicjujących oleju napędowego pokazany na rys. 13 wskazuje na istotne zmniejszenie zadymienia przy zubożeniu bogatej mieszaniny, w zakresie  $\lambda_0 < 3,0$ . Występuje wtedy prawie 4-krotne zmniejszenie zadymienia. Świadczy to, że spalane paliwo gazowe zmniejszając ilość tlenu w ładunku istotnie wpływa na warunki utleniania paliwa ciekłego, które stanowi główne źródło zadymienia spalin silników dwupaliwowych.

Zwiększenie dawki inicjującej do około 15 mm<sup>3</sup>/cykl powoduje prawie 3-krotny wzrost zadymienia w zakresie bogatych mieszanin i prawie 2-krotny w zakresie ubogich. Potwierdza to tezę, że w silniku dwupaliwowym sadza tworzona jest w trakcie spalania dawki inicjującej. Na podkreślenie zasługuje również fakt, że mimo iż dawka inicjująca stanowiła prawie 50% dawki znamionowej (przy zasilaniu tradycyjnym), przy częściowym obciążeniu w silniku dwupaliwowym zadymienie było ponad 2,5 razy mniejsze od

there occurs possibility of control of NO<sub>x</sub> through usage of proper composition of combustible mixture. It should be also marked that NO<sub>x</sub> concentration in dual fuel feeding were on the average smaller with about 35÷45% than concentration in the engine operating in the same conditions and fed on diesel oil only.

Smokiness of exhaust gases of dual fuel engine at small initial dosages and full engine load was more than fourfold smaller than smokiness during feeding on diesel oil. Course of smokiness change as a function of  $\lambda_0$  for small initial dosages of diesel oil shown in the Fig. 13 points at significant reduction of the smokiness during leaning of rich mixture, in range of  $\lambda_0 < 3.0$ . There occurs than nearly fourfold reduction of the smokiness. It proves that combusted gaseous fuel, reducing quantity of oxygen in the charge, significantly impacts on oxidation conditions of liquid fuel, which constitutes main source of smokiness of exhaust gases from dual fuel engine.

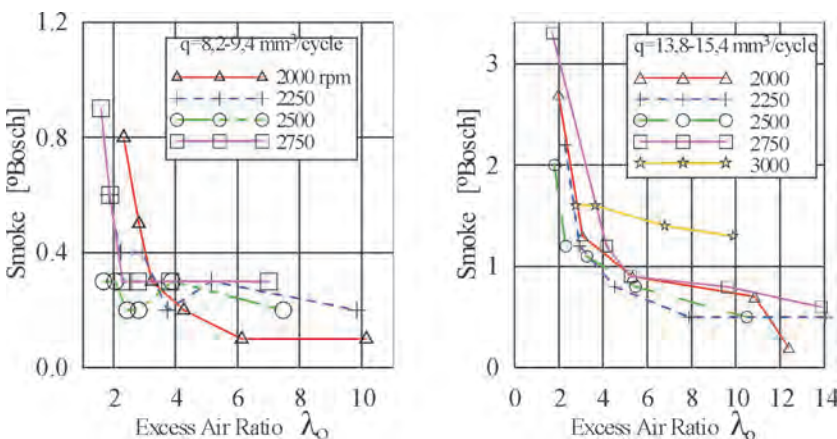
Increase of initial dosage up to about 15 mm<sup>3</sup>/cycle results in nearly threefold increase of the smokiness in range of rich mixtures and nearly twice in range of lean mixtures. It confirms the thesis that in dual fuel engine the soot is generated in course of combustion of initial dosage. It is worth to underline, that despite of fact that initial dosage

has constituted almost 50% of nominal dosage (at traditional feeding), at partial load in dual fuel engine the smokiness was more than 2.5 lower than smokiness in the engine fed traditionally.

The Figs. 14-15 shows delay of self-ignition of initial dosage. Duration of self-ignition delay in compression ignition engine constitutes very important parameter impacting on run of combustion process, engine performance and emission of exhaust gases. It is usually defined as a time period between beginning of fuel injection, and the first perceptible growth of the pressure caused by combustion.

In dual fuel engine, self-ignition delay plays much more significant role than in the engine fed traditionally. It

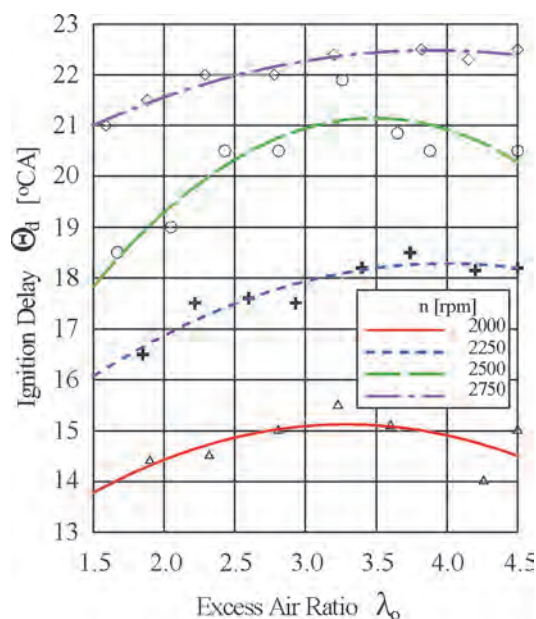
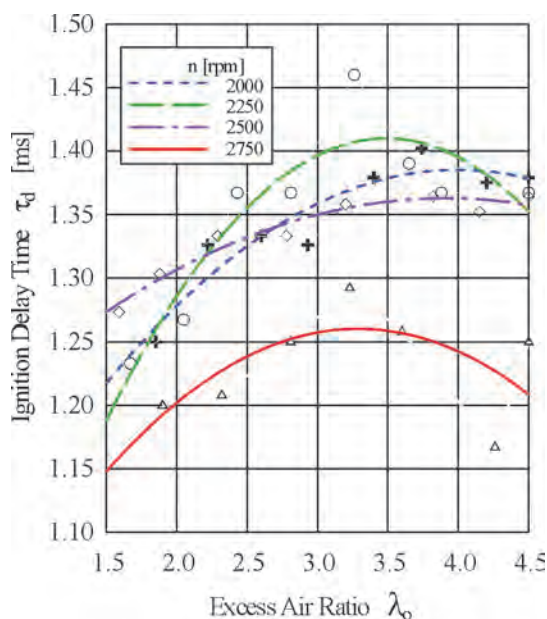
results from fact, that self-ignition of initial dosage of diesel oil is not synonymous with big dynamics of combustion of gas, which gaseous mixture develops after certain period of induction. Delay of self-ignition as well as mentioned above time of induction are dependent on type of combusted gas, its chemical composition and air excess ratio  $\lambda_0$  of air-gas mixture. From curves of ignition delay shown in the Fig. 14 is seen that in range of  $\lambda_0 < 3.2$ , time of self-ignition delay decreases as gaseous mixture undergoes enrichment. It takes place in spite of reducing concentration of oxygen in the mixture. That fact proves positive influence on pre-flame reactions in gaseous mixture on self-ignition process of initial dosage. As concentration of gas in the mixture grows, share of pre-flame reactions increases, what results in shortening of



zadymienia w silniku zasilanym tradycyjnie.

Na rys. 14-15 przedstawiono zwłokę samozapłonu dawki inicjującej. Czas zwłoki samozapłonu w silnikach ZS jest bardzo ważnym parametrem wpływającym na przebieg procesu spalania, osiągi silnika i emisję spalin. Jest on zwykle definiowany jako okres czasu między początkiem wtrysku paliwa, a pierwszym dostrzegalnym wzrostem ciśnienia spowodowanym spalaniem.

W silnikach dwupaliwowych zwłoka samozapłonu odgrywa znacznie większą rolę niż w silniku zasilanym tradycyjnie. Wynika to z faktu, że samozapłon dawki inicjującej oleju napędowego nie jest równoznaczny z dużą dynamiką spalania gazu, którą mieszanina gazowa uzyskuje po pewnym okresie indukcji. Zwłoka samozapłonu jak i



wspomniany okres indukcji zależne są od rodzaju spalnego gazu, jego składu chemicznego oraz współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda_o$  mieszaniny gazowo-powietrznej. Z przebiegu krzywych opóźnienia zapłonu pokazanych na rys. 14 wynika, że w zakresie  $\lambda_o < 3,2$  w miarę wzbogacania mieszaniny gazowej czas zwłoki samozapłonu maleje. Dzieje się tak mimo malejącego stężenia tlenu w mieszaninie. Fakt ten świadczy o pozytywnym oddziaływaniu reakcji przedpłomiennych w mieszaninie gazowej na proces samozapłonu dawki inicjującej. W miarę wzrostu stężenia gazu w mieszaninie udział reakcji przedpłomiennych wzrasta, czego efektem jest skrócenie zwłoki samozapłonu. Maksymalny czas zwłoki samozapłonu występował dla  $\lambda_o \gg 3,5$  i zmieniał się w zakresie 1,25÷1,40 ms. Dla mieszanin o  $\lambda_o > 3,5$  czas zwłoki maleje mimo malejącego udziału reakcji przedpłomiennych. Wynika to z faktu, że dla mieszanin ubogich zasadnicze znaczenie w procesie samozapłonu zaczyna odgrywać wzrastające stężenie tlenu w mieszaninie w miarę zmniejszania ilości gazu. Na uwagę zasługuje również fakt, że zmiany czasu opóźnienia samozapłonu związane ze zmianą  $\lambda_o$  nie przekraczają 0,1ms. Odpowiada to jednak zmianom opóźnienia wyrażonym w jednostkach kątowych w zakresie  $Q_d = 1 \div 3$  °OWK co wymaga już korekty początku wtrysku dawki inicjującej (rys. 15).

Z rys. 15 wynika również istotna zmiana kąta opóźnienia samozapłonu związana ze zmianą prędkości obrotowej, która w badanym zakresie zmian prędkości wynosiła 6÷7°OWK. Obydwie omawiane przyczyny zmian kąta opóźnienia samozapłonu uzasadniają konieczność aktywnej korekty kąta początku wtrysku dawki pilotującej. Powinna ona jednak uwzględniać również zmianę położenia względem GMP dynamiki wydzielania ciepła z mieszaniny gazowej związaną

self-ignition delay. Maximal time of self-ignition delay was present for  $\lambda_o \gg 3.5$  and has been changing in range of 1.25-1.40 ms. For the mixtures with  $\lambda_o > 3.5$ , duration of the delay decreases in spite of decreasing share of pre-flame reactions. It results from fact, that increasing concentration of oxygen in the mixture as far as quantity of gas in the mixture decreases, begins to play fundamental meaning for lean mixtures in the process of self-ignition. It is worth to pay attention on fact, that changes in time of self-ignition delay connected with change of  $\lambda_o$  do not exceed 0.1ms. It corresponds, anyhow, to changes of the delay expressed in angular units in range of  $Q_d = 1-3$  °CA what already requires correction of beginning of injection of initial dosage (Fig. 15).

From the Fig. 15 is also evident substantial change of self-ignition delay angle, connected with change of engine revolution speed, which within investigated range of engine speed had amounted to 6-7°CA. Both discussed here reasons of the change of self-ignition angle substantiate necessity of active correction of start injection angle of pilot dosage. The correction should, anyhow, take into consideration also a change of location, with respect to TDC, of dynamics of heat release from gaseous mixture, connected with change of its composition, what has been already signaled earlier [12].

## 5. Conclusion

On base of carried out investigations the following general conclusions can be drawn:

- In dual fuel engine there is a possibility of combustion of air-gas mixtures in broad range of combustible mixture composition, much wider than in gas engines with spark

ze zmianą jej składu, co sygnalizowano wcześniej [12].

## 5. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski ogólne:

- W silniku dwupaliwowym możliwe jest spalanie mieszanin gaz-powietrze w szerokim zakresie zmian składu mieszaniny palnej, znacznie szerszym niż w silnikach gazowych o zapłonie iskrowym. W całym zakresie zmian składu mieszaniny palnej silnik wykazuje równomierną pracę i małą hałaśliwość.
- Zmiany składu w zakresie bogatych mieszanin wywołują duże zmiany parametrów spalania wpływające na sprawność cieplną i emisję spalin silnika dwupaliwowego. Wymaga to dużej czułości systemu regulacji silnika, czego nie można uzyskać przy mechanicznym sterowaniu silnika. Przy ubogich mieszaninach wpływ zmiany jakości mieszaniny na omawiane parametry maleje.
- Spadek sprawności indykowanej, związany ze zmianą składu mieszaniny gazowo-powietrznej nie przekraczał 6% przy zmianie składu mieszaniny w zakresie  $\lambda_o = 1,8 \div 8,5$ . W adaptacjach należy jednak ograniczyć zubożanie mieszaniny do  $\lambda_o < 4,5$ . Pozwoli to ograniczyć straty sprawności silnika przy małych obciążeniach i zmniejszyć emisję CO i THC. Konieczne jest również przeprowadzenie optymalizacji kąta wyprzedzenia wtrysku dawki inicjującej.

ignition. In whole range of change of combustible mixture composition the engine demonstrates uniform operation and low loudness.

- Changes of composition in rich range of the mixtures evoke big changes of combustion parameters, impacting on thermal efficiency and emission of exhaust gases from dual fuel engine. It requires high sensitiveness of engine control system, what can not be obtained with use of mechanical control system of the engine. With lean mixtures, impact of a change of quality of the mixture on discussed parameters decreases.
- Drop of indication efficiency, connected with change of air-gas mixture composition did not exceed 6% during change of mixture composition in range of  $\lambda_o = 1.8-8.5$ . In course of the adaptations, however, one should restrict leaning of the mixture up to  $\lambda_o < 4.5$ , what shall enable to limit loss of engine efficiency at low load and reduce emission of CO and THC. Necessary is also realization the optimize of the pilot dose timing.
- The investigation has shown significant dependency of  $NO_x$  concentration and exhaust gases smokiness on concentration of gas in the mixture and size of initial dosage. Concentration of  $NO_x$  and smokiness decreases together with leaning of combustible mixture, and the biggest changes occur in range of  $\lambda_o < 2.5$ . Size of initial dosage also impacts on value of  $NO_x$  and smoke emissions. Increase of

Artykuł recenzowany

## Literatura/Bibliography

- [1] Friedeman Zacharias: Gasmotoren. Vogel Buchverlag Würzburg, 2001.
- [2] Wadman B.: Dual Fuel Conversion of Cat D399 Engine. Diesel & Gas Turbine Worldwide, April 1999.
- [3] Clark N.N, Atkinson R.J., Tennant Chr.J.: Saturn Dual Fuel Engine Optimization. www.cemr.wvu.edu.
- [4] Gebert K., Beck J., Barkhimer R.L., Wong H.Ch.: Strategies to Improve Combustion and Emission Characteristics of Dual Fuel Pilot Ignited Natural Gas Engines, SAE Paper 971712.
- [5] Zhang Y., Liu X., Yang Q., Han X., Cheng Ch.: The Studies of an Electronically Controlled CNG System for Dual Fuel Engines, SAE Paper 2001-01-0145, 2001.
- [6] Albrecht A.: Dual Fuel Engine Developments at MAN B&W. Diesel & Gas Turbine Worldwide, October 1995.
- [7] Schiffgens H.J., Brandt D., Dier L., Rieck K., Glauber R.: Die Entwicklung des neuen MAN B&W Diesel-Gas-Motors 32/40 DG. MTZ Motortechnische Zeitschrift 58(1997) 10, 1997.
- [8] Wäertsila Power for Land and SEA – Private Materials, 2000.
- [9] Weaver S.Chr., Turner S.H.: Dual Fuel Natural Gas/Diesel Engines: Technology, Performance, and Emissions. SAE Paper 940548, 1994.
- [10] Schaaf H.: MAN B&W Diesel Extended Dual-Fuel Engine Range up to 16 MW. Diesel & Gas Turbine Worldwide, April 1966.
- [11] Stelmasiak Z.: Analysis of Combustion Phenomena in Dual Fuel Engine Fed with Natural Gas CNG. FISITA World Automotive Congress June 2-7 June 2002, Helsinki, Paper No. F02V030.
- [12] Stelmasiak Z.: Study of gas combustion process in a compression ignition dual fuel engine fed on natural gas and Diesel oil. Publication of Technical University Bielsko-Biala, No. 5/2003, 2003.
- [13] Badr O., Karim G.A., Liu B.: An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. Applied Thermal Engineering 19 (1999) 1071-1080, 1999.
- [14] Borman G.L., Ragland K.W.: Combustion Engineering. McGraw-Hill, New York 1998.
- [15] Heywood J.B.: Internal Combustion Engines Fundamentals. McGraw-Hill, New York 1988.
- [16] Chen Z., Konno M., Goto S.: Study on Homogenous premixed charge CI engine fueled with LPG. JSAE Review 22 (2001) 265-270, 2001.
- [17] Olsson J.O., Tunestal P., Haraldsson G., Johansson B.: A Turbo Charged Dual Fuel HCCI Engine. SAE Paper 2001-01-1896,



J. CZERWINSKI\*  
J.-L. PÉTERMANN  
A. ULRICH  
G. MUELLER  
A. WICHSER

## Emisja cząstek stałych z silnika TDI z różnymi olejami smarującymi

*Wzrost zainteresowania skutkami wdychania drobnych i ultradrobnych cząstek stałych (nanocząstek) pochodzących z silników spalinowych spowodował w ostatnim czasie szybki rozwój technologii filtrowania cząstek (DPF) w silnikach wysokoprężnych. W tym kontekście bardzo istotnym wskaźnikiem jest nieodwracalne zatykanie filtra DPF niepalnymi popiołami. Jakość oleju smarującego, a szczególnie zawartość w nim popiołów, w określony sposób oddziałuje na długość okresu pomiędzy kolejnymi regeneracjami tych filtrów.*

*Przedstawione studium omawia badania wpływu różnych olejów smarujących na rozkład wymiarów i mas cząstek stałych. Badania prowadzono na nowoczesnym silniku wysokoprężnym pozbawionym filtra cząstek stałych.*

*Zasadniczym celem badań było określenie, w jaki sposób różne oleje smarujące oddziałują na emisję cząstek stałych i udział olejów w całkowitej emisji tych cząstek.*

*Ponadto, dyskutowane są uzyskane wstępne wyniki. Porównanie specjalnie przygotowanego oleju z olejem normalnym powinno umożliwić określenie udziału oleju w tworzeniu cząstek stałych.*

*Zostało wykazane, że oprócz siarki również skład oleju (np. udział dodatków uszlachetniających) ma swój udział w emisji cząstek stałych.*

Słowa kluczowe: emisja, cząstki stałe PM, silnik o ZS, olej smarujący, filtr cząstek stałych

### Particle emissions of a TDI-engine with different lubrication oils

*Due to increasing concern about health effects of fine and ultra-fine particles (nanoparticles) from combustion engines, the diesel particle filter technology (DPF) was extensively introduced to heavy duty and passenger cars in the last years. In this respect, a very important parameter is the irreversible plugging of the DPF with non-combustible ashes. The quality of lubrication oil, especially the ash content has a certain influence on regeneration intervals of diesel particle filters.*

*In the present study, the effects of different lubrication oils on particle mass and nano-particle size distribution were investigated. The test engine was a modern diesel engine without particle filter system.*

*A main goal was to find out, how different lubrication oils influence the particulate emissions and the contribution of oil to total particle emissions.*

*Moreover, first results of a tracing study will be discussed. The comparison of a non-doped lubrication oil with a doped oil should enlighten the contribution of the oil to the particle formation.*

*It has been shown that beside sulphur content the particle emission is also effected by the composition (e.g. additive packages) of the oils.*

### Wstęp

Stwierdzono, że jakość i zużycie oleju smarującego stanowią ważny czynnik w technologii filtrów cząstek stałych w związku z podejmowanymi działaniami w Szwajcarii na rzecz wyposażania maszyn budowlanych i autobusów miejskich w filtry cząstek stałych (DPF) [1], [2], [3], [4]. Niska zawartość siarki i popiołów w oleju zmniejsza ilość nieusuwalnych osadów i wydłuża okresy pomiędzy kolejnymi regeneracjami filtrów. Jednakże, podstawową wadą jest tu negatywne oddziaływanie na trwałość oleju. Dlatego konieczna jest częstsza wymiana oleju.

Wpływ oleju smarującego jest wyraźny. W związku z tym ważnym zagadnieniem jest wpływ różnych olejów smarujących na emisję masową cząstek stałych i rozkład ich rozmiarów. Poprzednie opracowania laboratorium AFHB\*\* dotyczące procedury weryfikacyjnej VERT\*\*\*) technologii

### Introduction

Quality and consumption of lubrication oil was recognized as an important factor for diesel particle filter technology (DPF) in the Swiss activities about retrofitting of construction machines and city busses with DPF systems [1][2][3][4]. Low ash and low sulphur contents diminish irreversible deposits and increase regeneration intervals of DPF's. However, a main disadvantage is a potential negative effect on oil durability. Therefore, oil exchanges are more often necessary.

Lubrication oil has a significant influence. Thus, the effects of different lubrication oils on particle mass and particle size distribution is of major interest. In previous studies of AFHB concerning VERT verification procedure of DPF's [2][3][6][7][8][9], on a Liebherr-engine for construction machines, it was already observed that different lubrication

DPF [2], [3], [6], [7], [8], [9], prowadzonej na silniku Liebherr stosowanym w maszynach budowlanych pokazały, że zastosowanie różnych olejów smarujących spowodowało różny poziom emisji cząstek stałych. Wiadomo, że olej smarujący na gładź cylindrową jest źródłem powstawania cząstek stałych w trakcie spalania. Innym źródłem są przedmuchi, kierowane do powietrza zasysanego do silnika.

Zużycie oleju może wzrastać w wyniku możliwych strat oleju na prowadnicach zaworowych i w turbosprężarce.

Dlatego też konieczne są dalsze badania dotyczące cząstek stałych pochodzących od spalania oleju smarującego, aby wykazać, jak różne oleje wpływają na emisję cząstek stałych i jaki jest ich udział w całkowitej emisji.

### Badania doświadczalne

Testy wykonano na trzech olejach smarujących firmy Lubrizol (Wlk. Brytania) w ramach popieranego przez Szwajcarskie Federalne Biuro Środowiska, Lasów i Krajobrazu (FOEFL) programu wyposażania autobusów miejskich w mieście Biel i w kantonie Berno w filtry cząstek stałych [5]. Dodatkowo zbadano jeszcze wpływ trzech innych olejów.

W celu przebadania znacznika testy powtórzono używając dwóch olejów smarujących z dodatkami uszlachetniającymi zawierających mieszaninę Pb, Cd, Ba oraz Sb. Olejowy roztwór tych składników dodawano do oleju smarującego w stosunku 1:58.

W omawianych badaniach emisji nanocząstek użyto nowoczesnego silnika VW TDI 1.9 dm<sup>3</sup>. Na rysunku 1 pokazano zastosowany w laboratorium pomiarowym silnik wraz z punktami poboru próbek i tunelem częściowego rozcieńczenia spalin.

### Silnik badawczy

Producent:	Volkswagen AG
Typ:	AJM
Poj. skokowa:	1 896 cm <sup>3</sup>
Prędkość obrotowa nom.:	4 000 obr/min
Moc nomin.:	85 kW
Konstrukcja:	rzędowy, 4 cylindrowy
Stopień sprężania:	18
Objętość oleju:	4,5 dm <sup>3</sup>
Spalanie:	wtrysk bezpośredni
System wtryskowy:	pompowtryskiwacze
Doładowanie:	turbosprężarka o zmiennej geometrii
Katalizator:	utleniający
Rok produkcji:	1999

### Paliwo

We wszystkich testach stosowano olej napędowy o ultra niskiej zawartości siarki (ULSD) (S < 10 ppm). Zgodnie z normą SN EN 590 [10], we wszystkich testach

oils provoke different particle emissions. It is known that oil lubricating cylinder walls is a particle source in combustion. Another effect is the blow-by, which is recirculated to the intake air of the engine.

Also possible oil losses along the intake valve shafts and in the turbocharger can increase oil consumption.

Therefore further investigation on oil related particle generation are necessary to investigate how different lubrication oils influence the particulate emissions and the amount of oil contribution to total particle emissions.

### Experimental

Tests were performed with three commercial oils from Lubrizol (GB) within the bus retrofitting projects of city of Biel and Canton Bern which were supported by the Swiss

Federal Office of Environment Forests and Landscape (FOEFL). [5] Additionally the effect of three further oils was investigated.

For the tracer study the tests were repeated with two doped lubrication oils containing a mixture of the elements Pb, Cd, Ba and Sb. The oil-based solution was added in a 1:58 ratio to the lubrication oil.

In this study a modern VW TDI 1.9 L engine was used for the nanoparticle investigations. Fig. 1 shows the engine used in the measuring laboratory with the sampling points and the partial flow dilution tunnel.

### Test-Engine

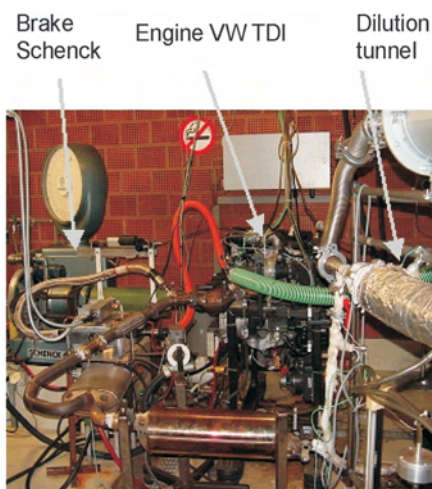
Manufacturer:	VW
Type:	AJM
Displacement:	1 896 cm <sup>3</sup>
Rated RPM:	4 000 rpm
Rated power:	85 kW
Model:	4 cylinder R
Compression ratio:	18 : 1
Oil capacity:	4.5 dm <sup>3</sup>
Combustion process:	direct injection
Injection system:	unit injectors
Supercharging:	Turbocharger with vario turbine
Emission control:	oxidation catalyst
Model year:	1999

### Fuel

Greenenergy ultra low sulphur (ULSD) Diesel fuel (S < 10 ppm) was used for all tests.

The following standard parameters according to SN EN 590, [10] were used for all tests:

Density (at 15°C):	0.820–0.835 g/ml
Viscosity (at 20°C):	2.0–4.5 mm <sup>2</sup> /s
Flame point:	min 60°C



zostały utrzymane następujące parametry paliwa:	
Gęstość (w 15°C):	0,820 – 0,835 g/ml
Lepkość (w 20°C):	2,0 – 4,5 mm <sup>2</sup> /s
Temp. zapłonu:	min 60°C
Temp. odparowania:	max –32°C
Temp. zatkania filtra:	max. –32°C
Koks:	(liczba Conradsona przy 10% pozostałości w teście): max. 0,05 g/100 g
Popiół:	0,003 g/100 g
Siarka:	max. 0,0010 g/100 g
Indeks cetanowy:	min. 52-54

### Aparatura pomiarowa

Schemat aparatury pomiarowej pokazano na rys. 2. Do pomiarów emisji składników toksycznych zastosowano następującą aparaturę pomiarową:

#### Składniki lotne:

- urządzenie pomiarowe firmy Horiba typu PIR-2000 do pomiaru CO<sub>2</sub>, CO, HC<sub>IR</sub>,
- analizator firmy Beckmann typu CLD model 955 do pomiaru NO, NO<sub>x</sub>,
- analizator firmy Ratfisch typu FID RS 5 do pomiaru HC<sub>FID</sub>

#### Pomiar cząstek stałych:

- Próbkowanie i rozcieńczanie: tunel częściowego rozcieńczania Matter-Eng. / METAS
- Metoda wagowa: temperatura filtra  $\leq 52$  °C, do-

kładność podziałki  $\pm 1$  mg, kondycjonowanie: 8. 24 h (20°C, wilgotność względna 50%).

#### Analiza liczby i rozmiarów cząstek:

Do pomiarów rozkładu wymiarów cząstek i określenia ich koncentracji jako głównego celu badań użyto następującej aparatury:

- SMPS – *Scanning Mobility Particle Sizer*, TSI (DMA TSI 3071, CPC TSI 3025 A),
- NanoMet – System składający się z: PAS – czujnika fotoelektrycznego aerosolu (Eco Chem PAS 2000), DC – czujnika *Diffusion Charging Sensor* (Matter Eng. LQ1-DC), MD19 regulowanego mini-rozcieńczacza (Matter Eng. MD19-2E).

Obecność nanocząstek określana była w ustalonych warunkach pracy silnika, każdorazowo przed i za katalizatorem utleniającym, przez włączenie urządzenia do poboru gorących próbek NanoMet.

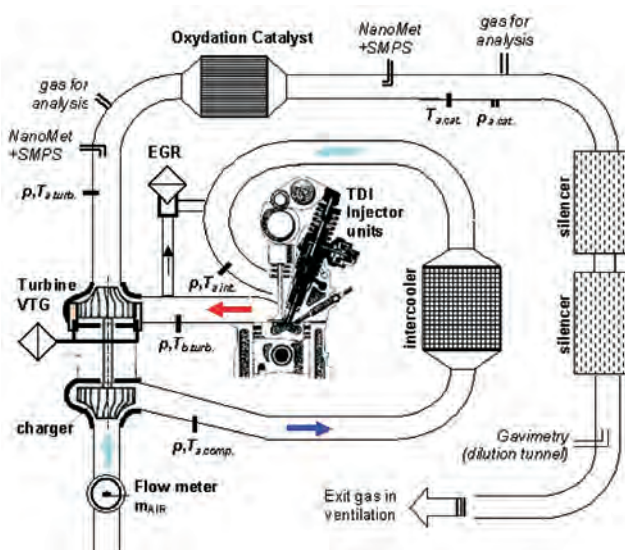
### Oznaczanie pierwiastków

Różnicowa analiza pierwiastków wykonana została w Laboratorium Analiz Nieorganicznych EMPA. Badany aerozol spalin zebrany na filtrze z włókna kwarcowego (Munktell and Pallflex) został poddany działaniu mieszaniny kwasów za pomocą urządzenia 1200 Mega – *High Performance Microwave Digestion Unit* (MSL GmbH). Wielokrotne pomiary prowadzone były na pobranych wycinkach filtra. Szczegółowy opis procedury mineralizacji można znaleźć w pracach [10], [12], [13]. Do przygotowania próbki i określenia warunków pomiaru wykorzystywano tylko kwasy o

Cloud point:	max –32°C
Filtering limit:	CFPP max. –32°C
Coke residue:	(Conradson at 10% test residue): max. 0.05 g/100 g
Ash:	0,003 g/100 g
Sulphur:	max. 0.0010 g/100 g
Cetane index (determined):	min. 52–54

### Measuring Equipment

The schematic of measuring set-up is shown in Figure 2. The following test equipment was used for the measurements



of exhaust gas emission:

#### Volatile components:

- Horiba exhaust gas measurement devices: Type PIR-2000 for CO<sub>2</sub>, CO, HC<sub>IR</sub>,
- Beckmann Analyzer CLD Model 955 for NO, NO<sub>x</sub>,
- Ratfisch FID RS 5 for HCFID.

#### Measurement of particulate mass emissions:

- Sampling and dilution: partial flow dilution tunnel Matter-Eng. / METAS,
- Gravimetry: Filter temperature:  $\leq 52$  °C, accuracy

of the scale  $\pm 1$  mg, conditioning: 8. 24 h (20°C, rel. humidity 50%).

#### Particle Counts & Size Analysis:

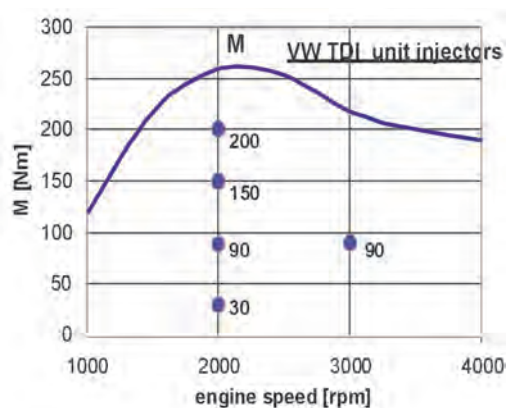
As one of the principal objectives of the investigations, the measurements of particle size distributions and count concentrations were performed using:

- SMPS – *Scanning Mobility Particle Sizer*, TSI (DMA TSI 3071, CPC TSI 3025 A),
- NanoMet – System consisting of: PAS – Photoelectric Aerosol, Sensor (Eco Chem PAS 2000), DC – Diffusion Charging Sensor (Matter Eng. LQ1-DC), MD19 tuneable mini-diluter (Matter Eng. MD19-2E).

The nanoparticles were determined at stationary engine

jakości super- i ultraczystej (firmy Merck) oraz wodę wysokiej czystości (18,2 MW cm), przygotowaną w systemie Milli-Q Gradient A10 (Millipore). Wzorce przygotowano na podstawie standardów jedno- i wielopierwiastkowych jakości ICP (Merck and Alfa Aesar). Spektrometry użyte do określania wytrawionych roztworów wodnych były spektrometrami masowymi kwadrupolowego sprzężenia indukcyjnego plazmy (q-ICP-MS) ELAN 6000 (Perkin Elmer/Sciex) oraz wycinka pola magnetycznego wysokiej rozdzielczości ICP-MS ELEMENT II (ThermoFinnigan) pracującymi w standardzie gorącej plazmy.

Oznaczanie pierwiastków w próbkach spalin silników wysokoprężnych wykonano spektrometrem o promieniowej indukcyjnej optycznej emisji plazmy (ICP-OES) VistaPro (Varian). Zawartość chloru i siarki wyznaczono bezpośrednio za pomocą spektrometru Philips PW-1400 do określania długości fali rozproszonej fluorescencji rentgenowskiej (WD-XRF).



## Procedury badawcze

Wszystkie oleje były badane w ustalonych warunkach pracy rozgrzanego silnika w 5 punktach pomiarowych, rys. 3.

Przed wymianą oleju, silnik bez filtra był płukany świeżym olejem. Następnie silnik pracował przez ok. 15 minut, po czym po zalaniu nowym olejem, instalowany był nowy filtr oleju.

W celu określenia rozkładu cząstek stałych wykonywano pomiary za pomocą SMPS i każdorazowo dokonywano trzykrotnego skanowania o całkowitym czasie trwania 450 s. Równocześnie rejestrowano sygnały zbierane przez urządzenie NanoMet.

W metodzie wagowej czas poboru próbki na filtrach zależał od punktu pracy silnika i zawierał się w granicach 10 do 40 minut, tak aby uzyskać co najmniej 1 mg badanej masy z filtra do dalszej analizy.

## Oleje i znacznik

### Oleje

Dane charakterystyczne olejów poddanych analizie zestawiono w tablicy 1.

operating conditions, each time before and after oxidation catalyst by switching the hot sampling device of Nano-Met.

## Elemental determinations

Differential elemental analysis was performed at EMPA Inorganic Analytical Laboratory. The emission aerosols sampled on quartz fibre filters (Munktell and Pallflex) were digested in acid mixtures using a 1200 Mega – High Performance Microwave Digestion Unit (MSL GmbH). Multiple determinations have been carried out on punched filter segments. A detailed description of the digestion procedure can be found in [10][12][13]. Only suprapure and ultrapure quality acids (Merck) and high-purity water (18.2 MW cm), prepared by a Milli-Q Gradient A10 System (Millipore) were used for sample and standard preparation. Standards were prepared from single and multi-element standards all in ICP-quality (Merck and Alfa Aesar). The spectrometers used for determinations of the aqueous digestion solutions were a quadrupole inductively coupled plasma mass spectrometer (q-ICP-MS) ELAN 6000 (Perkin Elmer/Sciex) and a high resolution magnetic sector field ICP-MS ELEMENT II (ThermoFinnigan) both operated under standard hot plasma conditions.

Elemental determinations in diesel samples have been performed with a radial inductively plasma optical emission spectrometer (ICP-OES) VistaPro (Varian). Chlorine and sulphur were directly determined using a Philips PW-1400 wavelength dispersive x-ray fluorescence spectrometer (WD-XRF).

## Procedures of Investigation

All oils were investigated at steady state warm operation condition of the engine, at 5 operating points, Fig. 3.

Before change to another oil type the new oil was used to purge the engine without oil filter. The engine was operated for approx. 15 min. With the second definitive new oil filling a new oil filter was applied.

For particle size distribution measurements using SMPS always 3 scans with a total duration of 450 s were performed. In the same time the NanoMet signals were registered.

The particle sampling time on filters for gravimetry depended on the engine operating point and varied between 10 and 40 min, with the scope to obtain at least 1 mg of particle mass per filter for further analysis.

## Oils and Tracing

### Oils

The characteristics of the investigated lubrication oils are summarized in Table 1.

Different packages of additives are used to enable the lubricants to fulfil the various requirements.

Only the synthetic oil C was additive-free and could be used in the engine only for some hours. The oil C is a research oil, which is not commercially available and consists of a mixture of paraffin hydrocarbons between C12 and C26.

Additives protect the oil (antioxidants, antifoam) as well as the engine (anticorrosive, anti-wear) and control the

Tab. 1. Właściwości badanych olejów smarnych  
 Table 1. Characteristics of the studied lubrication oils

Property	Unit	Oil A 5W30	Oil B 15W40	Oil C
Viscosity kin 40°C	[mm <sup>2</sup> /s]	70.57	108.9	94.92
Viscosity kin 100° C	[mm <sup>2</sup> /s]	11.6	14	13.45
Viscosity index	[-]	159	135	142
Density @ 15°C ou 20°C	[g/ml]	0.8617	0.885	0.8392
Total Base Number	[mg KOH/g]		11.1	0.55
Pourpoint	[°C]	-54	-27	-54
Sulphated ash	[%]	1.52		
Sulfur	[%]	0.42	0.73	0.0005
Mg	[%]	0.04	0.0422	
Zn	[%]	0.14	0.1572	
Ca	[%]	0.33	0.3655	
P	[%]	0.13	0.1433	
Mo	[%]		0.0116	

Property	Unit	Oil D 15W40	Oil E 15W40	Oil F 5W30
Viscosity kin 40°C	[mm <sup>2</sup> /s]	104.8	-	69.76
Viscosity kin 100° C	[mm <sup>2</sup> /s]	14.22	13.98	11.8
Viscosity index	[-]	139	-	166
Density @ 15°C ou 20°C	[g/ml]	-	-	-
Total Base Number	[mg KOH/g]	13.5	8.4	5
Sulphated ash	[%]	1.8	1.077	0.47
Sulfur	[%]	0.65	0.336	0.2
Mg	[%]	0.001	0.001	0.022
Zn	[%]	0.127	0.12	0.105
Ca	[%]	0.473	0.263	0.06
P	[%]	0.116	0.111	0.095

Użyto różnych zestawów dodatków uszlachetniających by spełnić różnorakie wymagania. Jedynie olej syntetyczny C był pozbawiony dodatków i mógł być używany w silniku tylko kilka godzin. Olej ten jest olejem badawczym, niedostępnym w handlu i stanowi mieszaninę węglowodorów parafinowych z zakresu między C12 a C26.

Dodatki chronią zarówno olej (antyutleniacze, dodatki przeciwpienne), jak i silnik (dodatki przeciwkorozyjne i przeciwzużyciowe) i zapewniają długi okres eksploatacji (detergenty, dyspergatory, wskaźnik lepkości itd).

Zestaw dodatków uszlachetniających stanowi główne źródło pierwiastków, które tworzą nieodwracalne popioły w filtrze cząstek stałych (DPF) składające się zasadniczo z siarczanów, fosforanów i tlenków Ca, Mg i Zn [14][15].

Zmniejszenie w oleju zawartości związków tworzących popioły bez pogorszenia jego charakterystyki i trwałości stanowi trudną do uzyskania równowagę pomiędzy przeciwstawnymi wymaganiami, co jest charakterystyczne dla technologii DPF.

### Badanie znacznika

Badanie znacznika wykonano w celu określenia, w jakim stopniu olej smarujący wpływa na tworzenie cząstek. Zastosowano dwa typy oleju, olej D 6500\* 15W40 oraz olej F 2000 5W30, o różnych liczbach zasadowych i różnej zawartości siarki (tab. 1). Najpierw wykonano testy z olejami oryginalnymi a następnie je powtórzono używając olejów uszlachetnionych.

Znacznik był dodawany do oleju w stosunku objętościowym 1:58. Zawierał on 1250 ppm ołowiu (Pb), 1250 ppm kadmu (Cd), 1250 ppm baru (Ba) oraz 1250 ppm antymonu (Sb). Wybrano dwa pierwiastki, które dążą do tworzenia związków łatwo odparowujących (Cd i Sb) oraz dwa pierwiastki, które nie wykazują takiej skłonności (Ba, Pb). Obecność tych pierwiastków w układzie (silnik, olej, paliwo) została dodatkowo wzięta pod uwagę.

### Wyniki

#### Katalizator

Rysunek 4 pokazuje charakterystyczne przebiegi zawar-

\*) użyte liczby pokazują zawartość siarki w oleju w ppm

long-life quality of the oil (detergent, dispersive, viscosity index, etc.).

The additive packages are a major source of elements, which generate the irreversible ashes in the DPF; ashes consisting mostly of sulphates, phosphates and oxides of Ca, Mg and Zn [14][15].

Lowering the ash content of the lubrication oil without deteriorating the oil characteristics and durability is a difficult balance between the contradictory exigencies, which is a challenge joined with DPF technology.

### Tracer Study

The tracer study was performed to investigate how much the generation of particles is influenced by the lubrication oil. Two oils, oil D 6500\* 15W40 and oil F 2000 5W30, with different TBN and different S-content (Tab. 1) were applied. First, the tests were performed with the original oils. Secondly the tests were repeated with the doped oils.

The tracer was dosed with the tracer:oil volume ratio of 1:58. The tracer contained 1250 ppm lead Pb, 1250 ppm cadmium Cd, 1250 ppm barium Ba and 1250 ppm antimony Sb. Two elements which tend to form volatile compounds (Cd and Sb) as well as two elements which are known to show no such tendency (Ba, Pb) were selected. Additionally the omni-presence of the elements in the system (engine, oil, fuel) was taken into account.

### Results

#### Catalyst

Figure 4 illustrates some typical plots of exhaust gas components at constant speed, 2000 rpm, with one of the investigated oils:

- CO is reduced due to the conversion in the oxidation catalyst.
- The reduction of NO<sub>x</sub> in the catalyst is only the artefact of the cold measurement, where the higher NO<sub>2</sub>-share after the catalyst is more absorbed in the condensation water provoking more NO<sub>x</sub>-losses; the hot measurement with a supplementary drying of the sampled probe can by a major part solve this problem. This was investigated at AFHB in connection with the VERT certification procedures of

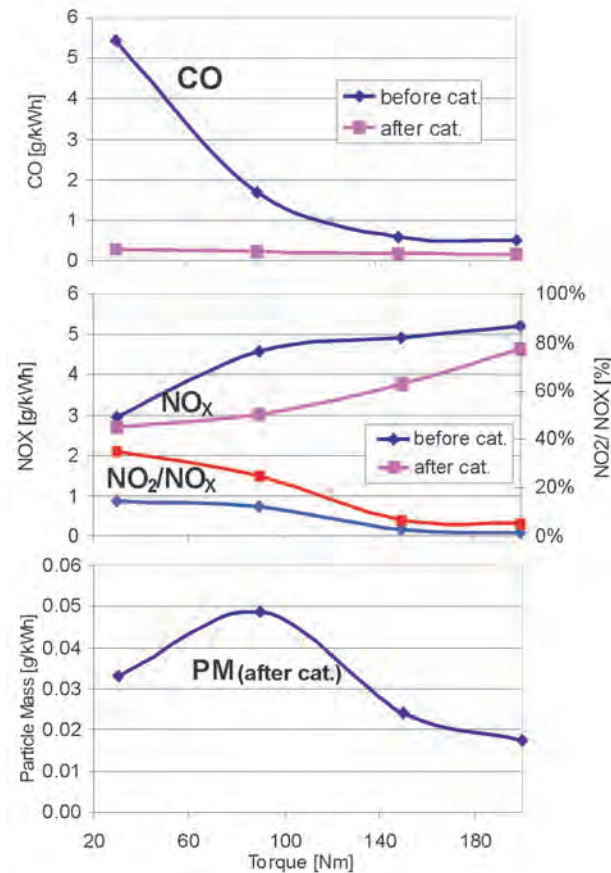
\*) the used numbers indicate ppm S in the oil

tości składników spalin przy stałej prędkości obrotowej 2000 obr/min, dla jednego z badanych olejów:

- W wyniku przemiany w katalizatorze utleniającym zmniejszyła się zawartość CO.
- Zmniejszenie zawartości NO<sub>x</sub> w katalizatorze jest jedynie wynikiem zimnego pomiaru, w którym większa część NO<sub>2</sub> za katalizatorem zostaje zaabsorbowana w kondensującej wodzie powodując większy ubytek NO<sub>x</sub>; gorący pomiar z dodatkowym odwodnieniem próbki może usunąć ten problem. Takie badania prowadzono w AFHB w związku z realizacją procedur certyfikujących VERT układów DPF [6], [16]. Przemiana NO/NO<sub>2</sub> w katalizatorze utleniającym była w ostatnich latach źródłem kontrowersji. Ta przemiana ma pierwszorzędne znaczenie dla funkcjonalności urządzeń typu CRT, SCR, czy DPNR, lecz może powodować zwiększoną emisję NO<sub>2</sub> i większe wydzielanie składników toksycznych.
- Zawartość cząstek stałych wzrasta przy małym obciążeniu, ze względu na większy stopień recyrkulacji spalin, który maksymalnie osiąga ok. 25% [17].

Katalizator wpływa również na emisję nanocząstek:

- Skaningowe widmo rozkładu rozmiarów cząstek SMPS pokazuje mniejsze koncentracje za katalizatorem w wyniku strat dyfuzji i częściowego utlenienia substancji inicjujących kondensację (SOF). Typowy, bardzo powtarzalny przykład pokazano na rys. 5.



DPF systems, [6] [16]. The NO/NO<sub>2</sub> conversion in the oxidation catalyst has been controversially focused in the last years. This conversion is of primary importance for the functionality of certain aftertreatment devices, like CRT, SCR, or DPNR, but can cause a higher NO<sub>2</sub>-emission and a higher toxic exposition.

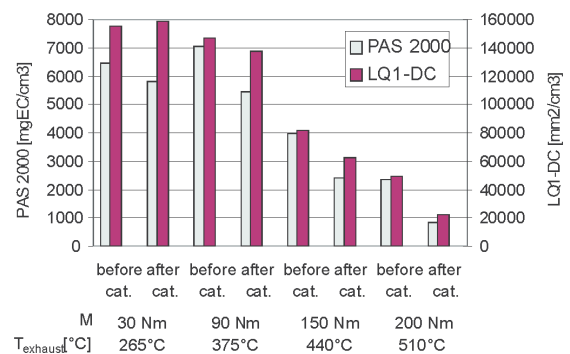
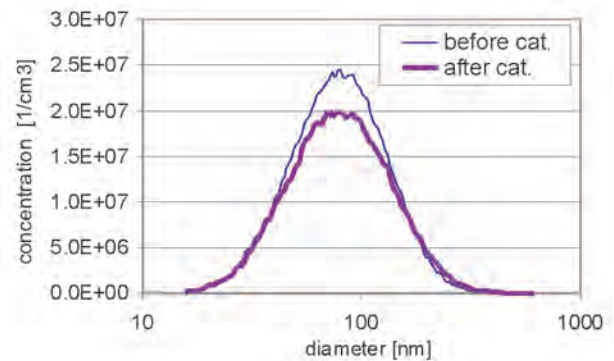
- PM increases at the lower load, because of the higher EGR-rate, which reaches in maximum approx. 25% [17].

The catalyst has also an effect on the nanoparticle emission:

- The SMPS particle size distribution spectra show after the catalyst lower count concentrations because of diffusion losses and partial oxidation of the precursor substances of condensates (SOF). A typical, very much repetitive example is given in Fig. 5.
- The NanoMet results, Fig. 6, show a reduction of nanoparticle emission in the catalyst.

The signals of PAS and DC in this figure are converted to the values responding to the undiluted volume concentrations in the exhaust gas.

PAS (photoelectric aerosol sensor) is sensitive to the surface of particulates and to the chemical properties of the surface. It indicates the solid particles.



– Wyniki uzyskane za pomocą NanoMetu, rys. 6, wskazują na zmniejszenie emisji nanocząstek w wyniku zastosowania katalizatora.

Sygnaly z PAS i DC pokazane na tym rysunku zostały przekształcone na wartości odpowiadające stężeniom objętościowym nierozcieńczonych spalin.

PAS (fotoelektryczny czujnik aerozolu) reaguje na powierzchnię cząstek i na chemiczne właściwości powierzchni. Rejestruje cząstki stałe.

DC (*diffusion charging sensor*) mierzy całkowitą powierzchnię cząstek niezależnie od ich właściwości chemicznych. Rejestruje cząstki i kondensaty.

Rys. 7 przedstawia szybkości redukcji liczby (SMPS 20 - 300 nm) i powierzchni (PAS/DC) nanocząsteczek w katalizatorze utleniającym dla różnych olejów smarujących i tego samego punktu pracy 3000 obr/min i  $M_{obr} = 90$  Nm.

Na tym i na kolejnych rysunkach oleje przedstawiono w kolejności rosnącej zawartości siarki (liczba ppm).

Średnia szybkość redukcji jest następująca: w przypadku SMPS & DC między 20 i 25 %, a w przypadku PAS ok. 35 %.

Jednym z najważniejszych mechanizmów jest zjawisko zatrzymywania-uwalniania cząstek w kanałach katalizatora spowodowane filtracją dyfuzyjną [18][19][20]. Część cząsteczek z zakresu rozmiarów nanometrycznych przywiera do ścianek, grupuje się i jest usuwana podobnie jak większe cząstki o wymiarach w zakresach mikrometrycznych. Zjawisko to pojawia się w różnym czasie i w różnych rejonach układu wydechowego silnika [21][22] [23].

Inny rodzaj oddziaływania na nanocząsteczki pochodzi od utleniania. Z jednej strony utlenianie SOF redukuje kondensaty węglowodorów, a z drugiej strony utlenianie  $SO_2$  może spowodować wzrost zawartości higroskopijnych kondensatów siarczkowych. Pierwsze ze zjawisk zdecydowanie dominuje w przedstawianych wynikach ze względu na użycie paliwa bezsiarkowego.

## Oleje smarujące

Rysunki 8 i 9 przedstawiają masową emisję cząstek i nanocząstek w różnych punktach pracy silnika smarowanego różnymi badanymi olejami. Oleje te uporządkowano zgodnie ze zmniejszaniem się zawartości siarki. Wszystkie mierzone parametry (SMPS, PAS, DC oraz PM) potwierdzają, że we wszystkich badanych warunkach pracy oleje o najmniejszej zawartości siarki powodują wzrost emisji cząstek stałych, co jest całkowicie niezgodne z oczekiwaniami.

Można na tej podstawie wyciągnąć wniosek, że kompozycja oleju i wprowadzenie dodatków uszlachetniających (z wyjątkiem oleju C) odgrywa istotną rolę w tworzeniu cząstek stałych.

W odniesieniu do rysunku 7 można zauważyć, że oleje powodujące większą emisję charakteryzują się większą szybkością redukcji. Oznacza to, że różnice w emisji cząstek stałych dla różnych olejów smarujących wynikają głównie z różnic w kondensatach (SOF).

Niewątpliwie zaobserwowane różnice w emisji są wyni-

DC (*diffusion charging sensor*) measures the total particle surface independent of the chemical properties. It indicates the solids and the condensates.

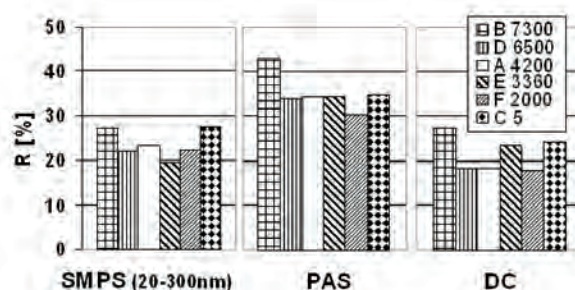
Figure 7 represents the reduction rates of nanoparticle counts (SMPS 20 - 300 nm) and surface (PAS/DC) in the oxidation catalyst with different lubrication oils at the same operating point 3000 rpm/90 Nm.

In this and in following figures the oils are listed in the sequence of increasing S-content (number ppm).

The reduction rates are in average: for SMPS & DC between 20 and 25% and for PAS approx. 35%.

One of the most important mechanisms is the store-release effect of the particles in the channels of the catalyst due to the diffusion filtration [18][19][20]. A part of the particles in the nanometer size range, adhere on the walls, agglomerates and can be released afterwards as bigger particles in micrometer range. These effects occur at different time in the different parts of the engine exhaust system [21] [22] [23].

Another influence on the nanoparticles originates from the oxidation. On one hand the oxidation of SOF reduces the HC-condensates on the other hand the oxidation of  $SO_2$  can increase the sulphate, hydrophilic condensates. The first



effect is evidently predominant in the here reported results due to the used sulphur-free fuel.

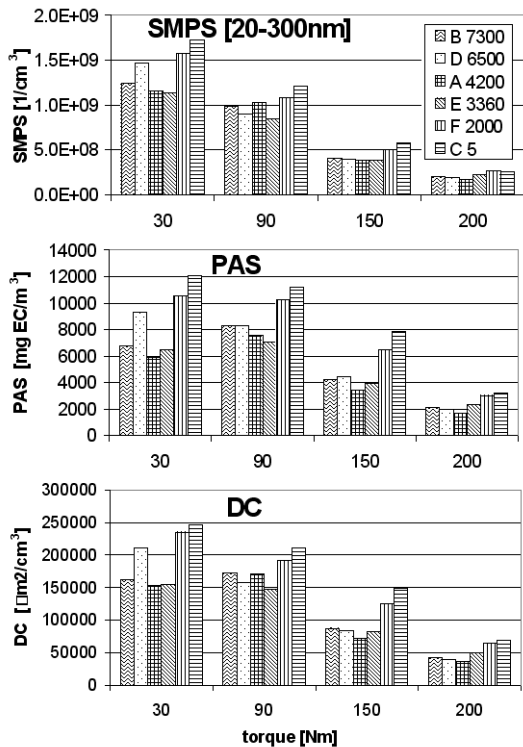
## Lubrication oils

Figures 8 and 9 represent the nano-particle and particle mass emissions at different operating points with the different investigated lubrication oils. The oils are sorted in order of decreasing oil sulphur content. All represented parameters (SMPS, PAS, DC and PM) confirm at all operating conditions that the oils with the lowest S-content increase particle emissions, which is completely opposite to expectations.

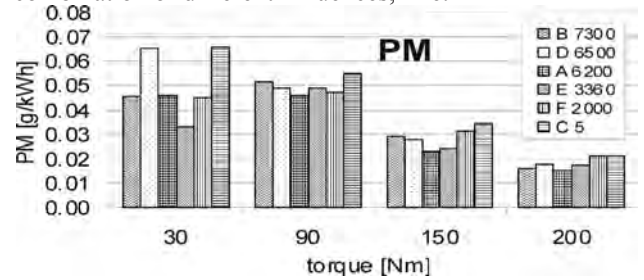
It can be concluded, that the oil composition and the additive packages (except oil C) play an important role in the particle formation.

Regarding back to Fig. 7, it can be remarked that tentatively oils with higher emission values have also higher reduction rates. This is an indication for the fact that the differences of particle emissions for the different lubrication oils are due mostly to the differences of condensates (SOF).

The observed emission differences are certainly an effect



of combination of different influences, like:



Rys. 9. Masowa emisja cząstek stałych dla różnych olejów smarujących i prędkości obrotowej  $n = 2000$  obr/min (za katalizatorem)

Fig. 9. Particle mass emissions with different lubrication oils at 2000 rpm (after catalyst)

kiem złożonego oddziaływania różnych czynników, jak:

- współpraca oleju smarującego z gładzią cylindrową i powierzchnią roboczą pierścieni tłokowych wynikająca z jego lepkości,
- wpływ oleju na przedmuchy i skład przedmuchiwanego gazów.
- zachowanie oleju na ścianie cylindra podczas spalania, odparowania oleju, adsorpcji i desorpcji paliwa.
- wpływ kompozycji oleju na skład cząstki stałej i na zjawisko kondensacji (szybkość wzrostu cząsteczki).

Konieczne są dalsze dokładne badania by wyjaśnić wszystkie te wpływy i ewentualne wtórne emisje. Dalsze badania są także potrzebne by potwierdzić związek pomiędzy emisją wywołaną różnymi olejami a warunkami pracy silnika oraz typu silnika. W przedstawionych tutaj wycinkowych pomiarach zauważone tendencje zostały potwierdzone poprzez pomiar odpowiednich parametrów (PM, SMPS, PAS, DC) oraz przez ich podobieństwo w różnych warunkach pracy.

Wyniki te potwierdzają większą emisję masową i większą liczbę cząstek na obciążeniach częściowych spowodowane zwiększonym stopniem recyrkulacji spalin (rys. 4).

### Wyniki badań z wykorzystaniem znacznika

Wyniki badań z wykorzystaniem znacznika miały na celu wyjaśnienie udziału oleju smarującego w tworzeniu cząstek stałych w spalinach. Zasadniczym celem była ocena udziału oleju w emisji cząstek stałych dla różnych warunków pracy silnika. Pierwsze przykładowe wyniki dla kadmu bez i ze znacznikiem przedstawiono na rysunku 10. Testy

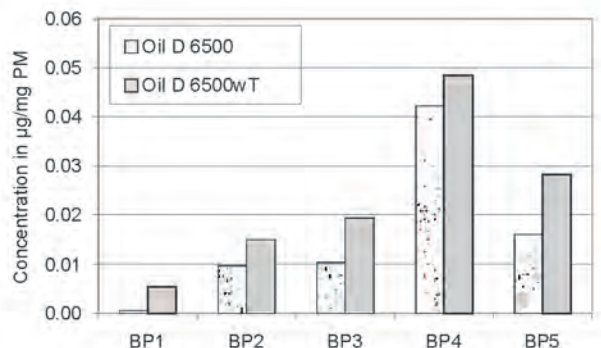
- Acting of the oil with the piston rings and cylinder wall due to its viscosity.
- Influence of the oil on blow-by flow and blow-by composition.
- Acting of the oil at the cylinder walls during the combustion, oil evaporation, adsorption and desorption of fuel.
- Influence of the oil composition on the particle composition and on the condensation effects (speed of droplets growth).

To clarify all those effects and the possible secondary emissions a considerable further investigations are necessary. Further investigations are also necessary to confirm the relationships of emissions of different oils at other operating conditions and on other engines. In the single measurements represented here the tendencies are confirmed by different parameters (PM, SMPS, PAS, DC) and by the similarity of these tendencies at all operating points.

These results confirm the higher particle mass and particle counts emissions of this engine, at part load operation, due to increased EGR (see Fig. 4).

### Results of Tracer Study

The results of the tracer study should enlighten the contribution of lubrication oil on the formation of particulate matter in exhaust emissions. A main goal is an assessment



z wykorzystaniem uszlachetnionego oleju we wszystkich punktach pomiarowych pokazują większą koncentrację niż dla oleju bez znacznika. Podobną tendencję zaobserwowano dla innych pierwiastków w znaczniku. Korelacja pomiędzy warunkami pracy a możliwą do określenia ilością znacznika w cząstkach stałych jest oczywista.

Olej smarujący ma znaczący wkład w emisję cząstek stałych, szczególnie na obciążeniach częściowych silnika.

Wyniki dalszych badań zostaną opublikowane później.

## Wnioski

Na podstawie przedstawionych wyników można wysnuć następujące wnioski:

- katalizator utleniający zmniejsza emisję nanocząstek w wyniku procesu osiadania i dyfuzji oraz utleniania SOF,
- zmniejszona zawartość siarki i mniejsza ilość znacznika w oleju niekoniecznie muszą zmniejszyć emisję cząstek stałych przez silnik,
- złożony wpływ jakości oleju na emisję cząstek stałych stanowi materiał do dalszych badań,
- wyniki badań z wykorzystaniem znacznika pokazują, że olej smarujący ma znaczny udział w tworzeniu cząstek stałych, szczególnie na obciążeniach częściowych silnika,
- zwiększony stopień recyrkulacji spalin (EGR) na obciążeniach częściowych wywołuje również większą masową emisję cząstek stałych oraz ich liczbę.

## Podziękowania

Autorzy pragną serdecznie podziękować Panu A. Mayerowi

Artykuł recenzowany

of the lubrication oil contribution for different operation conditions of the engine. First results exemplarily for cadmium with and without tracer are presented in Figure 10. The tests with doped oil showed higher concentrations than the oils without tracer for all operation points. A similar trend was observed for the other elements in the tracer. A correlation between operating condition and the determinable amount of tracer, in the particulate matter is obvious.

The lube oil has a considerable contribution to the PM, particularly at the part load operating conditions of the engine.

Further results will be published later.

## Conclusions

Following conclusions can be pointed out:

- The oxidation catalyst reduces the nanoparticle emissions due to the diffusion-deposition and oxidation of SOF.
- Reduced sulphur and lower additive content of the lubrication oil don't necessarily reduce the particle emission of the engine.
- The complex influences of oil quality on the particle emissions offer several open questions for further research.
- The results of oil tracing show, that the lube oil has a considerable contribution to the PM, particularly at the part load operating conditions of the engine.
- An increased EGR rate at the part load of this engine provokes also increased emissions of particle mass and counts.

## Acknowledgement

The authors gratefully acknowledge Mr. A. Mayer (TTM Technik Thermische Maschinen) and Dr. N. Heeb, (EMPA) for valuable discussions. We like to thank also A. Maccagnan (EMPA) for preparing the tracer mixtures.

## Skróty i oznaczenia/Abbreviations and Nomenclature

AFHB	Laboratorium Pomiarów Emisji Spalin Wyższej Szkoły Technicznej Biel CH (Lab. For Exhaust Gas Control, Univ. of Appl. Sciences, Biel-Bienne, Switzerland)/ <i>Abgasprüfstelle der Fachhochschule, Biel CH (Lab. For Exhaust Gas Control, Univ. of Appl. Sciences, Biel-Bienne, Switzerland)</i>	<i>Environment, Forests and Landscape (Swiss EPA, BUWAL)</i>
BUWAL	Krajowy Urząd ds Środowiska, Lasów i Krajobrazu/ <i>Bundesamt für Umwelt, Wald und Landschaft (Swiss EPA, FOEFL, SAEFL)</i>	HC węglowodory/Hydrocarbons
CO	tlenek węgla/ <i>carbon monoxide</i>	INSOF frakcja nierozpuszczalna/ <i>Insoluble Fraction</i>
CRT	ciągła regeneracja filtra spalin/ <i>continuously regenerating trap</i>	NanoMet <i>Thermodiluter + PAS + DC</i>
DC	czujnik dufuzyjny/ <i>Diffusion Charging sensor</i>	NOx tlenki azotu/ <i>Nitric oxides = NO + NO<sub>2</sub></i>
DPF	filtr cząstek stałych/ <i>Diesel Particle Filter</i>	PAS fotoelektryczny detektor aerozolu/ <i>Photoelectric Aerosol Sensor</i>
DPNR	katalizator NO <sub>x</sub> z filtrem cząstek stałych/ <i>Diesel Particle &amp; NO<sub>x</sub> Reduction</i>	PM cząstki stałe/ <i>Particulate Matter, Particle Mass</i>
EGR	recyrkulacja spalin/ <i>exhaust gas recirculation</i>	R szybkość redukcji/ <i>reduction rate R=Äx/xb.cat</i>
EMPA	Szwajcarskie laboratorium Badawcze/ <i>Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research</i>	SAEFL Szwajcarska Agencja Ochrony Środowiska/ <i>Swiss Agency for Environment, Forest and Landscape</i>
FOEFL	Federalne Biuro Ochrony Środowiska/ <i>Federal Office for</i>	SCR selektywna redukcja katalityczna/ <i>selective catalytic reduction</i>
		SMPS skaningowy rozkład wielkości cząstek/ <i>Scanning Mobility Particle Sizer</i>
		SOF frakcja organiczna/ <i>Soluble Organic Fraction</i>
		VERT <i>Verminderung der Emissionen von Realmaschinen im Tunnelbau (Swiss – Austrian – German project, DPF</i>

**Literatura/Bibliography**

- [1] Particulate traps for heavy duty vehicles. Environmental Documentation No. 130, Swiss Agency for Environment, Forests and Landscape (SAEFL), Bern 2000.
- [2] VERT, Final Report, 29.2.2000, available from SUVA (Swiss National Accident Insurance Organization) Lucerne, www.suva.ch.
- [3] Mayer A., Czerwinski J., Pétermann J.-L., Wyser M., Legerer F.: Reliability of DPF-Systems: Experience with 6000 Applications of the Swiss Retrofit Fleet. SAE Paper 2004-01-0076, TTM, AFHB, BUWAL, AKPF.
- [4] 7<sup>th</sup> ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, www.nanoparticles.ethz.ch.
- [5] Brun D.: Influences de la qualité de l'huile sur les émissions limitées et non limitées du moteur TDI. Travail de diplôme, Moteurs à combustion, Ecole d'Ingénieurs Biel-Bienne, Suisse.
- [6] VERT Filter List, tested and approved particle trap systems for retrofitting Diesel engines, www.umwelt-schweiz.ch.
- [7] Mayer A., Heeb N., Czerwinski J., Wyser M.: Secondary Emissions from Catalytic Active Particle Filter Systems. SAE Paper 2003-01-0291. TTM, EMPA, AFHB, BUWAL.
- [8] Mayer A., Czerwinski J.: VERT Particulate Trap Verification. IX. International Conference "R & D of Internal Combustion Engines". Vladimir, Russia, May 27-29, 2003 (ISBN 5-86953-048-2), p. 92 (SAE 2002-01-0435).
- [9] Mayer A., Ulrich A., Czerwinski J., Matter U., Wyser M.: Retention of Fuel Borne Catalyst Particles by Diesel Particle Filter Systems. SAE Paper 2003-01-0287, TTM, EMPA, AFHB, ETHZ, BUWAL.
- [10] Greenergy Diesel Fuel, <http://www.greenergy.ch>.
- [11] Ulrich A., Wichser A., Anal. Bioanal. Chem., (2003), Vol. 377, 71-81.
- [12] Ulrich A., Wichser A.: Metal analysis of diesel vehicle emissions. Proceedings of 6<sup>th</sup> ETH Conference on Nanoparticle Measurement, August 2002.
- [13] Ulrich A., Wichser A.: Determination of additive metals in fuel and emissions of diesel vehicles. Proceedings of 7<sup>th</sup> ETH Conference on Nanoparticle Measurement, August 2003.
- [14] Hilzendeger J., Rhunke A., Paehr G., Engler H.-J.: Anforderungsprofil an zukünftige Schmierstoffe für PkW-Dieselmotoren mit aktiver Abgasnachbehandlung (VW). VDI-Bericht Nr. 1803, S. 281, Konferenz, Wolfsburg Dez. 2003.
- [15] Omeis J., Harperscheid M., Schuylenburg V.: Motorenöle im Zielkonflikt zwischen motorischer Performance und geringer Kontamination von Abgasnachbehandlungssystemen. (Fuchs Europe GmbH.) FAD Konferenz, Dresden Nov. 2003.
- [16] Czerwinski J., Napoli S. et al.: Kalte und beheizte NO<sub>x</sub>-Messung. Nafion-Dryer, rbr-Gerät. Interne Berichte B085/a/b. Abgasprüfstelle FH Biel, AFHB, Nov. 2000 – Oct. 2003.
- [17] Scherrer D., Lüthi Th.: Untersuchungen am VW-TDI Motor. Projektarbeit Verbrennungsmotoren 2002, Abgasprüfstelle FH Biel, AFHB.
- [18] Czerwinski J.: Partikelemissionen verschiedener Verbrennungsmotoren. Forschungsergebnisse und offene Fragen. Vortragsreihe HDT e.V. Essen, München 4-5. Juni 2002.
- [19] Khalek J.-A., Kittelson D., Brear F.: The Influence of Dilution Conditions on Diesel Exhaust Particle Size Distribution Measurement. SAE Technical Paper 1999-01-1142, University of Minnesota, Perkins Engines Comp.
- [20] Lüders H., Krüger M., Stommel P., Lüers B.: The Role of Sampling Conditions in Particle Size Distribution Measurements. SAE Technical Paper 981374, FEV Motorentechnik.
- [21] Andrews G.E., Clarke A.J., Rojas N.Y., Gregory D., Sale T.: Particulate Mass Accumulation and Release in Practical Diesel Engine Exhaust Systems under Cold Start Conditions. SAE Technical Paper 2000-01-0508, University of Leeds, Ford Research.
- [22] Andrews G.E., Clarke A.J., Rojas N.Y., Gregory D., Sale T.: Diesel Particle Size Distribution Changes at the Exhaust Pipe Outlet During Cold Start in a Passenger Car IDI Diesel with a Practical Exhaust System in Place. SAE Technical Paper 2000-01-0511, University of Leeds, Ford Research.
- [23] Andrews G.E., Clarke A.J., Rojas N.Y., Gregory D., Sale T.: Diesel Particle Size Distribution Changes Along a Practical Exhaust System During Cold Start in Passenger Car IDI Diesel. SAE Technical Paper 2000-01-0514, University of Leeds, Ford Research.



Francisco V. TINAUT\*  
Andrés MELGAR  
Yolanda BRICENO  
Alfonso HORRILLO

## Wyniki zastosowania paliw pochodzenia roślinnego do zasilania pojazdów z silnikami o zapłonie samoczynnym

Alternatywne paliwa odnawialne zyskują obecnie coraz większe znaczenie ze względu na wzrost cen ropy naftowej, ochronę środowiska (emisja gazów cieplarnianych i zanieczyszczeń), a w niektórych regionach także z uwagi na pomoc w utrzymaniu produkcji rolniczej (pierwotnie zorientowanej na produkcję żywności). Przedstawiane opracowanie zawiera wyniki badań uzyskane przez autorów w zakresie właściwości i parametrów eksploatacyjnych estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju słonecznikowego. Wykonane badania obejmowały: pomiary na hamowni silnikowej, pomiary na hamowni podwoziowej w teście europejskim UDC+EUDC, a także badania długotrwałe samochodów osobowych oraz autobusów miejskich komunikacji publicznej. Wyniki badań wykazały korzystne skutki zastosowania pochodnych oleju słonecznikowego w zakresie emisji szkodliwych składników spalin, przy jednoczesnym niewielkim pogorszeniu takich wskaźników jak moc i zużycie paliwa. Mieszanki estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju słonecznikowego i oleju napędowego, w szczególności te zawierające mniej niż 20% estrów posiadają odpowiednie właściwości do zastosowania ich jako paliwa w silnikach o zapłonie samoczynnym, bez potrzeby ich modyfikacji.

Badania na stanowisku hamownianym potwierdzają ogólne tendencje i wyniki innych badań. Ze względu na niższą wartość opałową estrów metylowych występuje obniżenie maksymalnej mocy i momentu obrotowego silnika z jednoczesnym wzrostem zużycia paliwa (do 16% dla czystych estrów metylowych). Emisja CO i HC była zmniejszona dla czystych estrów metylowych i paliw z ich dużą zawartością, podczas gdy przy niewielkim ich udziale obserwowano niewielki wzrost emisji przy małej prędkości obrotowej silnika. Wraz ze wzrostem zawartości estrów metylowych w paliwie emisja NO<sub>x</sub> wykazała bardzo nieznaczny wzrost.

Podobne tendencje stwierdzono w badaniach dwóch samochodów osobowych w teście europejskim. Badania długotrwałe samochodu osobowego dla przebiegu 80000 km przeprowadzono dla paliwa zawierającego 10% estrów metylowych oleju rzepakowego. Nie stwierdzono żadnych problemów z olejem smarującym, otwieraniem się iglic wtryskiwaczy, zużyciem paliwa i filtrami paliwa. Wszystkie wyniki były zgodne z wynikami badań tego samego pojazdu napędzanego czystym olejem napędowym. Ogólnie można stwierdzić, że na obecnym poziomie technicznym nie ma większych przeszkód ograniczających rozwój estrów metylowych jako biopaliwa stosowane do silników o zapłonie samoczynnym.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe o ZS, paliwa alternatywne, estry metylowe, emisja, wskaźniki pracy

## Performance of vegetable derived fuels in diesel engine vehicles

Alternative renewable fuels are more and more important due to increasing of oil prices, environmental concern (greenhouse and other pollutant gases) and, in some regions, their potential to help to conserve agricultural activity (previously aimed to food destination). For the case of vegetable oils several possibilities can be considered, such as mixtures of diesel fuel with both raw oil and oil-derived methyl-esters, where mixture proportions range between zero (pure diesel fuel) and 100% (pure alternative fuel). A third possibility is the use of mixtures of bio-ethanol (obtained from sugar or starch crops) and diesel fuel (e-diesel). Detailed results are presented relative to sunflower methyl-ester performance in engines (test bench), car vehicles (European test cycle) and endurance road tests for car vehicles and urban buses. These results show a favourable trend in the use of sunflower oil derived fuels in terms of emissions, with minor deterioration of power and fuel consumption. The trend is even more favourable if other aspects are considered such as positive energy balance of methyl-esters, relative simplicity of the transformation process, compatibility with the present diesel engine and car technology, possibility to deliver the alternative fuel through established automotive fuels distribution networks, etc. The main results of the presented tests can be summarised as follows:

The mixtures of sunflower oil methyl diesel and diesel fuel, and especially those with less than 20% of ester, present perfectly valid properties and characteristics for their use in diesel engines without the need of modification. The current specification for Diesel fuel, EN 590, allows the presence of up to 5% of methyl ester, while, according to the authors results, this amount could be increased without consequences up to 20%.

The results in engine test rigs confirm the general trends or other results. There is a reduction of full load power and torque, due to a lower heating value methyl esters, in accordance with an increase in fuel consumption (up to 16% for pure methyl ester). CO and HC are reduced for pure methyl ester and high contents of this, in spite of the fact that a moderate increase was observed for small contents of methyl ester at low engine rpm. NO<sub>x</sub> emissions show a very weak trend to increase as methyl ester content increases.

The results obtained in two passenger cars running a European Driving Cycle presented the same trends.

The endurance test covered 80,000 km in a passenger car with a fuel containing 10% of sunflower methyl ester. No problem was detected in lubricant, injection valve choking, fuel consumption and fuel filters. All the results were in accordance with it is expected for the same car running with pure diesel fuel.

Key words: methyl-esters, alternative fuels, diesel engines, engine performance, emissions

## Wprowadzenie

Zastąpienie paliw kopalnych biopaliwami w sektorze transportowym oferuje wiele istotnych korzyści: stanowią one źródło alternatywnej energii, a pochodząc ze źródeł odnawialnych sprzyjają ochronie środowiska oraz generują miejsca pracy i przychody, zwłaszcza w sektorze rolniczym.

Pod względem przeznaczenia do danego rodzaju silnika biopaliwa można sklasyfikować jako: bio-alkohol i jego pochodne w postaci eterów do silników o zapłonie iskrowym (ZI) oraz oleje roślinne i ich pochodne w postaci estrów do silników o zapłonie samoczynnym (ZS). Największy rozwój biopaliw w Europie w ostatnich latach dotyczył tych, które są najbardziej podobne pod względem właściwości do swoich konwencjonalnych odpowiedników. Są to: komponent benzyn – eter etylotertbutylowy (ETBE), zamiennik eteru metylotertbutylowego (MTBE) oraz estry metylole kwasów tłuszczowych olejów roślinnych (tzw. biodiesel), samodzielnie lub w mieszaninach z olejem napędowym (ON) w dowolnych proporcjach. Niekiedy wymieniane są również estry etylowe, w skład których wchodzi więcej składników odnawialnych niż w przypadku estrów metylole. W celu promocji stosowania biopaliw Parlament i Rada Europy przyjęły Dyrektywę Europejską 2003/30/EC. Dotyczy ona wymienionych wcześniej biopaliw oraz kilku innych. Zaskakuje jednak, że dyrektywa nie wspomina o estrach etylowych, a pod pojęciem „biodiesel” rozumiane jest tylko paliwo zawierające estry metylole kwasów tłuszczowych. Paliwo to skrótowo nazywane jest FAME (*Fatty Acid Methyl Esters*).

Estry metylole FAME są otrzymywane z olejów roślinnych lub z tłuszczu zwierzęcych w reakcji trójglicerydów z metanolem podczas procesu zwanego transestryfikacją. Zastosowanie FAME do zasilania silników ZS rozwiązuje większość problemów, które występują przy zastosowaniu jako paliwa bezpośrednio olejów roślinnych, a które wynikają z takich parametrów paliwa jak: lepkość, temperatura końca destylacji, liczba cetanowa, temperatura zablokowania zimnego filtra. Ponadto FAME charakteryzują się korzystniejszym bilansem energetycznym niż alkohole i ich pochodne – etery.

W wielu krajach UE prowadzone są badania silników i pojazdów zasilanych czystymi FAME (100%) lub różnymi mieszaninami FAME z konwencjonalnym ON. Celem badań jest sprawdzenie funkcjonowania silnika zasilanego FAME oraz porównanie korzyści występujących przy zasilaniu FAME i ON. Większość dostępnych w literaturze wyników odnosi się do estrów metylole kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego lub sojowego [3]. Rozrzut ważniejszych wyników badań uzyskanych w różnych testach wykonanych w Austrii, Francji i Hiszpanii przedstawiono w tabeli 1 [4-7]. Tabela ta przedstawia średnią różnicę emisji (w %) dla porównawczego zasilania

## Introduction

The substitution of fossil fuels by biofuels in the transportation sector presents a series of important advantages, such as that they are a source of alternative energy, their renewable origin favours the conservation of the environment and finally they can generate employment and wealth, especially in the agricultural sector.

In function of the engine type biofuels can be classified in: Bio-alcohols and their derived ethers for use in gasoline-type engines, and vegetable oils and their derived esters for diesel engines. In Europe the biofuels that have had a bigger development in the last years have been those whose characteristics are more similar to those of the fuel that they substitute. These are Ethyl-Tertio-Butyl Ether (ETBE) as a substitute of Methyl-Tertio-Butyl Ether (MTBE) for the formulation of unleaded gasoline and the methyl esters of vegetable oils (biodiesel) alone or blended with diesel fuel in any proportion. Sometimes ethyl esters are mentioned since their renewable content is higher than that of methyl ester. The European Directive 2003/30/EC of the European Parliament and the Council is aimed to the promotion of use of biofuels and other renewable fuels for transport, covering the biofuels cited here and some other [1]. However, surprisingly ethyl esters are not included in the enumeration, since *biodiesel* is considered only to be constituted by methyl esters. An alternative name is FAME (fatty acid methyl esters).

Methyl esters are obtained from vegetable oils, or also from animal fats, by means of the reaction of the oils (triglycerides) with methanol in a process called transesterification. The use of the biodiesel (methyl esters) in diesel engines allows solving most part of the problems that originate with the raw vegetable oils as the viscosity, the final temperature of distillation, the Cetane Number and the POCF. In addition, oil esters have a better performance from the point of view of energy balance than the bioalcohols and their derived ethers which makes them more attractive [2].

In many countries of the European Union engine and vehicle tests have been carried out, using pure (100%) biodiesel or different mixtures with conventional diesel fuel. The purpose has been verifying the operation, in the diesel engines, of the methyl esters and comparing the benefits of these with those of the pure diesel fuel. Most of the avail-

	CO		HC		NO <sub>x</sub>		Particles	
Difference relative to diesel fuel	dif. (%)		dif. (%)		dif. (%)		dif. (%)	
Mean value of all tests	-12%		-24%		+7%		-36%	
Minimum/Maximum value	-35%	+16%	-46%	-4%	-16%	+20%	-55%	+5%

silnika 100% FAME i 100% ON. Przedstawiono również maksymalną i minimalną wartość różnicy występującej w analizowanych wynikach badań.

Znaczny rozrzut publikowanych wyników badań oraz ich niewielka ilość w odniesieniu do estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju słonecznikowego (EMKTOS) skłoniła autorów do podjęcia dokładnych badań właściwości tego paliwa. W Hiszpanii badania są prowadzone w odniesieniu do EMKTOS głównie dlatego, że z powodu właściwości klimatycznych i położenia geograficznego, uprawia się tu duże ilości słoneczników, a także występuje duża konsumpcja oleju słonecznikowego. W pracy przedstawiono wyniki prac autorów podzielone na cztery części: właściwości biopaliw jako paliw do silników ZS, badania na hamowni silnikowej, badania emisji szkodliwych składników spalin w teście UDC+EUUDC oraz badania długotrwałe samochodów osobowych i miejskich autobusów.

### Właściwości biopaliw jako paliw do silników o ZS

Zestawienie podstawowych właściwości paliw silnikowych: ON, oleju roślinnego (OR) oraz jego pochodnych – FAME przedstawiono w tabeli 2. Problemy, które występują przy bezpośrednim zastosowaniu OR w konwencjonalnych silnikach ZS wynikają przede wszystkim z dużej lepkości olejów (około 10 razy większa niż ON). Duża lepkość OR może powodować nieprawidłowości w pracy układu wtryskowego. Ma także – razem z wysoką temperaturą końca destylacji oleju – bardzo negatywny wpływ na proces rozpylenia paliwa wewnątrz komory spalania oraz tworzenia mieszanki palnej. Mieszanka paliwowo-powietrzna jest trudniej formowalna i znaczna część paliwa ulega rozkładowi jeszcze przed osiągnięciem temperatury wrzenia. W rezultacie tworzą się osady węglowe na rozpylaczach, w komorze spalania, na zaworach, tłoku itd. Prowadzi to do pogorszenia pracy silnika, a nawet jego uszkodzenia.

Innym problemem, który występuje w przypadku stosowania OR jest mała wartość liczby cetanowej. Wartość ta jest wystarczająca dla silników dużej mocy, natomiast jest zbyt niska dla wysokoobrotowych silników samochodowych. Ko-

able results in the scientific literature on the performance in diesel engines corresponds to methyl esters of rapeseed oil or soybean oil [3]. An important dispersion of the main results of the experiences is reported in different tests carried out in France, Austria and Spain ([4]-[7], as shown in Table 1. The Table shows the average of the difference of emissions (in %) when rapeseed oil methyl ester is used at a 100% as compared to the reference of the use of diesel fuel also at 100%. The minimum and maximum values of the difference of all available data are also included.

The strong dispersion of the published results and the fact that these are very scarce for sunflower oil methyl esters compelled the authors to carry out specific test to characterise this type of biodiesel. In Spain the studies are aimed towards sunflower oil methyl esters, mainly because, for climatic factors and geographical location, sunflower has a high production and there is also a high consumption of this type of oil for food. The paper presents the results of the authors work in four parts: Properties of biofuels as diesel engine fuels, performance in engine test rig, emissions in European Driving Cycle, and endurance tests in both passenger cars and urban buses.

### Properties of biofuels as fuels for diesel engines

A summary of the main general characteristic properties as engine fuels of diesel fuel, vegetable oils and their derived methyl esters are presented in Table 2. The problems that presents the straight use of vegetable oils in conventional diesel engines come derived fundamentally from their viscosity (10 times higher than that of diesel fuels). The high viscosity of vegetable oils may cause problems in the injection system. This high viscosity, combined with an also high final boiling temperature of vegetable oils, presents a very negative influence on the mixture formation process and pulverisation of the liquid drops inside the combustion chamber. This makes that the air-fuel mixture is formed with more difficulties and most of the fuel breaks down before reaching the distillation temperature, as consequence they originate carbonaceous deposits in the injectors, combustion camera, piston, valves, etc. that may deteriorate the engine and difficult its operation.

Another problem that presents the use of vegetable oils in the combustion engines is their low value of the cetane number. This value could be acceptable in large diesel engines, but it is not in fast automotive engines. Finally, some vegetable oils have a point of obstruction of cold filter (POCF) high, which inhibits their use for ambient temperatures lower than +10°C.

The use of the methyl esters (biodiesel) in diesel engines allows solving a great part of the problems that originate with vegetable oils. Thus they present a viscosity smaller than that of the source vegetable oil and next to that of the diesel fuels, which implies some similar characteristics of the fuel spray in the process of mixture formation inside the combustion

	Diesel fuel	Vegetable oil	Oil Methyl-Esters
Density at 20°C [kg/m <sup>3</sup> ]	840	910/930	870/890
Viscosity at 40°C [Cst]	3/4,5	25/35	3,5/4,5
LHV[MJ/kg]	43	35/38	36/39
LHV [MJ/dm <sup>3</sup> ]	36	32/35	32/34
Cetane number	48/51	30/40	49/54
Point of obstruction of cold filter POCF [°C]	-20	10/20	0/-15
Carbonaceous residue [%]	0,1	-	0,25/0,42
Inflammation point [°C]	65	-	120/170
Sulphur [% weights]	0,05	0	0

lejnym problemem jest wysoka temperatura zablokowania zimnego filtra niektórych OR, ograniczająca ich stosowanie do temperatury powyżej +10°C.

Zastosowanie FAME jako paliwa rozwiązuje większość problemów, które występują podczas stosowania OR w czystej postaci. FAME charakteryzują się znacznie niższą lepkością niż OR; jest ona zbliżona do lepkości ON. W związku z tym charakterystyka rozpylenia FAME w komorze spalania jest bardzo podobna do charakterystyki rozpylenia ON. Ponadto temperatura końca destylacji FAME jest niższa niż OR, przez co wyższa jest szybkość parowania i dzięki temu rozkład FAME w komorze spalania jest mniejszy lub w ogóle nie następuje. Liczba cetanowa FAME jest podobna jak ON lub wyższa. Temperatura zablokowania zimnego filtra (POCF) jest wyraźnie niższa niż dla OR, co pozwala na stosowanie tego paliwa w niskich temperaturach.

Dokładniejsze zestawienie ważniejszych właściwości mieszanin EMKTOS i ON w różnych proporcjach przedstawiono w tabeli 3. Badania każdej z właściwości zostały wykonane w celu otrzymania kompletnej charakterystyki różnych mieszanin EMKTOS i ON w porównaniu do czystego ON. Analiza danych w tabeli 3 upoważnia do stwierdzenia, że EMKTOS wykazują duże podobieństwo pod względem właściwości do ON. Wszystkie właściwości EMKTOS mieszczą się w zakresie limitów parametrów ustalonych dla ON. Wyjątkiem są jedynie: gęstość i temperatura zablokowania zimnego filtra dla mieszanin, które zawierają

chamber of the engine. Also, the final temperature of distillation is lower. This increases the evaporation rate, and in this way the decomposition of the esters inside the combustion chamber is smaller, or practically null. Cetane Number is the order of those of the diesel fuel and even higher. The POCF is lower than that of vegetable oils, which allows its use to lower temperatures than those.

A more detailed compendium of relevant properties of mixtures of sunflower oil methyl ester and diesel fuel with different proportions of ester is in Table 3 [8]. Tests for each property were carried out in order to have a complete characterisation of different blends of sunflower oil methyl ester compared to a reference non-additivated diesel fuel.

A detailed observation of the Table allows appreciating the great similarity that exists with the diesel fuel. All the properties of the mixtures are inside the limits established for the diesel fuel, except in the case of the density and the POCF for mixtures higher to 20% of methyl ester and the carbonaceous residue of the pure ester (100%) – conditions marked in red and underlined in the Table 3.

It should be noted that the present European specification of diesel fuel, EN 590, allows a 5% of fatty acid methyl esters. For higher biodiesel contents the reference specification is EN 14214:2003.

### Performance of sunflower methyl esters in engine test rig

Property	ASTM Std.	Units	Min.	Max.	0% (ref.)	5% bio.	10% bio.	20% bio.	50% bio.	100% bio.
Density	D-4052	kg/l	0.825	0.860	0.8486	0.8504	0.8521	0.8557	<u>0.8667</u>	<u>0.8854</u>
Viscosity	D-445	mm <sup>2</sup> /s	2	4.5	3.004	3.050	3.098	3.199	3.544	4.133
HHV	D-240	MJ/kg	43.96	-	45.44	45.18	44.84	44.13	42.51	39.79
LHV	D-240	MJ/kg	-	-	42.74	42.52	42.20	41.49	39.97	37.39
Cetane Number	D-613	-	49	-	49.6	-	50.3	-	53.0	53.9
Inflammation Point	D-93	°C	55	-	69.5	69.5	70.5	71.5	81.5	169
Ramsbotton Carbon	D-524	% of 10%	-	0.2	0.07	0.08	0.12	0.12	0.18	<u>0.35</u>
65%Distilled	D-86	°C	250	-	302	306	312	321	334	340
85%Distilled	D-86	°C	-	350	336	338	339	341	342	344
Final Distillation Point	D-86	°C	-	380	376	375	372	369	359	348
Sulphur	D-4294	% weight	-	0.2	0.19	0.18	0.16	0.16	0.10	0.04
Cloud Point	D-2500	°C	-	-1	-1	-1	0	0	1	3
POCF	IP-309	°C	-	-10/0	-17	-15	-16	-15	<u>-9</u>	<u>-2</u>
Cu Corrosion	D-130	-	-	1B	1A	1A	1A	1A	1A	1B
Sediments and water	D-2709	% vol.	-	0.1	<0.005	<0.005	<0.005	<0.005	<0.005	<0.005
Ash contents	D-482	% weight	-	0.01	0.002	<0.001	<0.001	0.002	<0.001	<0.001
Acidity Index	D-664	mg KOH/g	-	0.2	<0.05	<0.05	<0.05	<0.05	0.063	0.088
Water tolerance	D-1094	%	-	-	0	0.5	1	1.5	1.5	2.5

powyżej 20% EMKTOS oraz pozostałość po koksowaniu dla 100% EMKTOS – wartości te wyróżniono podkreśleniem w tabeli 3.

Należy zauważyć, że aktualna specyfikacja europejska – norma EN 590 dopuszcza do 5% zawartości FAME w ON. Dla większych zawartości FAME odpowiednia jest specyfikacja określona w Normie Europejskiej EN 14214:2003.

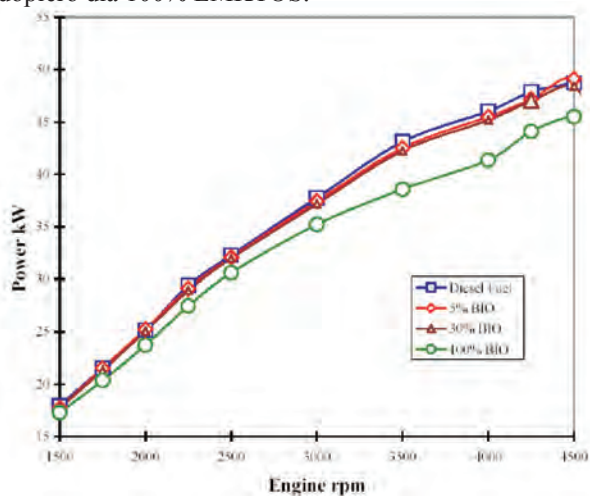
### Badania estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju słonecznikowego na hamowni silnikowej

Właściwości EMKTOS były badane w silniku ZS o wtrysku pośrednim IDI, niedoładowanym, typu PSA XUD9 o pojemności skokowej 1,9 dm<sup>3</sup>. Wybór takiego silnika do badań był związany z tym, że jest to silnik wzorcowy przewidziany do określania skłonności paliwa do zanieczyszczenia rozpylaczy. Badano kilka wariantów mieszanin EMKTOS i ON zawierających od 0, 5, 30 i 100% EMKTOS. Mierzono następujące parametry pracy silnika: moc, zużycia paliwa oraz emisję: CO, HC NO<sub>x</sub> i CO<sub>2</sub>. Pomiary wykonywane były w warunkach pełnego obciążenia (pełne wysunięcie listwy pompy wtryskowej) oraz przy 50% obciążenia maksymalnego.

Pomiary prowadzone były przy stałej prędkości obrotowej silnika oraz przy stałych pozostałych parametrach silnika, takich jak: temperatura cieczy chłodzącej na wlocie i wylocie, temperatura oleju silnikowego, temperatura powietrza dolotowego, temperatura paliwa, temperatura spalin, ciśnienie cieczy chłodzącej i oleju, przeciwcisnienie w układzie wylotowym oraz ciśnienie atmosferyczne.

Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach 1-6.

Główne spostrzeżenia z analizy otrzymanych wyników są następujące: moc i moment rozwijane przez silnik są w niewielkim stopniu zmniejszone dla paliw zawierających EMKTOS, przy czym istotne zmniejszenie o 7% następuje dopiero dla 100% EMKTOS.



The performance of sunflower oil methyl ester has been studied in an indirect injection diesel engine (PSA XUD9, 1.9 l of cylinder capacity and naturally aspirated). The choice of this engine is due to the fact that it is the engine prescribed for the injection valve choking tests (CEC PF 023). Several combinations of diesel fuel with 0% (reference) and 5%, 30% and 100% methyl ester mixtures were tested, and the values of engine power, fuel consumption and emissions (CO, unburned hydrocarbons, NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub>) in each case are analysed. All the tests were carried out with a load rate of 100% (injection pump lever at its maximum position) and also at a 50% of maximum load.

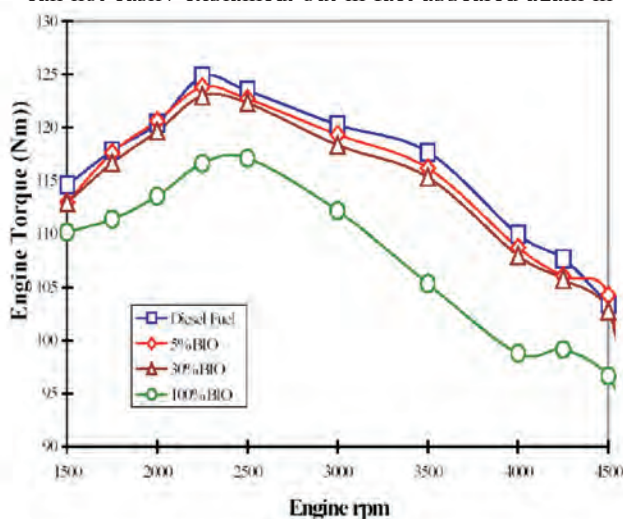
The tests were carried out with stabilised engine rpm as well as the rest of operating conditions, such as coolant temperature at the input and output, lubricant temperature, intake air temperature, fuel temperature, exhaust gases temperature, coolant and lubricant pressure, exhaust back pressure and atmospheric pressure.

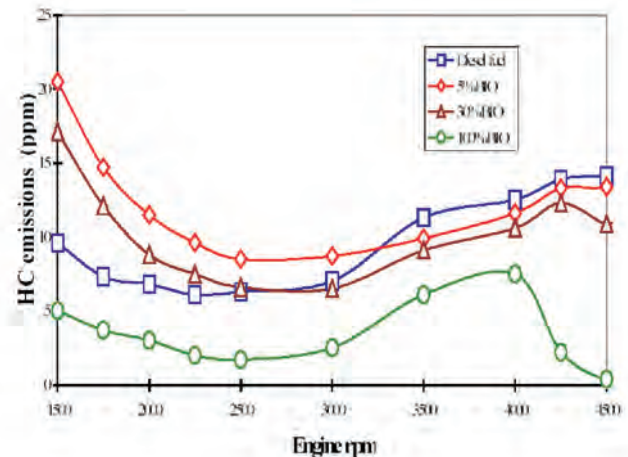
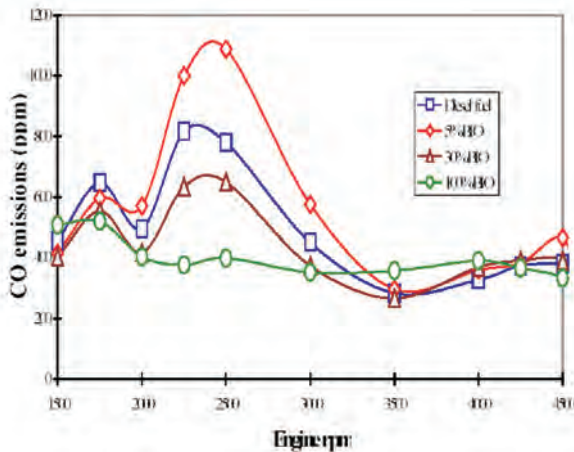
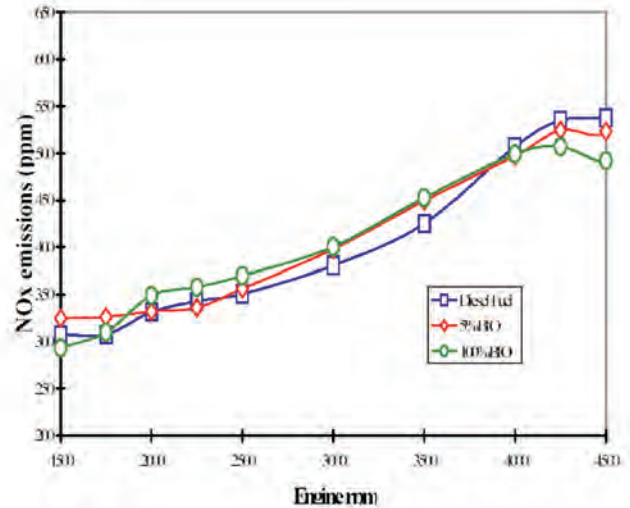
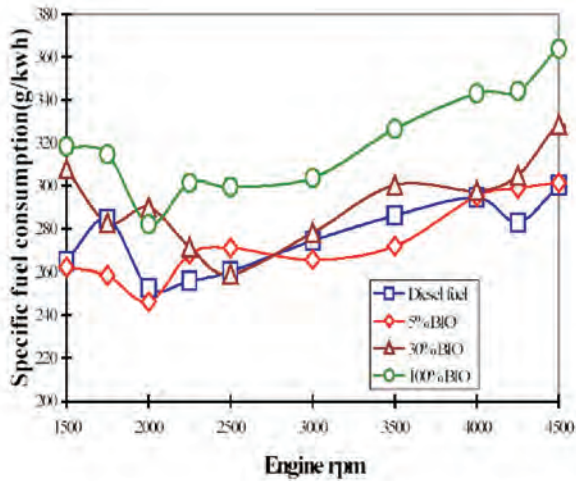
The results of these tests are presented in the Figures 1 at 6.

The general comments that can be stated from the analysis of the presented results are: The power and torque provided by the engine have a slight decrease as compared with the values corresponding to diesel fuel for the mixtures with 5% and 30% of methyl ester. The decrease becomes important (of the order of 7%) for the pure methyl ester (100%).

The averaged value of specific consumption is very similar to that of the diesel fuel in the mixture of 5%, while it is increased in the cases of 30% (+6%) and 100% (+16%). This is consequence first of all of the smaller heating value on a per mass basis of methyl esters as compared to diesel fuel (– 8.7% for pure methyl ester), although other effects accumulate with this primary cause.

The emissions of CO are increased with the mixture of 5% while they decrease with those of 30% and 100% (20% decrease in this limit case). This anomalous behaviour can not easily explained. but in fact appeared again in the





Średnie jednostkowe zużycie paliwa jest bardzo podobne dla czystego ON i mieszanki zawierającej 5% EMKTOS, różnie natomiast dla mieszanki zawierającej 30% EMKTOS (o 6%), a dla czystych EMKTOS jest większe już o 16%. Wynika to przede wszystkim z niższej o około 8,7% wartości opałowej (MJ/kg) EMKTOS w porównaniu do ON.

Emisja CO zwiększyła się dla mieszanin zawierających 5% EMKTOS, natomiast zmniejszyła się dla mieszanin zawierających 30% i 100% (dla tego ostatniego paliwa o 20%). To nieregularne zachowanie emisji CO nie ma prostego wyjaśnienia; ponieważ tendencja taka wystąpiła również podczas badań na hamowni podwozowej, nie można go uznać za błąd pomiarowy. Niewielki wzrost emisji HC występuje dla mieszanin zawierających 5 i 30% EMKTOS, natomiast znacznie zmniejsza się (do 65%) ta emisja dla czystych EMKTOS. Emisja NO<sub>x</sub> pozostaje na praktycznie

results corresponding to the European Cycle tests (see next chapter) and thus can not attributed to experimental errors. A slight increase is appreciated in the emissions of unburned HC with the mixtures of 5% and 30% of methyl ester. The emissions decrease very much (until 65%) with pure methyl ester. The emissions of NO<sub>x</sub> remain practically at the same level than that of diesel fuel, with a slight trend to increase. The emissions of CO<sub>2</sub> (not plotted) were very similar to the diesel fuel in all cases.

### Emission tests in european driving cycle

The second types of test performed to characterise the behaviour of sunflower methyl esters were in a European Driving Cycle Test. The emissions test was carried out with different biodiesel mixtures in two vehicles in the urban-interurban cycle (MVEG), in accordance with the Directive

tym samym poziomie co dla ON z nieznaczną tendencją wzrostową. Emisja CO<sub>2</sub> (nie przedstawiona na rysunkach) dla wszystkich mieszanin EMKTOS była we wszystkich przypadkach bardzo podobna jak dla czystego ON.

### Badania emisji w europejskim teście jezdnym

Drugim typem badań EMKTOS były europejskie testy jezdne UDC+EUDC (MVEG). W badaniach używano dwa samochody: Renault Laguna z silnikiem o pojemności 2,1 dm<sup>3</sup> (oznaczony literą A) oraz Reanult 19 z silnikiem o pojemności 1,9 dm<sup>3</sup> (oznaczony literą B). Badania wykonano przy różnych składach mieszanin. Mierzono emisję CO, HC, NO<sub>x</sub> i PM. Uzyskane wyniki, wyrażone w g/km, przedstawiono na rysunkach 7 – 10. Na rysunku 11 przedstawiono uśrednione dla obu pojazdów zmiany procentowe emisji każdego z mierzonych składników toksycznych w stosunku do wyników wzorcowych uzyskanych dla czystego ON. W tabeli 4 zamieszczono uśrednione dla obu pojazdów zesta-

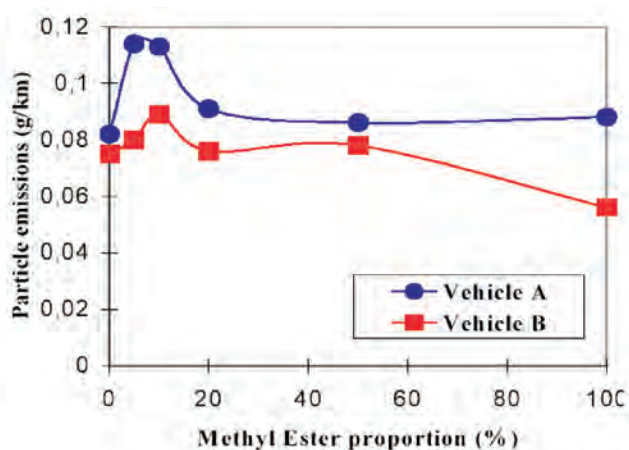
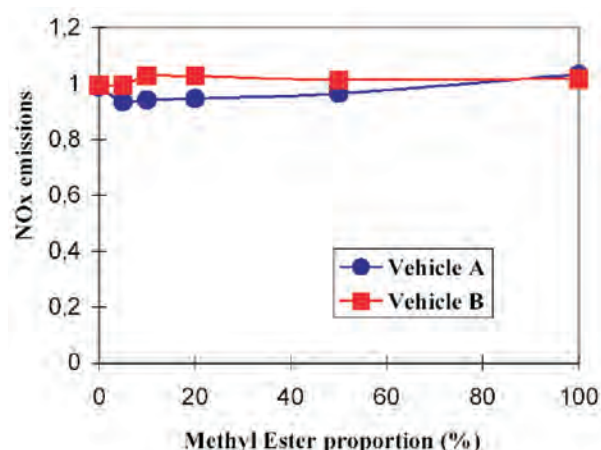
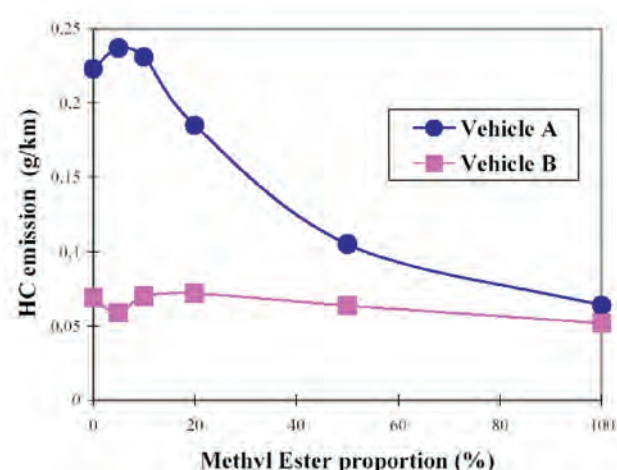
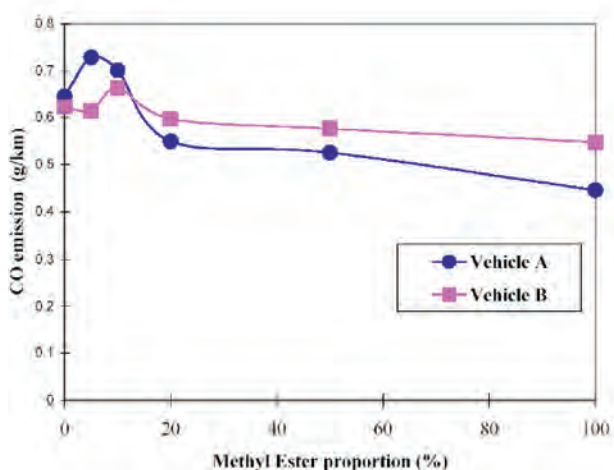
93/59/CEE, revision 1. The pollutants analysed are carbon monoxide (CO), unburned hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) and particles.

The obtained results, expressed in g/km, are shown in figures 7 to 10. The vehicle A it is a Renault Laguna 2. 1D, while the vehicle B is a Renault 19 1.9D. Figure 11 indicates the variation of emissions of each one of the pollutants expressed in % (average of both vehicles) with respect to the reference conditions with diesel fuel.

Table 4 shows a summary of the main results, averaged for both vehicles.

The comments that can be stated from the analysis of previous results are:

Regarding the CO emissions, an important decrease is appreciated (up to about 22%) for biodiesel proportions higher than 15%. The opposite trend can be seen for lower methyl ester contents (5 and 10%) for which CO emissions are slightly increased.



wienie wyników końcowych.

Uzyskane wyniki nasuwają następujące spostrzeżenia:

W zakresie emisji CO wystąpiła wyraźna redukcja (do 22%) dla mieszanin zawierających powyżej 15% EMKTOS. Przy zawartości mniejszej (5 lub 10%) uzyskano przeciwny trend, tj. dodatek EMKTOS powodował niewielki wzrost emisji CO.

Emisja HC po dodaniu EMKTOS zmniejsza się. Przy zawartości powyżej 15% redukcja jest w przybliżeniu proporcjonalna do zawartości EMKTOS. Emisja  $\text{NO}_x$  dla mieszanin zawierających EMKTOS była podobna jak przy czystym ON z lekkim trendem wzrostowym w miarę zwiększania zawartości EMKTOS w paliwie. Przebieg sumarycznej emisji HC+ $\text{NO}_x$  zbliżony był do przebiegu emisji HC.

Podobnie jak dla emisji CO, również dla emisji PM najmniej korzystnym paliwem okazała się mieszanina zawierająca 5-10% EMKTOS, dla której zanotowano wzrost emisji PM nawet do 30%. Mieszaniny zawierające powyżej 50% EMKTOS zapewniały niewielką redukcję emisji PM. Stąd też najniższą emisję PM uzyskano dla czystych EMKTOS.

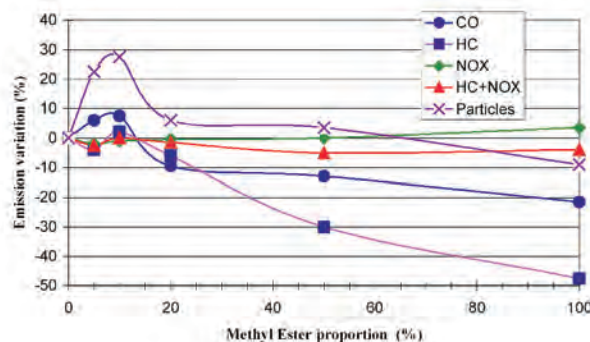
### Badania długoterwale samochodów osobowych

Głównym celem tych badań było określenie, czy ciągłe używanie mieszanin EMKTOS i ON może wywierać znaczący wpływ na istotne elementy silnika. W badaniach użyto samochodu Renault Laguna 2.1, który w czasie badań wykonał przebieg 80000 km i zasilany był w tym czasie mieszaniną 10% EMKTOS i 90% ON. Badania zostały pomyślane w taki sposób, aby określić najbardziej wyraźne zależności oraz uzyskać niezbędne dane do zaprojektowania innych, bardziej złożonych badań długoterwałych.

Okresowe kontrole i przeglądy w czasie badań długoterwałych obejmowały:

- Stan oleju silnikowego. Pierwsze trzy wymiany oleju były wykonane przy przebiegu 7500, 15000 i 22500 km. Badano następujące właściwości zużytego oleju: lepkość w temperaturze 40 i 100°C, zawartość wody, test płamowy (na bibule), liczba kwasowa i zasadowa, zawartość metali metodą spektrofotometrii, zawartość cząstek stałych, zawartość frakcji nierozpuszczalnych w pentanie i toluenie oraz zanieczyszczenie oleju paliwem. Jakość oleju była bardzo dobra we wszystkich analizowanych próbkach; nie zanotowano nadmiernego pogorszenia właściwości oleju. Na tej podstawie stwierdzono, że w dalszej części badań można zwiększyć przebieg między wymianami oleju do 15000 km

HC emissions are very much reduced, with an almost linear reduction for proportions of methyl ester higher than 15%. The emissions of  $\text{NO}_x$  that have been obtained are similar to those of diesel fuel, with a very slightly bigger value as the methyl ester content increases. The combined values of HC and  $\text{NO}_x$  follow the HC trend.



Rys. 11. Zmiany emisji składników toksycznych w teście europejskim przy użyciu mieszanin ON i EMKTOS w różnych proporcjach (paliwo odniesienia: czysty ON; wyniki średnie dla dwóch samochodów osobowych)

Fig. 11. Variation of emissions in European Driving Cycle using mixtures of sunflower oil methyl ester and diesel fuel in different proportions (Reference fuel: pure diesel fuel. Average of the two passenger cars)

In the case of particles, the most critical conditions are again those of the mixtures with 5% and 10% of biodiesel, since they cause again increments up to 30%. For the rest of mixtures, with a biodiesel content higher than 50% it can be seen a slight decrease up to the minimum value corresponding to 100%.

### Endurance test in passenger vehicles

The main objective of this test was to detect if the continuous use of a diesel fuel-biodiesel mixture can cause any important effect on the different critical elements of the engine. The test has consisted on the use of a Renault Laguna 2.1D car during 80,000 km, with a mixture of 10% of sunflower oil methyl ester and 90% diesel fuel. The test was planned with the purpose of being able to detect the most outstanding details and obtaining useful data when outlining other more complete endurance tests.

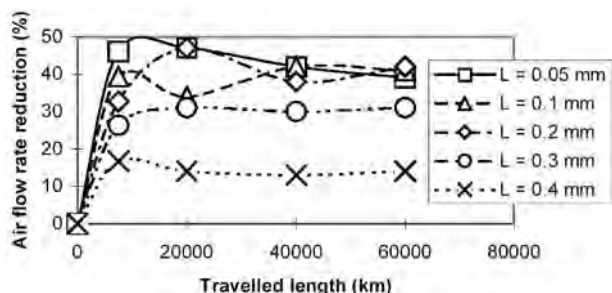
The periodic controls and checks during the test were the following:

- Control of the engine lubricant. Three changes of lubricant oil were carried out during the vehicle use at 7,500, 15,000 and 22,500 km. The following properties of the used oil were determined: Viscosity at 40 and 100°C, water presence, stain test (Blotter), TBN and TAN, presence of metals by spectrophotometry, total solids, insoluble matter in pentane and

	CO		HC		NO <sub>x</sub>		Particles	
	g/km	dif. (%)	g/km	dif. (%)	g/km	dif. (%)	g/km	dif. (%)
Diesel Fuel	0.634	-	0.146	-	0.991	-	0.078	-
20% Methyl Ester	0.574	-9%	0.128	-12%	0.986	-1%	0.083	+6%
100% Methyl Ester	0.497	-22%	0.058	-48%	1.025	+4%	0.072	-8%

i następne wymiany miały miejsce przy 37500 i 52500 km. Wszystkie analizowane parametry były nadal poprawne, choć niektóre z nich – wskaźnik zanieczyszczenia i zdolność dyspersyjna – były na granicy limitu. W związku z tym ostatecznie zdecydowano by określić okres między wymianami oleju na 10000 km (częstotliwość wymian oleju zalecana przez producenta dla czystego ON wynosi 7500 km).

b) Zanieczyszczenia wtryskiwaczy. Wtryskiwacze były wymontowywane przy przebiegu 7500, 20000, 40000 i 60000 km i zgodnie z normą ISO 4010 mierzono przepływ powietrza przez rozpylacze. Wyniki były porównywane z wartościami odpowiadającymi czystym rozpylaczom. Uzyskane wyniki dla różnego wzniosu iglicy (L) przedstawiono na rysunku 12. Uzyskane wyniki można uznać za bardzo dobre, porównywalne a nawet lepsze niż przy czystym ON. Po przebiegu 80000 nie stwierdzono żadnego zanieczyszczenia wtryskiwaczy. Jest to istotne, bowiem liczba jodowa EMKTOS wynosi powyżej 125, a jest to



poziom, przy którym zazwyczaj występuje dość intensywne tworzenie osadów (żywic), co może prowadzić do zanieczyszczenia wtryskiwaczy. Wyniki pokazują jednak, że wysoka liczba jodowa (wyższa niż dla estrów rzepakowych) nie stanowi zagrożenia dla układu wtryskowego.

c) Zużycie paliwa. Wykonywano okresowe pomiary zużycia paliwa. Nie były to w ścisłym sensie pomiary porównawcze, bowiem nie zawsze warunki eksploatacji pojazdu w czasie pomiarów były takie same, niemniej wystarczająco dokładne dla wskazania ewentualnych trendów zmian.

Interval (km)	Consumption in the interval (l/100 km)	Cumulative consumption (l/100 km)	Interval (km)	Consumption in the interval (l/100 km)	Cumulative consumption (l/100 km)
0 to 5,000	7.06	7.06	20,000 to 30,000	7.36	7.21
5,000 to 10,000	7.03	7.05	30,000 to 40,000	7.18	7.20
10,000 to 15,000	7.49	7.17	40,000 to 50,000	7.24	7.21
15,000 to 20,000	6.92	7.11	50,000 to 60,000	6.88	7.16

methyl benzene, and fuel dilution. The quality of the oil was very good in all the analysed samples, not presenting in any case abnormal or inadequate deterioration in its properties and gathering the necessary conditions to allow increasing the period between two oil changes. Later on this interval among changes was increased up to 15.000 km, being carried out two changes at 37,500 and 52,500 km. All the analysed parameters were correct. However, some of them, as the index of contamination and the dispersion capacity were already very near the limit. That advised to reduce the period among changes to 10,000 km. (the change recommended by the carmaker in the case of the diesel fuel vehicle is every 7,500 km).

b) Control of injector choking. At 7,500, 20,000, 40,000 and 60,000 km the injectors of the engine were disassembled and, following the norm ISO 4010, the airflow passing through the injection nozzles was measured. These values were compared with the corresponding to the clean injector. The obtained results for the different values of the needle lift (L) are presented in Figure 12. The obtained results can be considered very good, comparable and even better than the habitual values obtained with pure diesel fuel in that type of vehicles. No kind of deterioration has been detected by choking of the injectors after 80,000 km. This result is important, since Iodine Number of sunflower oil methyl ester is above 125, a value which is usually associated to problems of deposit (gums) formation which could lead to injection valve choking. The result shows that a high Iodine Number (higher than that of rapeseed) is not a problem from the point of view of injection system.

c) Control of fuel consumption. It has been carried out a periodic control of fuel consumption. Although this fact cannot be considered in strict sense, because the conditions of use of the vehicle have not always been the same ones, it can give an idea of the trends. The results are shown in the Table 5. In spite of the temporary variability that it comes influenced by the use conditions, the consumption remains stabilised along the time.

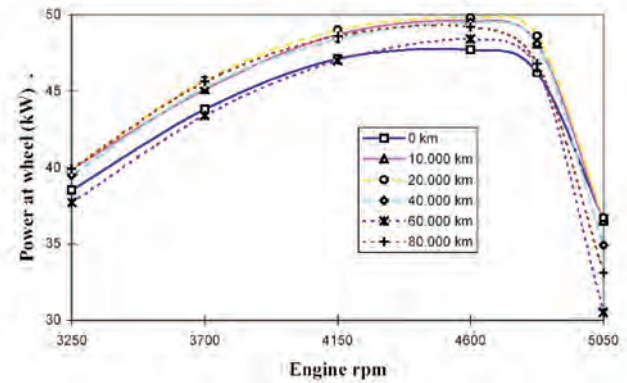
d) Control of the state of the fuel filter. For the control of obstruction and pressure drop of the filter a test facility was designed to determine the fuel flow passing through the filter under a constant liquid column. During these tests an important pollution of the filters of fuel was detected starting from periods of the endurance test of the order of

10,000-12,000 km, slightly inferior periods to the recommended ones for the diesel fuel by the carmaker (15,000 km).

e) Engine power measurement. The power at the traction wheels was measured every 20,000 km (with an intermediate point after the first 10,000 km) in a roller test rig and the results are plotted up in Figure 13. The

Pomimo wahań zużycia paliwa związanych ze zmiennymi warunkami eksploatacji, zużycie paliwa kształtowało się na stabilnym poziomie przez cały okres badań (tab. 5).

- d) Stan filtra paliwa. Dla określenia zanieczyszczenia i spadku ciśnienia przy przepływie przez filtr zaprojektowano specjalny układ, który umożliwiał określenie przepływu paliwa przez filtr pod działaniem stałego słupa cieczy. Podczas badań znaczące zanieczyszczenie filtrów następowało po 10000 – 12000 km przebiegu, co oznacza wartość nieco gorszą niż zalecana przez producenta pojazdu w przypadku zasilania ON (15000 km).
- e) Moc silnika. Moc na kołach napędowych pojazdu była mierzona na hamowni podwoziowej co 20000 km przebiegu oraz dodatkowo po pierwszych 10000 km. Pomiar mocy wykonano podczas przyspieszania na trzecim biegu. Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 13. Dla punktów pomiarowych przy przebiegu 10 i 20 tysięcy km stwierdzono wzrost mocy w porównaniu do punktu poprzedniego, skąd wynika, że dla nowego samochodu przebieg wpływa korzystnie na rozwijaną moc. Pomiar przy 40000 km pokazał niewielki spadek mocy, natomiast pomiar przy 60000 km pokazał już istotny spadek mocy – o 2 do 5%, który nie został jednak potwierdzony w ostatnim pomiarze – przy 80000 km.
- f) Hałas. Pomiar hałasu w funkcji prędkości obrotowej silnika wykonywano w komorze pomiarowej co 20000 km. Wyniki okresowych pomiarów hałasu porównywano do wyniku uzyskanego na początku badań. Po przebiegu 20000 km nastąpił wzrost hałasu o około 1 decybel. W dalszej części badań długotrwałych nie stwierdzono dalszych zmian emisji hałasu.
- g) Emisja składników toksycznych w spalinach i zużycie paliwa w teście jezdnym. Pomiar wykonano w europejskim teście UDC+EUUDC, zgodnie z Dyrektywą 93/59/CEE, poprawka 1. Pomiar wykonywane były co 20000 km i odnoszone do wyników referencyjnych uzyskanych na początku testu trwałościowego. Mierzono limitowane składniki spalin: CO, HC+NO<sub>x</sub> i PM, a także emisję CO<sub>2</sub> oraz obliczano teoretyczne zużycie paliwa. Wyniki przedstawiono na rysunku 14; są one wyrażone w g/km, oprócz emisji CO<sub>2</sub> (kg/km) i zużycia paliwa (litry/100 km). Wy-

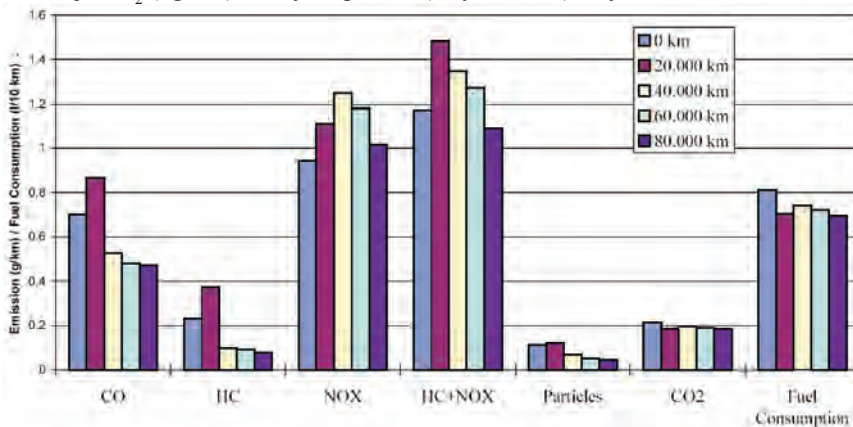


power plots were measured while accelerating the vehicle in 3<sup>rd</sup> gear, with the fuel mixture (10% biodiesel). In the three first tests (0, 10 and 20 thousand km) an increase of power is always observed with regard to the previous one, for what one can say that the effect of “running” of a new vehicle it is still acting positively on the total power of the engine. In the test of 40,000 km the power experiences a slight descent and in that of the 60,000 km an important fall was detected (between 2 and 5%) that was not confirmed in the later test of 80,000 km.

- f) Noise measurement. Every 20,000 km, a measurement of the total noise of the vehicle as a function of the engine rpm was carried out in a semianecoic test chamber. These periodic results were compared with the value measured at the beginning of the endurance period. In the test corresponding to 20,000 km an increment of noise was detected (of the order of 1 decibel) with regard to the initial test. However, after this test any type of additional increment has not been detected, because the results of the later tests have been all very similar ones.

- g) Emissions and fuel consumption I driving test. The measurements have been made in the European Driving urban + interurban Cycle according to the Directive 93/59/CEE, revision I. The results obtained every 20,000 km were compared with the data corresponding to the beginning of the endurance test.

The pollutants subject to normative (CO, HC+NO<sub>x</sub>, and particles) and the amount of emitted CO<sub>2</sub> was measured and the theoretical fuel consumption was calculated. The results of the different carried out tests every 20,000 km are presented in Figure 14. All the results are expressed in g/km, except the emission of CO<sub>2</sub> (in kg/km) and the fuel consumption (in l/10 km, note the scale). The results corresponding to 20,000 km were slightly off of the trend shown for longer lengths, in particular for fuel consumption and CO and HC emissions. In the later



niki uzyskane przy 20000 km przebiegu odbiegały nieco od trendu, który wystąpił przy większych przebiegach. W szczególności dotyczy to zużycia paliwa oraz emisji CO i HC. W testach przy większych przebiegach emisja CO, HC i PM była niższa niż w badaniach referencyjnych, nieco wyższa była natomiast emisja  $\text{NO}_x$ . Po pewnym przebiegu emisja CO i zużycie paliwa osiągnęły stałą wartość, niższą niż w badaniach referencyjnych.

### Badania długotrwałe autobusów miejskich

Badania prowadzone były na czterech autobusach PEGASO 6420, napędzanych 6-cylindrowymi, wolnossącymi silnikami ZS o pojemności 12 dm<sup>3</sup>. Zasilane były one mieszaniną 70% ON i 30% EMKTOS. Dodatkowo, na tej samej trasie eksploatowane były dwa takie same autobusy zasilane czystym ON, stanowiące próbę odniesienia (referencyjną) prowadzonych badań. Uczestniczące w badaniach autobusy należały do AUVASA – Miejskiego Przedsiębiorstwa Komunikacji w Valladolid (Hiszpania). Mieszanina ON i EMKTOS wytwarzana była w specjalnym zbiorniku w zajezdni autobusowej, wyposażonym w przepływomierz, potrzebny do określania średniego zużycia paliwa każdego autobusu. Badania prowadzone były przez okres 6 miesięcy. Każdy z autobusów pokonywał dziennie 200-250 km, a wciągu całego czasu badań około 33000 km.

W ramach badań kontrolowano następujące parametry:

1. Średnie zużycie paliwa. Średnie zużycie paliwa było mierzone codziennie dla każdego autobusu przez określenie pokonanego dystansu i ilości zużytego paliwa. Wzrost zużycia paliwa przy zasilaniu mieszaniną EMKTOS i ON był mniejszy niż 1% (rys. 15).
2. Moc silnika i jego stan. Badanie mocy silnika wykonywano co 2 miesiące z wykorzystaniem metody swobodnego przyspieszania. Układ do tego badania został opracowany przez Cidaut [9]. Realizując swobodne przyspieszenie silnika do maksymalnej prędkości obrotowej, a następnie swobodny spadek prędkości obrotowej, układ umożliwiał oszacowanie mocy silnika oraz mocy strat mechanicznych. Ponadto układ umożliwiał pomiar chwilowego ciśnienia wtrysku, względnego ciśnienia sprężania oraz mocy elektrycznej pobieranej przez rozrusznik. Badając autobusy zasilane mieszaniną EMKTOS i ON nie stwierdzono żadnych nieprawidłowości, jedynie moc maksymalna uległa zmniejszeniu o 1-2% (rys. 16).
3. Stan filtrów paliwa. Silniki autobusów wyposażone były w dwa rodzaje filtrów paliwa – wstępny filtr papierowy w przezroczystej obudowie oraz dwa filtry główne dokładnego oczyszczania o wkładzie metalowym. Filtr wstępny był okresowo kontrolowany wizualnie. Filtry główne umieszczone były w zbrojonej obudowie i wymieniane co około 3 miesiące. Stopień ich zanieczyszczenia określany był przez pomiar natężenia przepływu przez nie w znormalizowanych warunkach. Nie stwierdzono znaczących różnic stanu filtrów w porównaniu do filtrów używanych tylko do ON.
4. Zanieczyszczenie wtryskiwaczy. Stan wtryskiwaczy został zbadany po zakończeniu całego testu. Stopień zanieczyszczenia wtryskiwaczy był mierzony na początku i na końcu

testów, emisje tlenku węgla, węglowodory i cząstki znacznie poprawiły się w stosunku do testów początkowych i są tylko gorsze dla tlenków azotu. Ze względu na efekt jazdy pojazdem, zużycie paliwa i emisje dwutlenku węgla ustabilizowały się na wartościach niższych niż w testach początkowych.

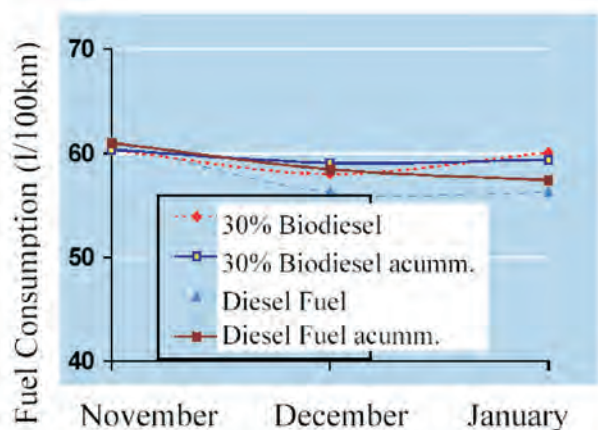
### Endurance test in urban buses

The experience was carried out on 4 buses, type PEGASO 6420, with engine GO of 12 liters, 6 cylinders and natural aspiration. The buses belonged to the fleet of AUVASA (Valladolid city bus company) and they used as fuel a mixture of 30% of sunflower methyl ester and 70% of diesel fuel. The mixture was made in a specific tank at the bus station equipped with a flowmeter to measure the mean fuel consumption of each bus.

This experience was carried out during a period of 6 months. The distance travelled by each vehicle has been of 200-250 km/day that is equal to a total distance travelled in the period of about 33.000 km by vehicle. Two vehicles of the same type and model as the test buses running with diesel fuel along the same city courses were used as reference in the different tests.

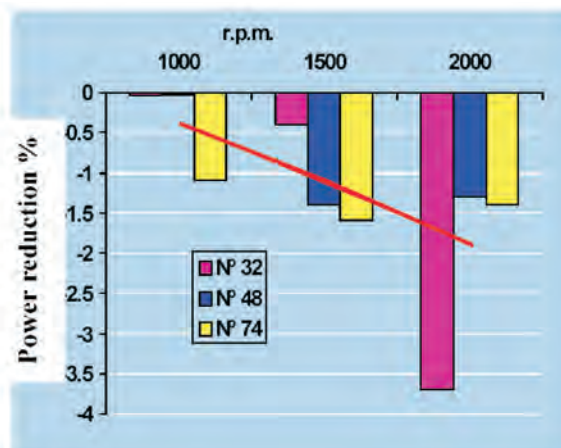
The inspections that have been carried out during the experience were:

1. Control of average fuel consumption. Mean fuel consumption was controlled for each bus daily by registering the travelled kilometres and the volume of fuel consumed. The increment of the average fuel consumption was lower than 1% (Figure 15).
2. Engine power and condition. Every two months a control of the engine power by a free acceleration method was carried out. The equipment to do this test has been developed in Cidaut [9]. By performing a free acceleration of the engine up to its maximum rpm, followed by an also free deceleration, the system provides an estimation of the engine power and also, the power of mechanical losses. Moreover, the equipment can measure the instantaneous injection pressure, the relative cylinder compression and the electrical power during engine cranking. No anomaly was detected. The reduction of power measured with respect to that of diesel fuel was of only 1-2% (Figure 16).
3. State of fuel filters. The engine had two types of filters, a primary paper filter with a transparent casing and two main filters of metallic cartridge for the fine particles. On the primary filter a visual control was carried out periodically. The main filters have armoured casing. They were changed with an approximate period of 3 months. Their grade of dirtiness was analysed by measuring the flow passing through them under standard conditions. No significant differences were detected as compared to the diesel fuel operation.
4. Dirtiness of injectors. The state of the injectors was checked at the end of the experience. The grade of dirtiness of injection valves was measured at the beginning and end of the experience by a procedure similar to that of the filters (measurement of the mean flow rate of diesel fuel under standard conditions). No abnormal pollution was



Rys. 15. Zużycie paliwa przez autobus poruszający się stale po tej samej trasie miejskiej (pokonywany dystans około 5500 km miesięcznie)

Fig. 15. Values of fuel consumption of one bus running always in the same city course (travelled length approx. 5,500 km/month)



Rys. 16. Zmniejszenie mocy silnika w stosunku do zasilania czystym ON dla trzech autobusów

Fig. 16. Measured power reduction as compared to diesel fuel normal operation for three buses

testów długotrwałych za pomocą podobnej procedury jak w przypadku filtrów, tj. pomiaru średniego natężenia przepływu ON w znormalizowanych warunkach. Nie stwierdzono nadmiernego zanieczyszczenia.

5. Stan oleju silnikowego. Wymiany oleju dokonywano co około dwa miesiące, pobierając jednocześnie próbkę zużytego oleju do analizy. Badano następujące parametry oleju: zawartość metali (aluminium, miedzi, chromu, cyny, żelaza, niklu, ołowiu), zawartość krzemionki, węgla, wody, frakcji nierozpuszczalnych, zanieczyszczenie paliwem, właściwości myjące, liczba zasadowa, lepkość w temperaturze 100°C. Jakość wszystkich próbek oleju była poprawna, nie stwierdzono nadmiernego pogorszenia właściwości oleju. Nie stwierdzono różnic w eksploatacji oleju w porównaniu do zasilania czystym ON.
6. Toksyczność spalin. Co dwa miesiące wykonywano pomiar zadymienia spalin w warunkach swobodnego przyspieszania. Otrzymane wyniki nie wskazują jednoznacznego trendu, upoważniają jednak do stwierdzenia, że zastosowanie EMKTOS nie powoduje dużych zmian w zadymieniu spalin.

## Wnioski

Zastosowanie biopaliw do zasilania silników samochodowych jako zamiennik paliw tradycyjnych daje wiele korzyści: jest to paliwo produkowane w kraju, z surowców odnawialnych, posiada dobre właściwości ekologiczne, sprzyja tworzeniu miejsc pracy w rolnictwie i pochodnych gałęziach przemysłu.

Biorąc pod uwagę rodzaje używanych silników, samochodowe biopaliwa można podzielić na dwie kategorie: stosowane do silników ZI – alkohole i etery oraz stosowane w silnikach ZS – oleje roślinne i ich pochodne – etery. Przy obecnych warunkach technologicznych, biopaliwem, które wykazuje najkorzystniejsze właściwości w aspekcie stosowania do silników ZS są estry metylowe kwasów tłuszczowych olejów roślinnych – rzepakowego i słonecznikowego.

detected.

5. State of the lubricant oil. The change of oil was carried out with an approximate period of two months, taking sample of the used oil for its analysis. The oil parameters analysed were: Waste metals (aluminium, copper, chromium, tin, iron, nickel, and lead), contents in silica, coal, detergency, fuel dilution, water, insoluble matter, TBN and viscosity at 100°C. The quality of the oil was correct in all the analysed samples, not presenting, in any of the cases, abnormal or inadequate deterioration in its properties. No type of difference with regard to the operation with diesel fuel was found.
6. Emissions test. Every two months tests of opacity of the exhaust gases were carried out under free acceleration conditions. The obtained results do not have a clear tendency, but at least it can be concluded from them that there are no big differences in the emission of smoke by the use of the biofuel.

## Conclusions

The use of biofuels in automotive engines as substitute of the traditional fuels presents many advantages for the fact of being an autochthonous fuel, of renewable origin, favourable to the conservation of the environment and generator of employment in the agriculture and derivative industries.

According to the engine type that are applied, automotive biofuels are classified in two categories: Those used in spark ignition engines (gasoline type): Alcohol and ethers, and those used in engines diesel: Vegetable oils and their derivatives the esters. Under the current technological conditions, the biofuel that present a more favourable behaviour in diesel engines are methyl esters derived from vegetable oils, such as rapeseed or sunflower. Both to European level and Spanish level an important political will exists in favour of the introduction of the biofuels, what has allowed the development from a quite favourable legislation to the production and use of the same ones. The European Directive 2003/30/CE (May 8<sup>th</sup>, 2003) includes also other types of biofuels. A

Zarówno w Hiszpanii, jaki i w Europie istnieje silna polityczna wola na rzecz wprowadzenia biopaliw, co pozwoliło na przejście od przychylnego ustawodawstwa do produkcji i stosowania biopaliw. Europejska Dyrektywa 2003/30/CE z 8 maja 2003 r. mówi również o innych typach biopaliw. Koncepcja nowego biopaliwa – „e-diesla”, czyli mieszaniny bioetanolu i ON wydaje się dość obiecująca.

Przedstawione opracowanie zawiera wyniki badań uzyskane przez autorów w zakresie właściwości i eksploatacji EMKTOS. Wykonane badania obejmowały: testy na hamowni silnikowej, testy na hamowni podwoziowej w teście europejskim UDC+EUDC oraz testy długotrwałe samochodów osobowych i miejskich autobusów. Zespół badawczy autorów posiada również doświadczenia w zakresie otrzymywania estrów metylowych kwasów tłuszczowych oraz szczegółowej analizy struktury strugi rozpylonego paliwa.

Główne wyniki przedstawionych badań mogą być podsumowane następująco:

- Mieszaniny EMKTOS i ON, w szczególności te zawierające poniżej 20% EMKTOS, posiadają odpowiednie właściwości do zastosowania jako paliwo silników ZS, bez potrzeby ich modyfikacji. Aktualna specyfikacja oleju napędowego – EN 590 dopuszcza zawartość w ON do 5% EMKTOS. Według wyników badań autorów, zawartość ta może być zwiększona do 20% bez żadnych negatywnych skutków.
- Wyniki badań na hamowni silnikowej potwierdziły ogólnie zależności i wyniki innych badań zazwyczaj odnoszące się do EMKTOS. Stwierdzono zmniejszenie mocy i momentu maksymalnego silnika ze względu na mniejszą wartość opałową paliwa połączone ze zwiększonym zużyciem paliwa (do 16% przy czystych EMKTOS). Emisja CO i HC uległa zmniejszeniu przy paliwie zawierającym dużo EMKTOS, natomiast przy niewielkiej ich zawartości stwierdzono wzrost emisji przy małej prędkości obrotowej silnika: CO o 5%, HC o 5-30%. Emisja NO<sub>x</sub> wykazywała słaby trend wzrostowy wraz ze zwiększaniem zawartości EMKTOS w paliwie.
- Wyniki uzyskane podczas badań dwóch samochodów osobowych w cyklu UDC+EUDC potwierdziły zależności uzyskane na hamowni silnikowej. Emisja CO wzrosła przy zawartości EMKTOS 5 i 10%, natomiast przy większej zawartości uległa zmniejszeniu. Emisja HC uległa ogólnie zmniejszeniu, w szczególności przy zawartości EMKTOS powyżej 15%. Emisja NO<sub>x</sub> dla czystych EMKTOS była większa o 4% i wykazywała liniową zależność od zawartości EMKTOS w paliwie. Emisja PM miała bardziej niejednoznaczny przebieg – dla zawartości EMKTOS 5 i 10% nastąpił wzrost emisji, a przy większej zawartości odnotowano zmniejszenie emisji (o 8% dla czystych EMKTOS).
- Test długotrwały samochodów osobowych obejmował przebieg 80000 km, podczas którego pojazdy zasilane były mieszaniną zawierającą 10% EMKTOS. Nie stwierdzono nieprawidłowości w zakresie: stanu oleju silnikowego, zanieczyszczenia wtryskiwaczy (pomimo wysokiej wartości

new biofuel concept, the e-diesel, a mixture of (bio)ethanol and diesel fuel presents some attractive.

The paper contains the results obtained by the authors relative to the properties and the performance tests of sunflower methyl esters. The tests carried out include engine test rig, European Driving Cycle Test, endurance test with passenger cars and public city buses. The authors research group includes experience in both the obtaining of methyl esters [10] and the detailed analysis of the structure of fuel spray.

The main results of the presented tests can be summarised as follows:

- The mixtures of sunflower oil methyl diesel and diesel fuel, and especially those with less than 20% of ester, present perfectly valid properties and characteristics for their use in diesel engines without the need of modification. The current specification for Diesel fuel, EN 590, allows the presence of up to 5% of methyl ester, while, according to the authors results, this amount could be increased without consequences up to 20%.
- The results in engine test rigs confirm the general trends or other results, usually referred to rapeseed oil methyl esters. There is a reduction of full load power and torque, due to a lower heating value methyl esters, in accordance with an increase in fuel consumption (up to 16% for pure methyl ester). CO and HC are reduced for pure methyl ester and high contents of this, in spite of the fact that a moderate increase was observed for small contents of methyl ester (5% for CO and 5-30% for HC) at low engine rpm. NO<sub>x</sub> emissions show a very weak trend to increase as methyl ester content increases.
- The results obtained in two passenger cars running a European Driving Cycle presented the same trends of the previous in engine test rig. CO emissions increased for a 5 and 10% methyl ester content, while they decreased for higher biodiesel content. HC emissions in general decreased, in particular for methyl ester content higher than 15%. NO<sub>x</sub> emissions show a 4% increase for pure methyl ester with an almost linear variation between that value and 0. Particles showed a more erratic behaviour, with an increase for 5 and 10% methyl ester and a posterior decrease as biofuel increases (reduction of 8% for pure biofuel).
- The endurance test covered 80,000 km in a passenger car with a fuel containing 10% of sunflower methyl ester. No problem was detected in lubricant, injection valve choking (in spite of the fact of the relatively high Iodine Number of sunflower oil methyl ester), fuel consumption, fuel filters (a period of change was established in 12,000 km, shorter than prescribed by car manufacturer), evolution of power with the distance travelled, total vehicle noise in semianecoic test chamber, and emissions and fuel consumption in driving cycle. All the results were in accordance with it is expected for the same car running with pure diesel fuel.
- Similar conclusions can be obtained from the endurance test with four city buses, running with a 30% content of methyl ester. No anomaly was detected relative to fuel

liczby jodowej EMKTOS), zużycia paliwa, stanu filtrów paliwa (okres użytkowania został określony na 12000 km, tj. nieco mniej niż zaleca producent pojazdu), zmian mocy silnika w funkcji przebiegu samochodu, hałaśliwości pojazdu oraz emisji toksycznych składników spalin. Uzyskane wyniki odpowiadały wynikom spodziewanym dla takiego samego pojazdu zasilanego czystym ON.

- Podobne wnioski wynikają z testu długotrwałego autobusów miejskich zasilanych mieszaniną zawierającą 30% EMKTOS. Nie stwierdzono nieprawidłowości w zakresie: zużycia paliwa, mocy i stanu silnika, stanu filtrów paliwa, zanieczyszczenia wtryskiwaczy, stanu oleju silnikowego oraz zadymienia spalin.

Ogólnie można zatem stwierdzić, że na obecnym poziomie technicznym nie ma większych przeszkód, które ograniczałyby rozwój EMKTOS jako biopaliwa do silników ZS. Wszystkie różnice właściwości EMKTOS w odniesieniu

Artykuł recenzowany

### Skróty i oznaczenia/Abbreviations and Nomenclature

EMKTOS estry metylowe kwasów tłuszczowych oleju słonecznikowego/*Methyl Esters of Sunflower Oil*  
 FAME estry metylowe kwasów tłuszczowych/*Fatty Acid Methyl Esters*  
 HHV Górna wartość opałowa/*Higher Heating Value*  
 LHV Dolna wartość opałowa/*Lower Heating Value*

consumption, engine power and condition, fuel filters, choking of injection valves, lubricant state, and opacity of the exhaust gas.

As a general conclusion it can be stated that there is no significant barrier at a technical level that should brake the development of methyl esters as biofuels for diesel engines. All the behaviour differences that they present with regard to diesel fuel are perfectly well known and can be overcome.

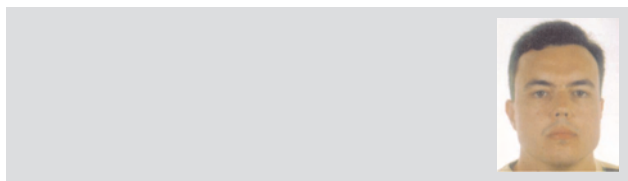
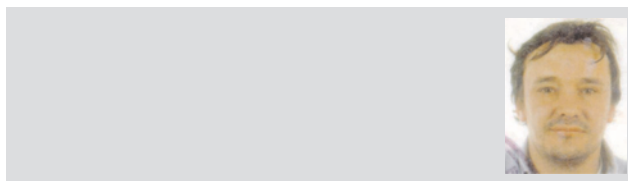
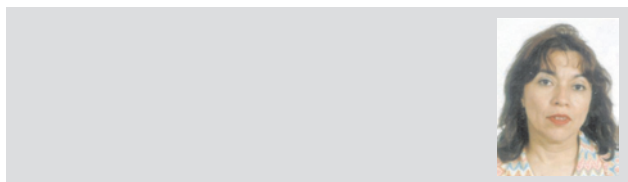
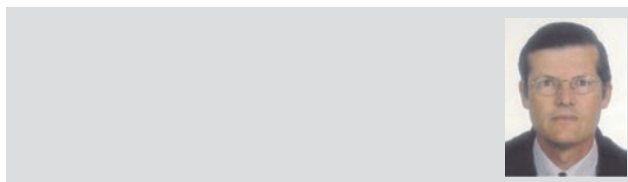
### Acknowledgements

The authors want to express their acknowledgement to the General Direction of Industry, Energy and Mines of the Castilla and Leon Regional Government, as well as to the companies RENAULT, CEPESA, REPSOL and CLH for their important collaboration to the different projects carried out. Also to the Spanish Institute for Energy Diversification and Saving (IDAE) and to the Valladolid City Bus Company AUVASA that made possible the endurance tests in urban buses.

ON olej napędowy/*diesel fuel*  
 OR olej rzepakowy/*rapee-seed oil*  
 ETBE eter etylotertbutylowy/*Ethyl-Tertio-Butyl Ether*  
 MTBE eter metylotertbutylowego/*Methyl-Tertio-Butyl Ether*  
 POCF temperatura zablokowania zimnego filtra/*Point of obstruction of cold filter*

### Literatura/Bibliography

- [1] Directive 2003/30/CE of the European Parliament and the Council, on the Promotion of use of biofuels and other renewable fuels for transport, L123/42, 8 May, 2003.
- [2] Tinaut F. V., Melgar A., Briceño Y., Castaño V.: Motor biofuels: history, current status and future perspectives. Congress Proceedings FISITA World Automotive Congress, Paris, France, 1998.
- [3] Scholl K.W., Sorensen S.C.: Combustion of Soybean Oil Methyl Ester in a Direct Injection Engine. SAE Paper 930934, 1993.
- [4] Humke A.L., Barsic N.J.: Performance and Emission Characteristics of a Naturally Aspirated Diesel Engine with Vegetable Oil Fuels (Part 2). SAE Paper 810955, 1981.
- [5] Pächter H.: Rapeseed Oil Methyl Ester (RME) as an Alternative Diesel Fuel Fleet Trials in the Austrian Army. AVL 1991.
- [6] Richter H.: Use of Rapeseed Oil as an Alternative Fuel for Diesel Engines. AVL 1991.
- [7] Culshaw F.A.: The Potential of Biodiesel from Oilseed Rape. Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 207, 1993.
- [8] Tinaut F.V., Melgar A., Castaño V.: Technical evaluation of the use of sunflower oil derivatives in diesel engines. Proceedings of Seminar on Energy from Biomass and Waste, Valladolid, Spain, 1995.
- [9] CIDAUT. Internal Report: A Combined Methodology for the Non-Intrusive Diagnosis of Reciprocating Internal Combustion Engines. 2002.
- [10] Antolín G., Tinaut F.V., Briceño Y., Castaño V., Pérez C., Ramírez A.I.: Optimisation of biodiesel production by sunflower oil transesterification. Bioresource Technology, Vol. 83, pp. 111-114, 2002.
- [11] Jiménez J., Méndez C., Castro F., Tinaut F., Giménez B.: Experimental Comparison Between Conventional and Bio-Derived Fuel Sprays. SAE Technical Paper Series 2001-01-1072, Vol.: Diesel Fuel Injection and Sprays (SP-1583), 2001.



## Sylwetka znanego silnikowca

### Prof. Eugeniusz Małecki

#### 100-lecie urodzin

Eugeniusz Bronisław Małecki urodził się w 1898 r. w Przemyślu jako syn Kazimierza Małeckiego, urzędnika hipoteki, i Eugenii z Szreniawskich. Po śmierci ojca w 1908 r. przeniósł się z matką i bratem Kazimierzem do Jasła i tam ukończył Gimnazjum Klasyczne. Maturę złożył w 1916 r. i zaraz został powołany do służby wojskowej w zaborczej jeszcze armii austriackiej. Po upadku monarchii austro-węgierskiej uczestniczył w całej wojnie polsko-bolszewickiej, ostatecznie jako dowódca kompanii w randze kapitana. Został czterokrotnie odznaczony Krzyżem Walecznych.

Po demobilizacji, w latach 1921-25, odbył studia na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lwowskiej. Specjalizował się w technice lotniczo-samochodowej; w latach 1925-29 był kierownikiem wojskowych warsztatów lotniczych w parku 6. pułku lotniczego w Skniłowie k. Lwowa. Już tam, w pionierskiej niemal działalności, ujawnił swój wybitny talent organizacyjny, jasność decyzji, niezwykłą sumienność i konsekwencję postępowania. Te cechy będą mu towarzyszyły do końca pracowitego życia. To zaś, że był człowiekiem czystych rąk, przyznawali nawet niechętni mu – w późniejszych, jakże trudnych wojennych i powojennych latach. Odznaczał się pewną surowością przy wyraźnym zawsze poczuciu sprawiedliwości, ale zarazem dyskretnym poczuciem humoru. W 1927 r. wydał drukiem książkę pt. *Platowiec*, która jest pierwszą pozycją z tego zakresu w polskiej literaturze technicznej i była przez szereg lat podstawowym podręcznikiem do szkolenia wojskowego i cywilnego personelu lotniczego w Polsce.

W latach 1929-34 inż. Eugeniusz Małecki pełnił funkcję kierownika polskiego oddziału międzynarodowego biura kontroli technicznej „Veritas” w Warszawie, gdzie zajmował się badaniami i homologacją nowych typów silników spalinowych. Jednocześnie był ekspertem od wypadków lotniczych i samochodowych. Spośród wykonanych przez niego ok. 200 ekspertyz, na szczególną uwagę zasługują ekspertyza ustalająca przyczyny wypadku samolotu Lockheed, w wyniku której wprowadzono w tych samolotach zasadnicze zmiany konstrukcyjne (wydarzenie to omawiała ówczesna prasa). W 1934 r. zorganizował Małecki Wydział Techniczny Departamentu Lotnictwa Cywilnego Ministerstwa Komunikacji i kierował nim do 1938 roku. Później, aż do września 1939 pełnił funkcję kierownika kontroli fabrycznej w Państwowych Zakładach Lotniczych na Okęciu

w Warszawie, a następnie w PZL-Mielec.

Lata wojenne spędził w większości we Lwowie. W czasie okupacji sowieckiej został zatrudniony jako adiunkt i docent na Politechnice. Wraz z żoną Bolesławą oraz synem Bolesławem i córką Alicją cudem uniknęli wywiezienia do Kazachstanu – figurowali na imiennej liście osób przeznaczonych do deportacji. Po perypetiach wojennej tułaczki Eugeniusz Małecki znalazł się z rodziną w Krakowie i tu od 1945 r. związał się z Wydziałami Politechnicznymi AGH – późniejszą Politechniką Krakowską.

Został profesorem. Zorganizował od podstaw Katedrę Silników Samochodowych i Lotniczych; w 1953 r. przekształcił ją w Katedrę Silników Spalinowych Trakcyjnych. Jako kierownik tych katedr w latach 1945-56 (tj. do roku swej przedwczesnej śmierci) zorganizował pierwsze laboratorium silników spalinowych oraz utworzył zespół kadry naukowej, która przez ponad 40 ostatnich lat stanowi podstawę działalności naukowej i dydaktycznej w dziedzinie silników spalinowych na Krakowskiej Politechnice.

Będąc dziekanem Wydziału Komunikacji, prof. Małecki w latach 1949-51 przeorganizował go na Wydział Mechaniczny a od 1952 r. pełnił funkcję wizytatora ministerialnego wyższych szkół technicznych. Od 1954 był prorektorem Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej. W 1948 r. odznaczono go Złotym Krzyżem Zasługi. Pod koniec życia opublikował – poza licznymi artykułami naukowymi – m.in. dwa obszernie podręczniki: *Silniki spalinowe pojazdów mechanicznych* oraz *Silniki spalinowe przemysłowe*, które stały się na wiele lat podstawą kształcenia studentów w tej dziedzinie.

Zdecydowany i bezkompromisowy prof. Małecki, w ciężkim i niebezpiecznym powojennym czasie stalinowskim, w którym przyszło mu najaktywniej działać – postawił na młodzież, starając się jak najlepiej ukształtować ją i przygotować fachowo i moralnie, aby kiedyś dobrze mogła służyć Polsce. Jako bezpartyjny, piastujący eksponowane, kierownicze stanowiska, rzadko okazujący na zewnątrz swą głęboką wrażliwość na niedolę ludzką i prawdziwy patriotyzm nie miał łatwego zadania. To wszystko przyczyniło się zapewne do przyspieszenia śmiertelnej choroby. Takie zdanie mieli ci, którzy go lepiej znali.

Zmarł przedwcześnie w 1956 r. i został pochowany na Cmentarzu Rakowickim w Krakowie. Profesor Małecki był wspaniałym, wiernym mężem i kochającym ojcem. Niezwykle cenił sobie godność i honor. Właśnie słowo honoru dane przyjacielom w pierwszych dniach wojny – obietnica,



## SILNIKI 2005 ROKU/ENGINES OF THE YEAR 2005

W prestiżowym konkursie „*International Engine of the Year*” jury złożone z 56 dziennikarzy reprezentujących 26 krajów świata przydzieliło nagrody w 11 kategoriach. Tytuł *Silnika 2005 roku* w różnych kategoriach zdobyły następujące konstrukcje:

Silnik o pojemności do 1,0 dm <sup>3</sup>	Honda 1,0 dm <sup>3</sup> IMA
Silnik o pojemności 1,0-1,4 dm <sup>3</sup>	Fiat-GM 1,3 dm <sup>3</sup> JTD
Silnik o pojemności 1,4-1,8 dm <sup>3</sup>	Toyota 1,5 dm <sup>3</sup> Hybrid Synergy Drive
Silnik o pojemności 1,8-2,0 dm <sup>3</sup> FSI	Volkswagen 2,0 dm <sup>3</sup> Turbo
Silnik o pojemności 2,0-2,5 dm <sup>3</sup>	Honda 2,2 dm <sup>3</sup> diesel
Silnik o pojemności 2,5-3,0 dm <sup>3</sup>	BMW 3,0 dm <sup>3</sup> Twin Turbo Diesel
Silnik o pojemności 3,0-4,0 dm <sup>3</sup>	BMW 3,2 dm <sup>3</sup>
Silnik o pojemności ponad 4,0 dm <sup>3</sup>	BMW V10 5,0 dm <sup>3</sup>
Najlepszy nowy silnik	BMW V10 5,0 dm <sup>3</sup>
Silnik najbardziej ekonomiczny	Toyota 1,5 dm <sup>3</sup> Hybrid Synergy Drive
Najlepszy silnik sportowy	BMW V10 5,0 dm <sup>3</sup>

Jak wynika z zestawienia, aż 3 silniki BMW uzyskały najwyższe oceny w swoich kategoriach a silnik V10 zwyciężył aż w 3 kategoriach. Jeden z nagrodzonych silników – Fiat GM Powertrain 1,3 JTD – produkowany jest w Polsce, w Bielsku Białej.

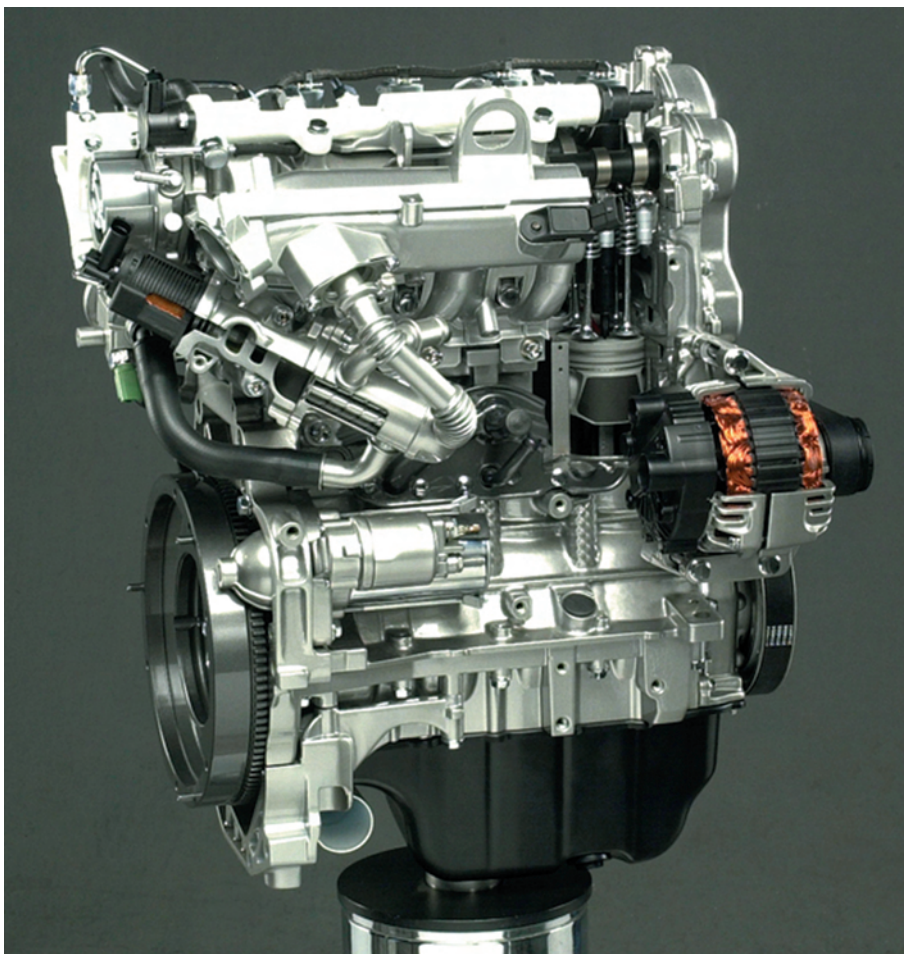
Jak podano w Turynie w publikacji *Fiat Communications* z dnia 1 czerwca 2005 roku silnik Fiat-GM 1,3 diesel wyprzedził w kolejności silniki: Honda 1,3 IMA, Peugeot-Citroen/Ford 1,4 HDI, Volkswagen 1,4 FSI, Toyota 1,4 D4-D, Daihatsu 1,3.

Komisja konkursowa „*International Engine of the Year*”, oceniła każdy z produkowanych silników montowanych w samochodach sprzedawanych w więcej niż jednym kraju. Lista obejmowała prawie 60 nowych silników wprowadzonych na rynek w ciągu ostatnich 12 miesięcy.

Produkowany w Polsce silnik 1,3 diesel wykorzystuje technologię typu *common rail* „Multijet” opracowaną w *Centro Ricerche Fiat* (Centrum Badań Fiat). W układzie „Multijet” stosuje się sterowanie elektroniczne podziału wtrysku głównego na mniejsze wtryski wielokrotne. Pozwala to na uzyskanie spalania bardziej jednorodnego, zmniejszenia emisji oraz zwiększenia sprawności.

Nagrodzony silnik rozwija moc 51,5 kW (70 KM) i maksymalny moment obrotowy 170 Nm; wykazuje przy tym mniejszą masę i mniejsze wymiary od innych silników, co pozwala montować go w szerokiej gamie samochodów. Te cechy zdobyły uznanie sędziów. „Silnik dynamiczny i zwinny dla szerokiej gamy samochodów” – skomentował wyspecjalizowany dziennikarz Thomas Imhof. Według przewodniczącego komisji sędziowskiej Grahama Johnsona jest to silnik o bardzo miękkiej i cichej pracy, który oferuje optymalne osiągi połączone z dobrą ekonomią. Sędzia szwedzki Lasse Sward wyraził następującą ocenę: „Mały, lekki, inteligentny i bardzo wydajny w użyciu”.

Odbierając nagrodę w Stuttgarcie (Niemcy) Paolo Ferro, odpowiedzialny za ten produkt w firmie Fiat Powertrain Italia powiedział: „Z produkcją 405.000 jednostek w roku 2004, silnik 1,3 reprezentuje nowy rozdział w technologii silników wysokoprężnych Fiata. Tak jak było nim w 1988 r. uruchomienie produkcji modelu Fiat Croma 1.9 TDI, pierwszego samochodu seryjnego na świecie wyposażonego w silnik o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim a także dziesięć lat później pojawienie się jednostki 1,9 JTD, pierwszego silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośred-



## Fiat GM Powertrain 1,3 JTD z Bielska-Białej – duży krok w kierunku nowoczesności

Silnik 1,3 JTD jest obecnie jednym z najnowocześniejszych silników o zapłonie samoczynnym na świecie; powstaje od kwietnia 2003 roku w polskich zakładach Fiat-GM Powertrain w Bielsku Białej.

W stosunku do innych silników o podobnych osiągnięciach jednostka ta wyróżnia się bardzo małą masą własną, wynoszącą wraz z osprzętem zaledwie 130 kg oraz zwartymi wymiarami zewnętrznymi (460 x 500 x 650 mm), które pozwalają na jego stosowanie w pojazdach o małych wymiarach.

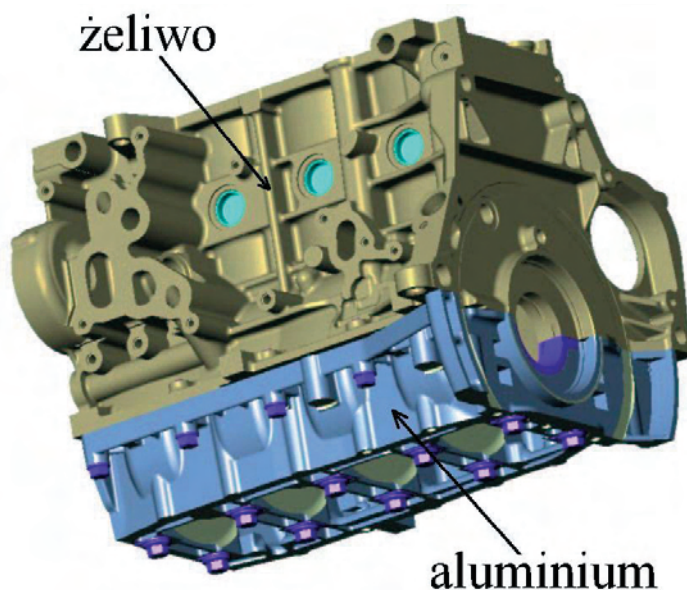
Wybór koncepcji silnika poprzedzony został głęboką analizą jednostek napędowych przeznaczonych do popularnych, małej wielkości samochodów przeznaczonych na rynek europejski. Uwzględniono przy tym zarówno potrzeby wynikające z zagwarantowania odpowiednich osiągnięć, jak i wymagań dotyczących zużycia paliwa i emisji toksycznych składników spalin, które będą obowiązywać w najbliższych latach. Ze względu na wybrany rodzaj systemu spalania rozpatrywano przy tym koncepcje silnika o różnych wymiarach pojedynczego cylindra i różnej liczbie cylindrów.

Ostatecznym wynikiem tej analizy był wybór 4-cylindrowej jednostki o objętości skokowej  $V_{ss} = 1248 \text{ cm}^3$  (objętość pojedynczego cylindra  $312 \text{ cm}^3$ ), która prezentuje najnowszą tendencję w rozwoju samochodowych silników spalinowych określaną w literaturze terminem „Downsizing<sup>ss</sup>”. W stosunku do innych silników o podobnych parametrach roboczych oznacza to znaczące zmniejszenie wymiarów i masy silnika, zmniejszenie zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla, a także ograniczenie emisji toksycznych składników spalin.

Kadłub silnika odznacza się bardzo zwartą budową i dużą sztywnością. Uzyskano to dzięki małej odległości pomiędzy osiami cylindrów wynoszącej 77 mm, przy średnicy cylindra 69,6 mm oraz dzięki wykonaniu kadłuba z żeliwa. Jednak w celu ograniczenia masy kadłuba jego dolną pokrywę zamykającą łożyska główne, wykonano ze stopu aluminium (rys. 2). W stosunku do średnicy cylindra (69,6 mm) skok tłok ma dużą wartość wynoszącą 82 mm, lecz mimo to silnik może być eksploatowany z prędkością obrotową do 5000 1/min.

Dużą uwagę poświęcono konstrukcji głowicy silnika, którą wykonano ze stopów aluminium. W układzie rozrządu zastosowano dwa wałki rozrządu, z których jeden napędzany jest jednorzędowym łańcuchem od wału korbowego, natomiast drugi napędzany jest od pierwszego przekładnią z paskiem

zębatym umieszczoną na drugim końcu wałków. Łańcuch rozrządu wyposażony jest w hydrauliczny napinacz i prowadzony jest w ślizgowych prowadnicach, dzięki czemu



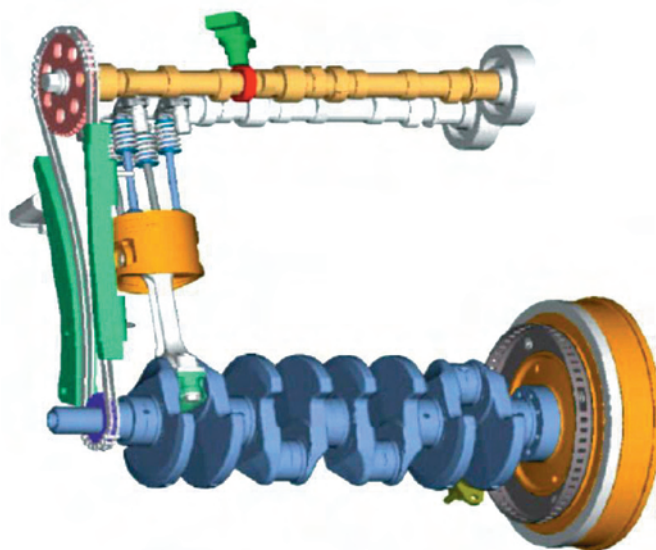
por. Silniki Spalinowe 2/2004(119), s. 3-11

bezobsługowa praca napędu rozrządu określona została na min. 250 tys. km. Zawory, po dwa dolotowe i dwa wylotowe, odchylone są od pionu o 3°, co pozwoliło na umieszczenie między nimi wtryskiwacza. Zawory napędzane są poprzez krótkie dźwigenki współpracujące z rolką, co ogranicza siły tarcia, natomiast luzy zaworowe reguluje hydrauliczny popychacz umieszczony na drugim końcu dźwigenki. Jeden z wałków rozrządu napędza ponadto pompę paliwa wysokiego ciśnienia, natomiast drugi – powietrzną pompę podciśnieniową. Schemat układu rozrządu silnika przedstawiono na rys. 3.

Forma i długość kanałów dolotowych doprowadzających ładunek do obu zaworów dolotowych pojedynczego cylindra gwarantują powstanie bardzo silnego zawirowania ładunku wokół jego osi. Ponadto odpowiednia forma i proporcje kształtu komory spalania umożliwiły uzyskanie silnego zawirowania ładunku wzdłuż osi cylindra (rys. 4). Wykorzystano tu efekt wyciskania powietrza przez tłok pod koniec procesu sprężania. W podstawowej wersji silnika ( $N_e = 51$  kW,  $\varepsilon = 18$ ) objętość części komory spalania zawartej w tłoku stanowi 75% jej całkowitej objętości a średnica wejścia do komory stanowi tylko 53% średnicy cylindra.

Silnik wyposażony został w układ zasilania typu *Common Rail* opracowany w firmie Bosch. Zastosowano w nim nowej generacji elektromagnetyczne wtryskiwacze typu Bosch CRIP1-MI, pozwalające na podział dawki wtryskiwanego paliwa na pięć części. W podstawowej wersji silnika zastosowano 5-otwórkowe wtryskiwacze o średnicy pojedynczego otworu wynoszącej 0,13 mm, maksymalne ciśnienie wtrysku 140 MPa oraz turbosprężarkę KKK Warner KP39 o stałej geometrii kierownic.

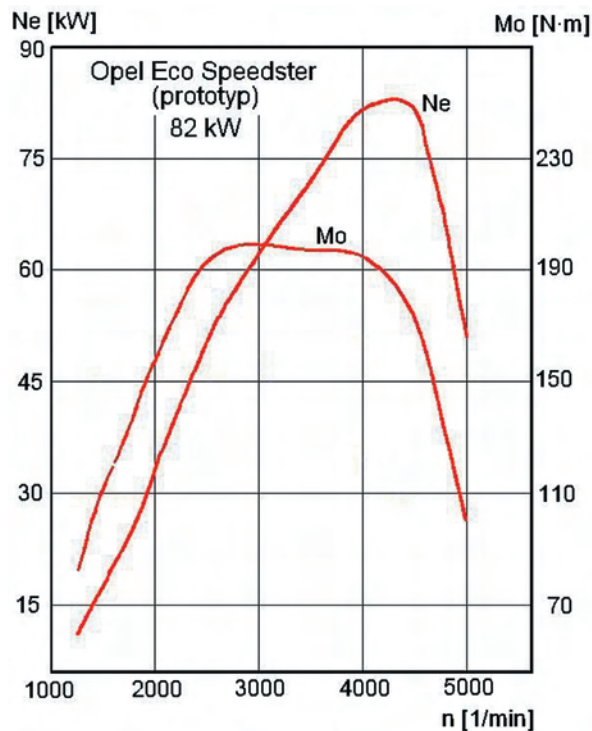
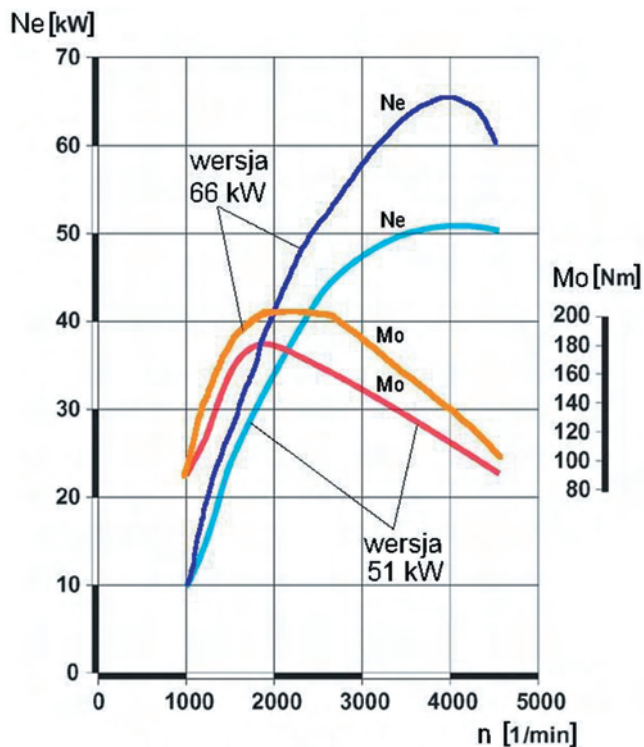
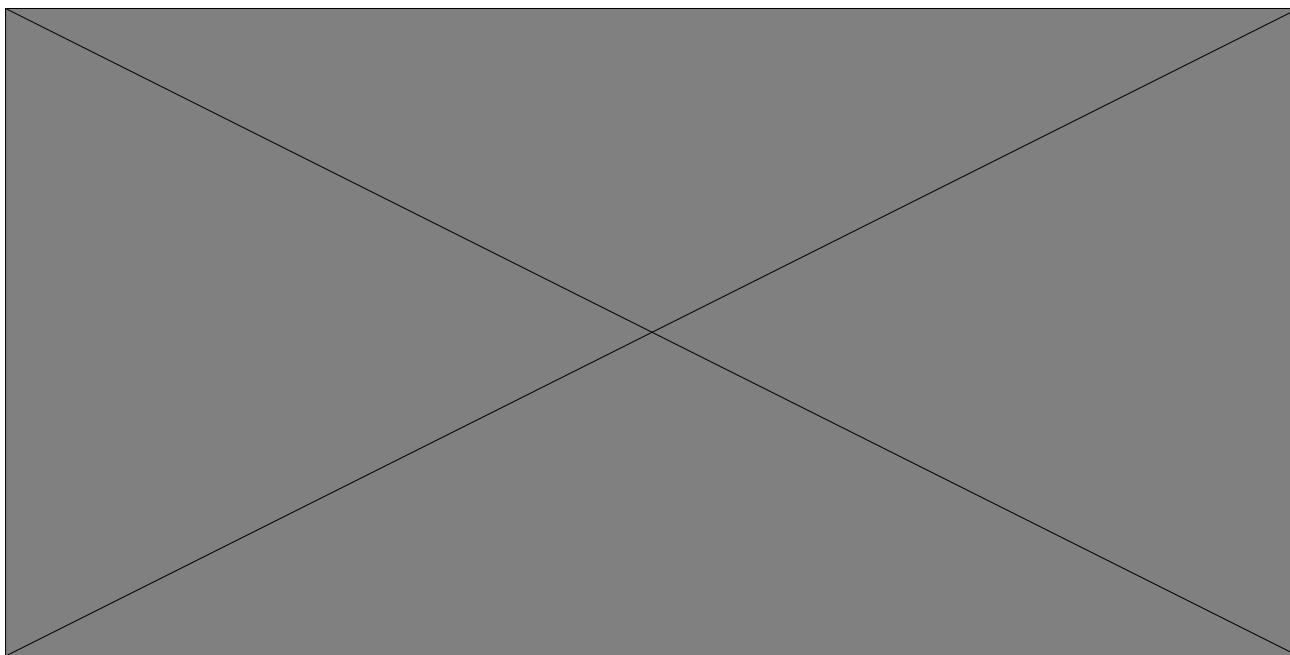
Ponieważ w podstawowej wersji silnika jego potencjał rozwojowy nie został jeszcze całkowicie wykorzystany, w 2003 roku zaprezentowano prototyp sportowego pojazdu o



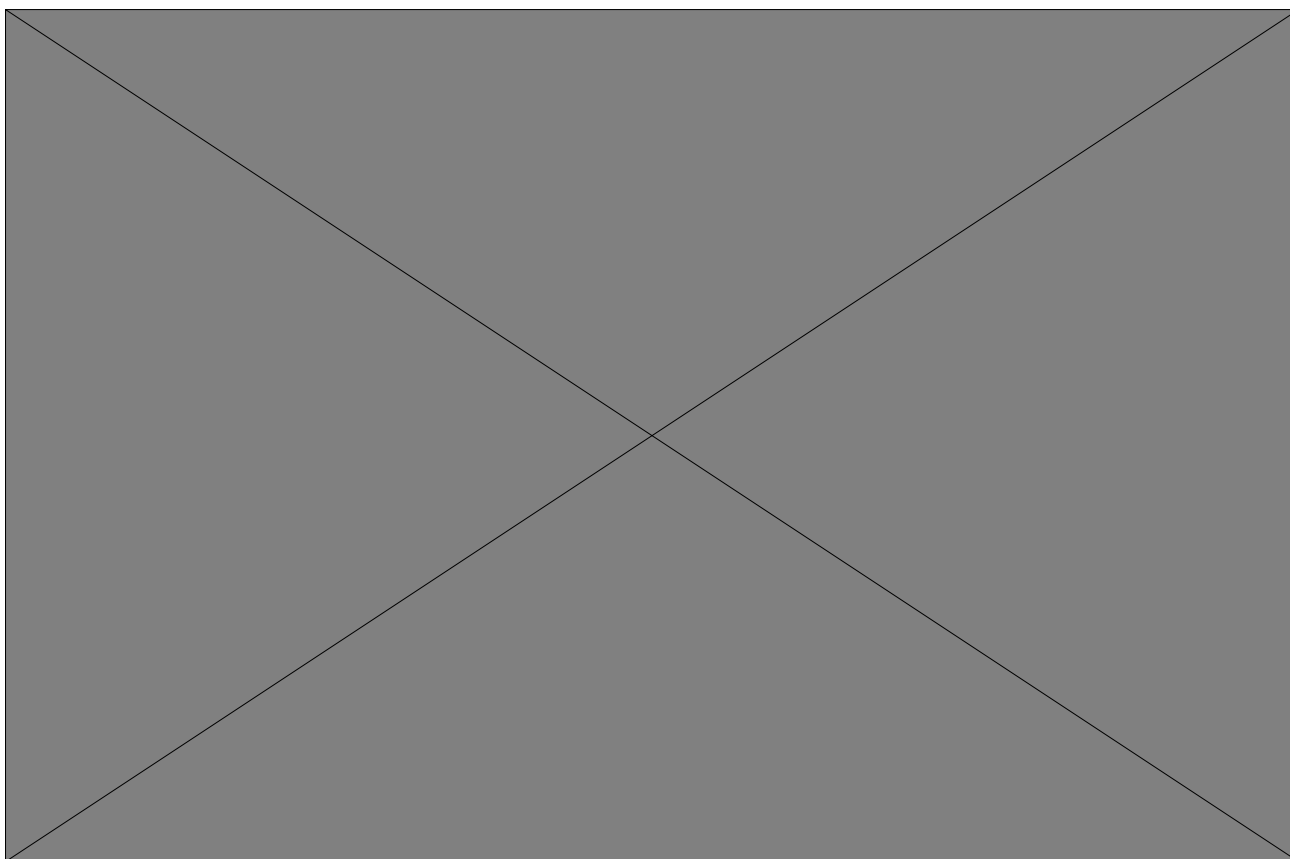
nazwie Opel Eco Speedster, wyposażony w wyczynową odmianę tego silnika o mocy 82 kW, natomiast na początku 2004 roku do seryjnej produkcji skierowano wersję o mocy 66 kW. Podstawowe dane techniczne wymienionych wersji silnika zawarto w tabeli 1.

W mocniejszych wersjach silnika zastosowano turbo-

sprężarkę o zmiennej geometrii kierownic, zmniejszono stopień sprężania oraz zwiększono do 160 MPa wartość maksymalnego ciśnienia wtrysku. Wprowadzono dodatkową funkcję do modułu sterującego, która odpowiada za położenie kierownic turbosprężarki w zależności od ciśnienia



Rys. 5. Porównanie charakterystyk prędkościowych silnika 1,3 dm<sup>3</sup> Fiat GM Powertrain [3, 5]



\* – wersja silnika o mocy 66 kW, • – brak danych

doładowania. Zmianę położenia kierownicy realizuje siłownik pneumatyczny, korzystający z podciśnienia wytwarzanego przez pompę napędzaną jednym z wałków rozrządu, natomiast za sterowanie odpowiada elektromagnetyczny zawór doprowadzający do siłownika podciśnienie w zależności od sygnału z modułu sterującego. W wyczynowej wersji silnika uzyskano wartość momentu obrotowego 240 N·m, lecz ze względu na wytrzymałość zastosowanej skrzyni biegów jego wartość ograniczono do 200 N·m. Ze względu na większe obciążenia mechaniczne wał korbowy wykonano ze stali stopowej o symbolu 32CrV13 o azotowanej powierzchni.

Charakterystyki prędkościowe poszczególnych wersji silnika przedstawiono na rys. 5.

Obie seryjnie produkowane wersje silnika o mocy 51 i 66 kW spełniają wymagania normy EURO 4.

Podstawowe części silnika, takie jak kadłub, głowica, wał korbowy oraz pokrywa układu rozrządu produkowane są na miejscu w zakładach Fiat GM Powertrain w Bielsku Białej, natomiast pozostałe elementy pochodzą od krajowych i zagranicznych dostawców i kooperantów. Tutaj też odbywa się montaż całego silnika oraz końcowy odbiór jakościowy.

Obecnie silnik ten jest bardzo poszukiwany na rynku, o

czym świadczy jego stosowanie w całej gamie samochodów różnego typu i przeznaczenia, różnych marek, produkowanych w wielu różnych krajach (tab. 2). Aby zaspokoić zapotrzebowanie rynku na tę nowoczesną jednostkę napędową, liczba produkowanych egzemplarzy ma już wkrótce osiągnąć docelową wartość 550 tys. rocznie.

#### Literatura i zdjęcia:

- [1] Fabryczne materiały prasowe – GM Media Info 2005.
- [2] Fabryczne materiały prasowe – Fiat Auto S.p.a. Press Office.
- [3] Fabryczne materiały prasowe – Fiat Auto S.p.a. Lancia Press Office.
- [4] Imarisio R., Papa P.G., Siracusa M.: *The New Fiat GM Powertrain Small Diesel Engine*. Aachener Colloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2003.
- [5] Quarg J., Holzhofer M.: *The High Performance Powertrain in the Opel ECO-Speedster*. Aachener Colloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2003.
- [6] Katalog der Automobile Revue 2005.

Marek BRZEŻAŃSKI

Romuald JANIK\*  
Andrzej ZIELIŃSKI

## Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych BOSMAL w Bielsku-Białej – kierunki działalności a rozwój bazy badawczej

### 1. Rys historyczny a teraźniejszość

Historia Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Samochodów Małolitrażowych sięga 1971 roku. W kwietniu tegoż roku utworzono w Bielsku-Białej Oddział Zamiejscowy warszawskiego Centralnego Ośrodka Konstrukcyjno-Badawczego Przemysłu Motoryzacyjnego (COKB PMot – obecnie PIMOT). Powołanie Oddziału Zamiejscowego miało bezpośredni związek z istotnymi decyzjami rządowymi o utworzeniu w tym rejonie kraju nowego ośrodka samochodów osobowych. Oddział Zamiejscowy COKB PMot w Bielsku-Białej mieścił się na terenie Wytwórni Sprzętu Mechanicznego przy ulicy Partyzantów 44 i na koniec 1971 roku zatrudniał 40 osób. W styczniu 1972 roku powołano wielozakładowe przedsiębiorstwo pod nazwą Fabryka Samochodów Małolitrażowych na bazie dawnej WSM. Z dniem 1 marca 1972 roku OZ COKB PMot został przekształcony w Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych BOSMAL.

Do głównych zadań OBR SM należały prace rozwojowe, bieżąca obsługa konstrukcyjna produkcji oraz wszelkie prace badawcze dotyczące różnych materiałów, poszczególnych części i zespołów oraz kompletnych samochodów. Nowym zadaniem były prace związane z wdrożeniem do produkcji samochodu licencyjnego typu Fiat 126p.

Rosnące zadania stawiane przed OBR SM powodowały wzrost liczebności kadry i dążenie do zwiększania powierzchni użytkowej. W 1973 roku, na północnym przedmieściu Bielska-Białej, rozpoczęto budowę zespołu budynków i hal przeznaczonych na siedzibę Ośrodka. Dwa lata później, w kolejno oddawanych halach i budynkach instalowano nowoczesne urządzenia i stanowiska badawcze. Prace nad budową Ośrodka zakończono w 1978 roku (rys. 1). Struktura organizacyjna była systematycznie dostosowywana do bieżących zadań OBR SM, a jego wyposażenie wzbogacano o kolejne urządzenia i aparaturę badawczą pochodzącą głównie z renomowanych firm światowych. Stopniowo wprowadzano komputeryzację prac inżynierskich. Wyspecjalizowana kadra i bogate wyposażenie OBR SM umożliwiały prowadzenie prac rozwojowych w pełnym cyklu, czyli od etapu założeń do pełnosprawnego i wszechstronnie przebadanego prototypu. Opracowano w ten sposób wiele nowych rozwiązań poszczególnych zespołów i całych pojazdów. Do najbardziej znanych prototypowych samochodów powstałych w Ośrodku należą: Polski Fiat 126p Combi i Bombel oraz Beskid (rys. 2). Niektóre opracowane tu konstrukcje pojazdów doczekały się produkcji seryjnej. W latach 1974-1983 produkowano samochody Syrena Bosto, a w latach 1991-1993 wyprodukowano serię kilkuset



samochodów Bosmal 126p Cabrio (rys. 3).

W listopadzie 1990 roku Fabryka Samochodów Małolitrażowych została przekształcona w Spółkę Skarbu Państwa, a po kolejnym etapie przekształceń własnościowych większość zakładów produkcyjnych FSM S.A. została przejęta przez włoskiego FIAT'a, który w 1993 roku utworzył spółkę



pod nazwą FIAT Auto Poland.

Od 1990 roku Ośrodek BOSMAL stał się w pełni samodzielną jednostką badawczo-rozwojową podlegającą Ministrowi Gospodarki i współpracującą z Ministerstwem Nauki i Informatyzacji. Przeprowadzono szereg istotnych zmian organizacyjnych i rozpoczęto pracę nad akredytacją laboratoriów badawczych. S.A. OBR SM BOSMAL realizuje obecnie wszelkie prace o charakterze badawczo-rozwojowym z dziedziny motoryzacji na zamówienia firm krajowych i zagranicznych. Uzyskanie zleceń od wymagających firm zagranicznych uwarunkowane jest wysokim poziomem pracy naszych laboratoriów badawczych.

Ośrodek ma wdrożony międzynarodowy system zarządzania jakością w odniesieniu do normy PN-EN ISO 9001:2001, w zakresie:

- projektowania oraz produkcji jednostkowej i małoseryjnej elementów do samochodów, ich wyposażenia oraz

- stanowisk i oprzyrządowań badawczo-produkcyjnych,
- systemu zarządzania środowiskowego w odniesieniu do normy PN-EN ISO 14001:1998.

BOSMAL posiada certyfikat systemów jakości i zarządzania środowiskowego wydane przez PCBC i IQNet. W strukturze organizacyjnej OBR SM działa Laboratorium Badawcze, które w 1997 roku wdrożyło system jakości według normy PN-EN 45001 i Przewodnika ISO/IEC 25. Obecnie Laboratorium posiada:

- Certyfikat Akredytacji Polskiego Centrum Akredytacji PCA,
- Certyfikat dotyczący usług badawczych dla Laboratorium TAVVC TUV Rheinland/Berlin-Brandenburg,
- Rekomendację wydaną przez Opel International Technical Development Center, do wykonywania prac badawczych na potrzeby zakładów Opel/GM.

Ośrodek współpracuje już od wielu lat ze znanymi instytucjami i placówkami naukowo-badawczymi, a także z uczelniami technicznymi w kraju i za granicą.

Od 1992 roku OBR SM wydaje własne czasopismo naukowo-techniczne – Zeszyty Naukowe OBR SM BOSMAL, które od 2001 roku emitowane są w kwartalnym cyklu wydawniczym. Ośrodek dysponuje wysoko wykwalifikowaną i doświadczoną kadrą zawodową, zatrudnia obecnie około 250 pracowników, z czego 45% posiada wyższe wykształcenie.



## 2. Zakres prac realizowanych w OBR SM BOSMAL

W Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Samochodów Małolitrażowych prowadzone są aktualnie kompleksowe prace badawcze dla przemysłu samochodowego oraz dla innych gałęzi gospodarki narodowej. Ośrodek dysponuje laboratoriami badawczymi wyposażonymi w nowoczesną i unikatową aparaturę pomiarowo-badawczą, pochodzącą z czołowych firm światowych, jak: Carl Schenk, Hewlett Packard, MTS Systems, Hottinger-Baldwin, AVL List, Datron Messtechnik, Pierburg, Beckmann, Dea, Corrsys Datron Sensorsysteme i inne. OBR SM BOSMAL podtrzymuje i rozwija dobre tradycje wypracowane w latach siedemdziesiątych i osiemdziesiątych ubiegłego stulecia w zakresie realizacji prac konstrukcyjnych dotyczących opracowywania szerokiej gamy wyrobów motoryzacyjnych w oparciu o nowoczesne metody i techniki projektowania. Aktualnie Ośrodek jest wyposażony w stacje komputerowe z systemem CAD/CAM/CAE oraz posiada oprogramowanie CADD 5, CATIA, AUTO-CAD, jak również systemy obliczeniowe MES: NASTRAN, PATRAN i DYTRAN.

Ważnym zagadnieniem w działalności usługowej Ośrodka są duże możliwości techniczne odnośnie wykonywania w metalu różnych wyrobów, szczególnie dla przemysłu motoryzacyjnego, a mianowicie:

- wykonywanie modeli wzorcowych, ich negatywów, makiet i prototypów,
- wykonywanie prototypów pojazdów samochodowych oraz zespołów do tych pojazdów,
- produkcja krótkich serii pojazdów, wyrobów i akcesoriów motoryzacyjnych,
- wykonawstwo oprzyrządowania, pomocy warsztatowych oraz sprawdzianów.

W tym obszarze działalności utrzymywana jest od wielu lat ścisła współpraca techniczna z różnymi przedsiębiorstwami produkcyjnymi w kraju i zagranicą. Poza tym OBR SM BOSMAL oferuje pomoc techniczną różnym podmiotom gospodarczym w zakresie: usługi normalizacyjnej i patentowej, archiwizacji dokumentacji technicznej na nośnikach elektronicznych, jak również pośrednictwo i pomoc w uzyskaniu certyfikatów na wyroby oraz świadectw homologacyjnych.

## 3. Nowe kierunki badań oraz rozwój bazy badawczej w OBR SM BOSMAL

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych BOSMAL należy aktualnie do najbardziej prężnych placówek zaplecza naukowo-badawczego przemysłu motoryzacyjnego w Polsce, posiada dobrze wyposażone laboratoria w aparaturę pomiarową i badawczą, jak również posiada doświadczoną w tych dziedzinach kadrę pracowników inżynierjno-technicznych. Przedmiotem działalności BOSMAL-u jest realizacja prac badawczo-rozwojowych i wdrożeniowych, badań naukowych, prac z zakresu kontroli jakości wyrobów na rzecz krajowego i zagranicznego przemysłu motoryzacyjnego. Odbiorcami prac Ośrodka są przedsiębiorstwa, głównie w przemyśle motoryzacyjnym, ale również

i inne placówki naukowo-badawcze w Polsce, co wpływa jednoznacznie na ugruntowanie wysokiej pozycji OBR SM wśród firm o podobnym profilu działania.

Przemiany jakie nastąpiły w ostatnich latach w przemyśle motoryzacyjnym na świecie zarówno od strony technologii wyrobów, jak również od strony organizacji produkcji, powszechne wprowadzanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych w budowie samochodów, w tym szczególnie w zespołach napędowych, stosowanie nowych systemów i układów zasilania w silnikach spalinowych itp., wpłynęły w sposób zasadniczy na zmianę zapotrzebowania na rodzaje badań pojazdów samochodowych i ich zespołów. Stosowanie na szeroką skalę układów elektrycznych i elektronicznych do sterowania i pracy głównych zespołów roboczych w samochodach, a szczególnie w silnikach spalinowych, wymaga wprowadzania nowego oprzyrządowania do testowania tych zespołów, nowych urządzeń badawczych do badań funkcjonalnych i trwałościowych. Sygnalizowany charakter koniecznych zmian w technikach pomiarowych i badawczych znalazł odzwierciedlenie w działalności badawczej w OBR SM, szczególnie jeśli chodzi o rozwój nowych kierunków badań, rozwój bazy badawczej, uruchamianie nowych stanowisk badawczych, stosowanie nowych technik pomiarowych, a przede wszystkim rozwój umiejętności kadry pracowników inżynierjno-technicznych.

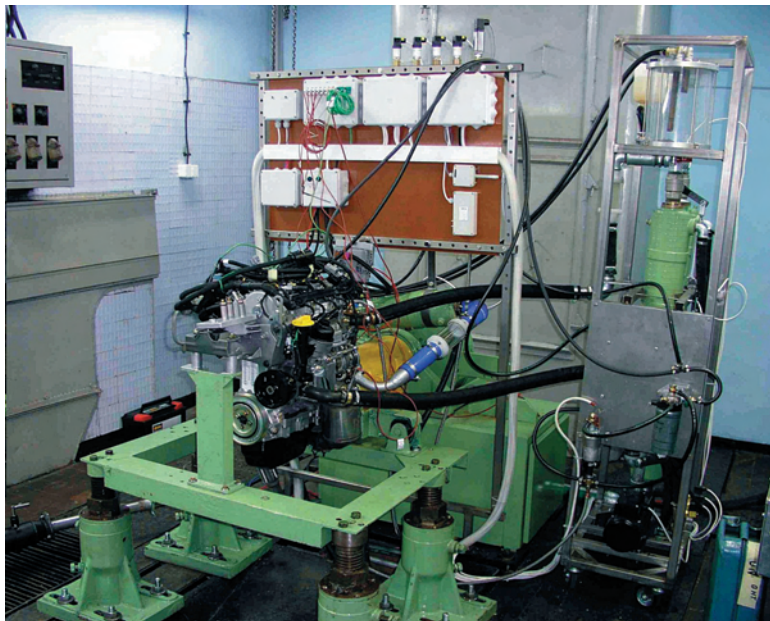
Mając na względzie zapotrzebowanie na nowe prace badawcze oraz różne usługi inżynierskie ze strony odbiorców zewnętrznych, w OBR SM BOSMAL położono w ostatnich latach duży nacisk na wprowadzanie i rozwój nowych technik i metod badawczych oraz modernizację i rozszerzenie dotychczasowej bazy badawczej dla następujących kierunków badań, związanych z branżą samochodową:

- badania stanowiskowe silników spalinowych oraz emisji spalin,
- badania zespołów i części samochodowych,
- badania materiałów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych związanych z motoryzacją,
- pomiary geometryczne części samochodowych metodami uniwersalnymi i współrzędnościowymi,
- badania drogowe pojazdów samochodowych.

### 3.1. Badania stanowiskowe silników spalinowych oraz emisji spalin

Prowadzone są badania stanowiskowe silników ZI oraz ZS zasilanych różnymi paliwami jak: benzyna, mieszaniny benzyny z dodatkami, olej napędowy, LPG i CNG, przy czym zakres badań obejmuje między innymi:

- badania trwałościowe silników,
- badania funkcjonalne i trwałościowe części wewnętrznych silników oraz osprzetu silnikowego (układy wydechowe, filtry oleju i powietrza, chłodnice i nagrzewnice, termostaty itp.),
- specjalne testy stanowiskowe silników – szoki termiczne,
- badania funkcjonalne katalizatorów i filtrów cząstek stałych silników ZS,
- badania emisji spalin według Regulaminów ECE nr 49 i 24, normy ISO 8178, Dyrektywy 97/20/EC,



– badania systemów diagnostyki pokładowej EOBD.

Na rys. 4 pokazano typowe stanowisko hamowniane z zamontowanym silnikiem samochodowym ZS oraz z podłączoną aparaturą do pomiarów zadymienia i przedmuchu gazów spalinowych. Odnośnie emisji związków szkodliwych w spalinach w OBR SM prowadzi się w szerokim zakresie badania pojazdów samochodowych z silnikami ZI i ZS, zasilanymi różnymi paliwami ciekłymi i gazowymi, pod kątem zgodności z określonymi wymaganiami normatywnymi. W trakcie tych badań samochodów realizuje się ustalone cykle jezdne na hamowni podwoziowej, według przepisów:

- Unii Europejskiej           NEDC (UDC+EUDC),
- USA                             FTP 75, HWY,



– Japonii                         Mode 10.15, Mode 11,  
– innych, według wymagań klientów.

Na rys. 5 pokazany jest samochód osobowy w trakcie wykonywania testu toksyczności na hamowni podwoziowej C.Schenk 500 GS/60.

### 3.2. Badania stanowiskowe części i zespołów samochodowych

Wprowadzenie do produkcji nowych modeli następuje obecnie w coraz krótszych cyklach wdrożeniowych. Jednym z ważnych elementów skróconego cyklu wdrożeniowego jest szerokie stosowanie stanowiskowych badań zespołów i części, w tym szerokiej gamy badań symulacyjnych, pozwalających na odtwarzanie różnych warunków drogowych i klimatycznych w pełnym spektrum ich kombinacji. W Zakładzie badań zespołów OBR SM BOSMAL realizowane są w tym zakresie następujące rodzaje badań statycznych i dynamicznych:

- badania części i zespołów samochodowych na hydraulicznym symulatorze drogi,
- badania trwałościowe kompletnych skrzyń biegów oraz synchronizatorów skrzyń biegów,
- pomiary charakterystyk samochodowych sprzęgieł ciernych,
- statyczne i dynamiczne próby rozciągania i skęciania różnych części maszyn,



– próby



wytrzymałościowe i trwałościowe części samochodowych, takich jak wały korbowe, przeguby, zawieszenia silników itp.

– badania amortyzatorów

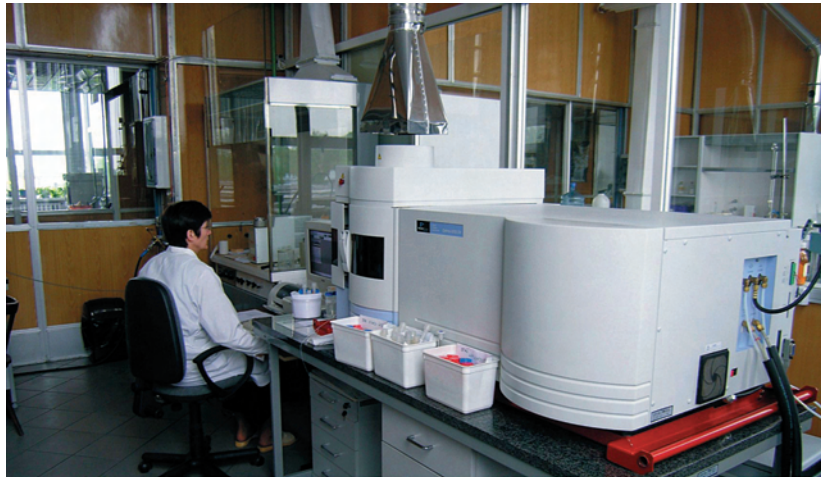
samochodowych,  
– badania trwałościowe oraz próby szczelności pierścieni gumowych do uszczelnienia wałów obrotowych.



Poza tym w ramach szerokich badań stanowiskowych, odrębną grupę stanowią badania dotyczące wibracji i hałasu kompletnych pojazdów oraz ich zespołów i części, obejmujących takie zagadnienia jak:

- hałas środowiskowy i przemysłowy (na stanowiskach badawczych, hałas zewnętrzny i wewnętrzny pojazdów, pomiary mocy akustycznej, itp.),
- pomiary i analiza wibracji maszyn i pojazdów (analiza widmowa wibracji liniowych i skrętnych),
- badania dynamiki maszyn i pojazdów (analiza modalna, określenie impedancji i mobilności mechanicznej).

Na rys. 6 przedstawiony jest widok hydraulicznego czterokolumnowego symulatora drogi z zamontowanym samochodem osobowym Fiat Panda w ramach badań dynamicznych tych pojazdów. Na rys. 7 pokazano najnowsze stanowisko do badań trwałościowych samochodowych skrzyń biegów, z pełną automatyzacją procesu sterującego oraz gromadzeniem danych z próby poprzez komputerowy system kontroli.



### 3.3. Badania materiałów

Z uwagi na znaczny obszar działania OBR SM, w Ośrodku prowadzi się szerokie badania specjalistyczne materiałów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, spotykanych powszechnie w branży motoryzacyjnej, takie jak:

- badania radiograficzne odlewów części maszyn (stopy aluminium i żeliwa),
- analiza składu materiałów metalowych (metale i stopy metali),
- analiza składu materiałów niemetalowych (tworzywa sztuczne, gumy, rozpuszczalniki, powłoki),
- analiza składu chemicznego oraz badania właściwości fizykochemicznych materiałów eksploatacyjnych (paliwa, oleje smarowe silnikowe i przekładniowe, smary, płyny chłodnicze, płyny do spryskiwaczy itp.),
- właściwości mechaniczne materiałów (wytrzymałość na rozciąganie, wydłużenie, granica plastyczności, twardość, uderność),
- właściwości strukturalne metali, stopów metali i spieków (wielkość ziarna, wtrącenia niemetaliczne, zawartości faz strukturalnych),
- badania powłok galwanicznych i malarskich (testy na korozję, grubość warstwy, odporność na zarysowanie),
- analiza warstw dyfuzyjnych,

- analiza spektrograficzna (przełomy),
- analiza połączeń spawanych,
- analiza czystości wewnętrznej komponentów oraz analiza samych zanieczyszczeń.

Na rys. 8 pokazano najnowszy spektrometr emisyjny plazmowy Perkin Elmer Optima 4300 DV oraz chromatograf gazowy Perkin Elmer 8700 i spektrometr FTIR 1720 X, zainstalowane w Pracowni Chemicznej w naszym Ośrodku. Urządzenia te pozwalają na bardzo dokładną analizę składu chemicznego metali i stopów metali, jak również na dowolne analizy składu chemicznego tworzyw sztucznych, gumy, rozpuszczalników, powłok, smarów itp.

### 3.4. Pomiary geometrii części maszyn

Przy prowadzonych w Ośrodku pracach dotyczących bieżącej oceny zespołów i części samochodowych, zwolnienia do produkcji tych części w wytwórniach finalnych, a przede wszystkim z uwagi na prowadzone różnorodne badania trwałościowe części i zespołów na stanowiskach, konieczne jest wykonywanie bardzo precyzyjnych pomiarów geometrycznych tych elementów w zakresie takich



### 3.5. Badania drogowe pojazdów

Badania drogowe pojazdów samochodowych są realizowane w OBR SM praktycznie od początku jego istnienia. W początkowym okresie działalności Ośrodka prowadzone były głównie badania przebiegowe różnych typów samochodów osobowych, które z czasem znacznie zostały zredukowane z uwagi na bardzo duże koszty ich realizacji. Badania przebiegowe zostały zastąpione przez różne specjalistyczne testy drogowe, pozwalające na szczegółową ocenę właściwości trakcyjnych badanych samochodów w rzeczywistych warunkach eksploatacji, na ocenę

parametrów jak: wymiary liniowe i kątowe, błędy kształtu (prostoliniowość, okrągłość, walcowość, płaskość, równoległość, prostopadłość), bicie promieniowe i osiowe itp. Pomiaru takie realizowane są od wielu lat na różnych obiektach w Pracowni Metrologii, która jest wyposażona w nowoczesne przyrządy i urządzenia pomiarowe uniwersalne i specjalistyczne, pracujące w oparciu o metody stykowe i bezstykowe.

W ostatnim okresie istnieje bardzo duże zapotrzebowanie na pomiary przestrzenne metodami współrzędnościowymi, mając na względzie bardzo złożone konstrukcyjne części i zespoły współczesnych maszyn i urządzeń. Takie metody pomiarów przestrzennych dla części i zespołów samochodowych zostały praktycznie wdrożone w Ośrodku, a Pracownia Metrologii została wyposażona w odpowiednie urządzenia pomiarowe.

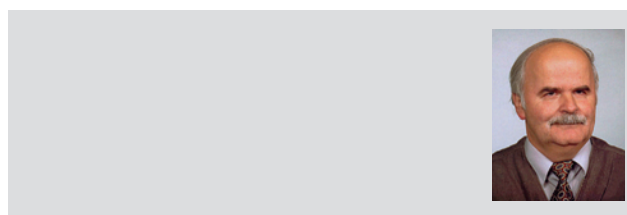
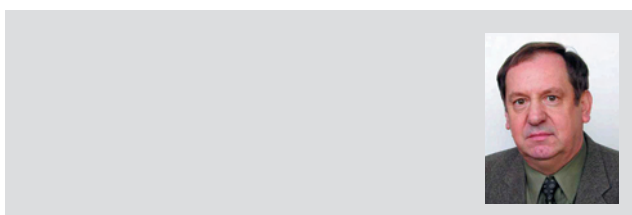
Na rys. 9 przedstawiona jest współrzędnościowa maszyna pomiarowa DEA „GLOBAL STATUS” 09.15.08 wraz z oprogramowaniem pomiarowo-kontrolnym PC-DMIS, pozwalającym na wykonywanie pomiarów przestrzennych na bazie modeli matematycznych z programów CATIA i UNIGRAFICS.

trwałości i niezawodności pracy głównych zespołów, jak również na dokładną ocenę zmian właściwości fizykochemicznych i użytkowych stosowanych w tych samochodach materiałów eksploatacyjnych (paliwa, oleje smarowe, smary, płyny eksploatacyjne).

Aktualnie w Zakładzie Badań Drogowych OBR SM prowadzone są następujące rodzaje badań:

- badania przebiegowe i próby wytrzymałościowe samochodów z silnikami ZI i ZS w ramach testów Reliability Growth, Fleet EOBD, testy mieszane,
- badania drogowe samochodów i pomiary pod kątem:
  - zużycia paliwa w funkcji prędkości jazdy,
  - rozpędzanie przez biegi i na poszczególnych biegach,
  - oceny funkcjonalności i kierowności samochodu,
  - zużycia oleju,
  - rozkładu temperatury i ciśnienia w wybranych układach i zespołach samochodu (układ wydechowy, układ chłodzenia, olejenia hamulcowy, ogrzewanie samochodu),
  - analizy usterkowości części i zespołów samochodów.

Badania przebiegowe samochodów realizowane są na wybranych i ściśle zdefiniowanych trasach:



## Aktualności

### Silniki ZI

#### Silnik firmy GM Opel do samochodów klasy GTI

Firma GM Opel w nowych modelach samochodów Astra OPC wprowadziła nowy, czterocylindrowy, szesnastozaworowy, turbodoładowany silnik o pojemności skokowej 1,998 dm<sup>3</sup> i mocy 240 KM (177 kW) przy 5600 obr/min; moc jednostkowa wynosi ok. 88,4 kW/dm<sup>3</sup>. Maksymalny moment obrotowy  $M_{o-max} = 320$  Nm jest rozwijany przy prędkości 2400 obr/min i odpowiada wartości  $p_{e-max} = 2,013$  MPa. Wartości te są zbliżone do silników z zapłonem samoczynnym o podobnej pojemności skokowej.

Oprac. na podst. Auto Świat 29/2005

#### Nowy silnik Hondy 1,8 dm<sup>3</sup> i-VTEC

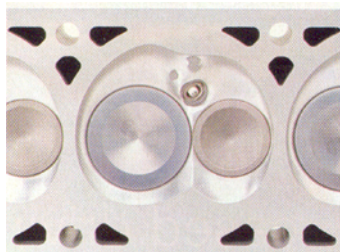
Nowy silnik Hondy 1,8 dm<sup>3</sup> i-VTEC wykazuje korzystniejszą charakterystykę moment obrotowego w porównaniu do silnika 2,0 dm<sup>3</sup> oraz poprawione zużycie paliwa o 6% w stosunku do silnika 1,7 dm<sup>3</sup>. Zmniejszono także straty wymiany ładunku o 16% oraz wprowadzono system umożliwiający zmianę długości układu dolotowego zwiększając skuteczność napełniania. Silnik rozwija moc  $N_e = 103$  kW (140 KM, 57,3 kW/dm<sup>3</sup>) i maksymalny moment obrotowy  $M_o = 174$  Nm. Układ oczyszczania spalin wyposażony jest w dwa reaktory katalityczne.

Oprac. na podst. www.all4engineers.com

#### Silnik LS7 Corvette



Koncern General Motors skonstruował nowy silnik do samochodów sportowych. Kadłub silnika wytwarzany jest ze stopu aluminiowo-magnezowego o małej masie i dużej wytrzymałości.



Jest to silnik widlasty V8 o pojemności 7,0 dm<sup>3</sup>, mocy  $N_e = 373$  kW (507 KM, 53,3 kW/dm<sup>3</sup>) przy prędkości obrotowej  $n = 6300$  obr/min i maksymalnym momentem obrotowym  $M_o = 657$  Nm. Silnik jest smarowany na zasadzie suchej miski olejowej.

SILNIKI SPALINOWE, nr 2/2005 (121)

Oprac. na podst. www.gm.com

#### Pojazdy Volvo z silnikami firmy Yamaha

Yamaha zaopatruje firmę Volvo w silniki widlaste V8 60° 4,4 dm<sup>3</sup> o mocy znamionowej  $N_e$  równej 235 kW (320 KM; 53,4 kW/dm<sup>3</sup>) i maksymalnym momencie obrotowym  $M_o$  równym 440 Nm. Blok silnika został wytworzony w technologii odlewu wysokociśnieniowego i zastąpił odlew grawitacyjny. Volvo twierdzi, iż ten silnik jest najmniejszym silnikiem V8 dostępnym na rynku (długość  $L = 755$  mm, szerokość  $H = 635$  mm). Silnik powstały w kooperacji Yamaha/Volvo waży tylko 25 kg więcej niż silnik rządowy sześciocylindrowy T6.

Oprac. na podst. Automotive Engineering

#### Silnik do samochodu Porsche Le Mans

W pojeździe prototypowym firma Porsche zastosowała nowy silnik widlasty V8 o pojemności skokowej  $V_{ss} = 3,4$  dm<sup>3</sup> i o mocy ograniczonej do 480 KM (353 kW; 104 kW/dm<sup>3</sup>) przy prędkości obrotowej  $n = 10100$  obr/min.



Oprac. na podst. www.autogaleria.pl, www.porsche.com

### Silniki ZS

#### Silniki VW TDI w samochodach firmy Mitsubishi

Firma Mitsubishi zacznie w 2006 roku w modelach pojazdów oznaczonych symbolem 2,0 DI-D montować silniki Volkswagen 2,0 TDI. Są to jednostki wyposażone w pompowtryskiwacze i osiągają maksymalny moment obrotowy  $M_{o-max} = 310$  Nm przy prędkości obrotowej ok.  $n = 1700$  obr/min ( $p_{e-max} = 1,95$ ). Współpraca obu firm odbywać się będzie na podstawie porozumienia zawartego w 2003 roku.

Oprac. na podst. Auto Świat 29/2005

#### Nowy silnik 4,2 TDI Volkswagena

Do niedawna najmocniejszym silnikiem wysokoprężnym w samochodzie seryjnym był silnik V10 TDI o mocy 313 KM (230 kW), montowany m.in. w samochodzie Volkswagen Phaeton. W koncernie Volkswagen powstała ostatnio nowa, silniejsza wersja tego



turbodoładowanego silnika o pojemności skokowej  $4,2 \text{ dm}^3$  i mocy 326 KM (240 kW,  $57 \text{ kW/dm}^3$ ).

Oprac. na podst. [www.vw.com](http://www.vw.com)

### Golf GT TDi

Według doniesień serwisu pisma Autocar, Volkswagen pracuje nad modelem Golf GT TDi napędzanym silnikiem o zapłonie samoczynnym. Sprzedaż w Wielkiej Brytanii powinna rozpocząć się jeszcze przed końcem bieżącego roku. Samochód napędzany będzie czterocylindrowym, turbodoładowanym silnikiem o pojemności skokowej  $2,0 \text{ dm}^3$  wyposażonym we wtryskiwacze piezoelektryczne. Silnik będzie rozwijać moc 168 KM (124 kW;  $62 \text{ kW/dm}^3$ ).

Oprac. na podst. [www.4x4.pl](http://www.4x4.pl)

### Współpraca Delphi z DaimlerChrysler

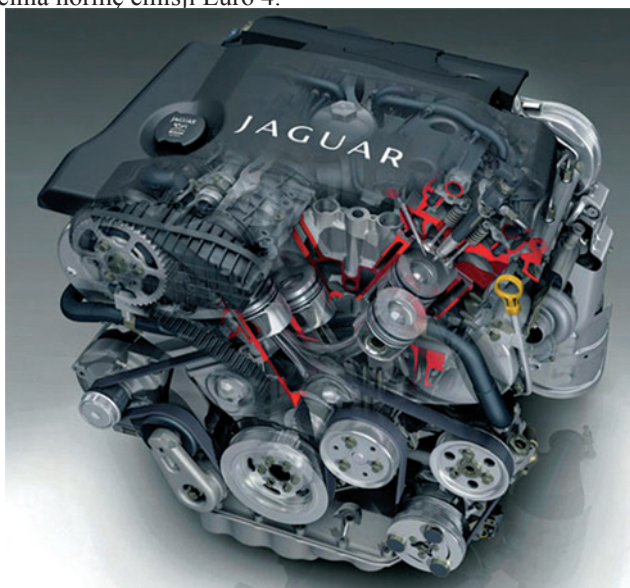
Firma Delphi będzie zaopatrywać firmę DaimlerChrysler w aparaturę wtryskową *common rail* przeznaczoną do silników o zapłonie samoczynnym. W początkowej fazie współpracy będzie to system *common rail* (DCR) 1600 do samochodów osobowych firmy Mercedes. System DCR 1600 pozwala na:

- podział dawki paliwa na 5 części,
- zachowanie lepszej kontroli małych dawek ze względu na powtarzalność cykli roboczych,
- redukcję emisji tlenków azotu do 30%.

Oprac. na podst. [www.delphi.com](http://www.delphi.com)

### Silnik Jaguara $2,7 \text{ dm}^3$ V6 o ZS

Silnik przeznaczony do napędzania samochodów marki Jaguar pochodzi ze współpracy Forda i PSA. Jest to silnik wysokoprężny w układzie widlastym o pojemności skokowej  $V_{ss}=2,7 \text{ dm}^3$ , doładowany dwoma turbosprężarkami. Silnik osiąga moc  $N_e=207 \text{ KM}$  (152,3 kW;  $76,2 \text{ kW/dm}^3$ ) i maksymalny moment obrotowy  $M_o=435 \text{ Nm}$ . W układzie wydechowym zainstalowano filtr cząstek stałych; silnik spełnia normę emisji Euro 4.

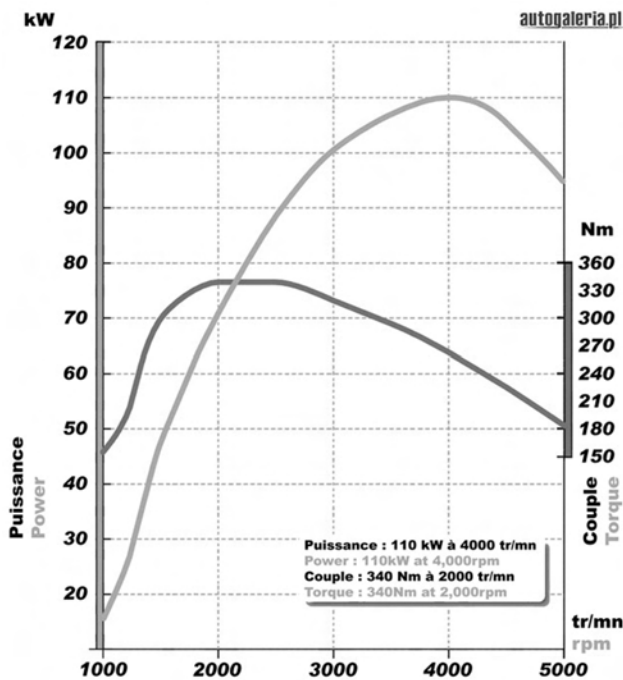


Oprac. na podst. [www.autogaleria.pl](http://www.autogaleria.pl), [www.jaguar.com](http://www.jaguar.com)

### Silnik ZS firm Renault i Nissan

Firmy Renault i Nissan opracowały nowy, 4-cylindrowy, turbodoładowany silnik o zapłonie samoczynnym, o pojemności  $2,0 \text{ dm}^3$ . Silnik został wyposażony w piezoelektryczne wtryskiwacze firmy Bosch oraz wtrysk wielofazowy. Przewidziane zostały dwie wersje mocy: 150 KM (110 kW) i 175 KM (129 kW,  $64,3 \text{ kW/dm}^3$ ). Silnik 150 KM rozwija maksymalny moment obrotowy  $M_o = 340 \text{ Nm}$ , przy prędkości obrotowej  $n = 2000 \text{ obr/min}$ . Silnik spełnia normę emisji EURO 4. Silnik jest wyposażony w turbinę o zmiennej geometrii (regulowane łopatki kierownicy) i w filtr cząstek stałych.





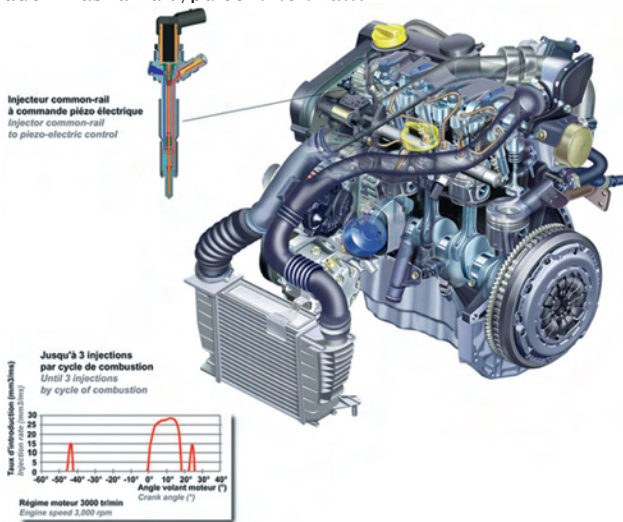
Oprac. na podst. Auto Świat 29/2005

Oprac. na podst. www.autogaleria.pl, www.nissan.com

**Nowy silnik 1,5 dm<sup>3</sup> dCi firm Nissan i Renault**

W stosunku do poprzedniej wersji silnika 1,5 dm<sup>3</sup> producenci poprawili wskaźniki pracy. Nowy silnik ZS osiąga moc  $N_e=106$  KM (78 kW; 52 kW/dm<sup>3</sup>) i maksymalny moment obrotowy  $M_o=240$  Nm ( $p_{e-max} = 2,01$  MPa). Wskaźniki te uległy poprawie przede wszystkim dzięki zwiększeniu parametrów doładowania oraz optymalizacji sterowania układem zasilania typu *common rail*.

system zasilania *common rail* w silnikach okrętowych. Podstawowym celem wprowadzenia wysokociśnieniowych układów wtrysku paliwa w silnikach okrętowych było zmniejszenie ilości emisji cząstek stałych. Dzięki temu pierwsze silniki okrętowe wyposażone w system *common rail* wykazywały emisję cząstek stałych na poziomie 0,4 FSN; obecnie osiągnąta jest wielkość na poziomie 0,15 FSN. Zmniejszeniu także uległo zużycie paliwa na obciążeniach częściowych. Celem konstruktorów było zachowanie stałego ciśnienia w układzie wtryskowym i ograniczenie pulsacji



Oprac. na podst. www.autogaleria.pl, www.nissan.com

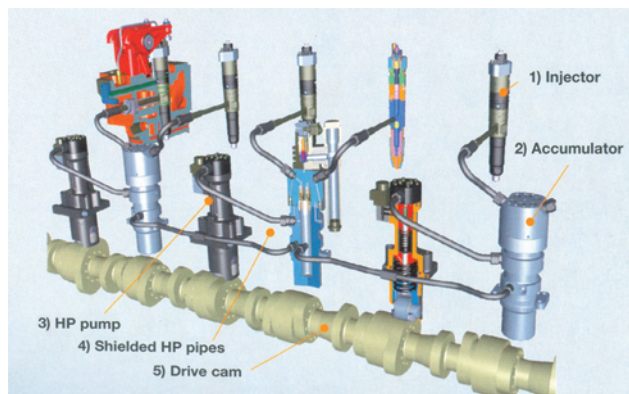
**Silniki okrętowe i stacjonarne**

**Common rail w silnikach okrętowych firmy Wärtsila**

Firma Wärtsila jako pierwsza na rynku wprowadziła

ciśnienia w układzie do poziomu 100 bar. W tym celu zastosowano akumulator ciśnienia połączony z przewodem wtryskowym (por. rys.). Taki układ zapewnia maksymalne wahania ciśnienia około 40 bar. System *common rail* instalowany w silnikach okrętowych zapewnia utrzymywanie ciśnienia wtrysku na poziomie 1800 bar. Dla zapewnienia

bezawaryjności i bezpieczeństwa pracy opracowano specjalny system połączeń przewodów wtryskowych wykonane z dwóch różnych materiałów.



Oprac. na podst. Wärtsilä marine news No.2/2005

## Doładowanie

### Nowy kontrakt MAN B&W i ENPACO

Korporacja ENPACO w Changwon, Korea, podpisała kontrakt z MAN B&W Diesel na produkcję licencyjną nowych turbosprężarek TCA. Licencja udzielona została na 10 lat. Już od 1988 roku ENPACO produkuje na licencji turbosprężarki serii NP i umiarkowane serii NA



Oprac. na podst. www.manbw.com

### Nowy silnik V6 2,8 dm<sup>3</sup> Turbo firmy Saab

Firma Saab w modelu 9-3 wprowadza nowy turbodoładowany silnik 2,8 dm<sup>3</sup>, który jest rozwinięciem wcześniejszej konstrukcji silnika V6.

Nowy silnik charakteryzuje się mocą 184 kW (250 KM; 65,7 kW/dm<sup>3</sup>) przy 5500 obr/min i momentem obrotowym  $M_{o-max} = 350$  Nm w szerokim zakresie prędkości obrotowej od 2000 do 4500 obr/min a przy 1500 obr/min dostępne jest 90%  $M_{o-max}$ . Oferowany silnik jest jednostką benzynową doładowaną turbosprężarką, o stopniu sprężania 9,5. Dwa rzędy cylindrów rozstawione są pod kątem 60° zapewniając odpowiednie wyrównowanie.

Silnik jest wykonany w większości ze stopów aluminium, co znacznie obniża jego masę. Jest wyposażony w 4 zawory na cylinder napędzane w systemie DOHC z elektroniczno-hydraulicznym układem regulacji skoku za-

worów dolotowych. Regulacja jest realizowana w zakresie 50° OWK. Zawory wylotowe są napełnione sodem. Silnik zaprojektowano na wartość maksymalnego ciśnienia w

cylindrze wynoszącą 85 bar, w wyniku czego zastosowano wzmocnione tłoki z kanałami chłodzącymi w denku i specjalne pierścienie tłokowe.

Silnik wyposażono w turbosprężarkę Mitsubishi TD04-15TK chłodzoną wodą i w chłodnicę powietrza doładowanego. Sprężarka zapewnia 0,6 bar nadciśnienia i jej praca jest regulowana przy pomocy zaworu upustu spalin. Turbosprężarka typu *twin-scroll* (por. *Silniki Spalinowe 1/2005*, s. 59) jest zasilana spalinami z dwóch rzędów cylindrów przez dwa kanały, wykorzystując pulsacje spalin do poprawy sprawności turbosprężarki. Wirnik turbiny jest wykonany ze specjalnego stopu stali zwykle stosowanego w turbosprężarkach silników pojazdów sportowych. Stop ten charakteryzuje się większą odpornością na wysokie temperatury (ma małą rozszerzalność), erozję i większą wytrzymałość na działanie sił odśrodkowych.

Opr. na podst. www.saabusa.com z dnia 27/05/2005

## Wymiana ładunku

### Nowy układ rozrządu firmy Powertrain i Camcon

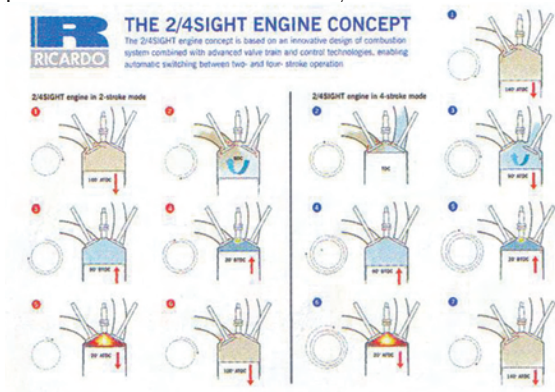
Od września 2004 roku firmy Powertrain i Camcon wspólnie podjęły pracę nad technologią bezkrzywkowego napędu zaworów. Na setnej konferencji SAE w Detroit, USA, firma Powertrain Ltd. zaprezentowała tzw. „inteligentny” zawór (IVA – *Intelligent Valve Actuation*). Technologia IVA umożliwia lepsze sterowanie procesem spalania poprzez niezależną kontrolę każdego z zaworów, co poprawia trwałość oraz redukuje hałas.

Oprac. na podst. www.dieselnet.com

### Nowatorskie rozwiązanie firmy Ricardo

Institut Ricardo zamierza zainwestować 2,7 mln euro w zaawansowany program badawczy, którego celem jest redukcja CO<sub>2</sub> emitowanego przez silniki o zapłonie iskrowym. Badania będą dotyczyły kombinowanego systemu spalania połączonego z zaawansowanym systemem kontroli i sterowania układem rozrządu. System sterowania układem rozrządu będzie przełączany automatycznie dostosowując

się do pracy w cyklu dwu- lub czterosuwowym. Nowatorska koncepcja Instytutu Ricardo będzie wspomagana przez UK Department of Trade and Industry.



Oprac. na podst. Autotechnology No.5 April 2005

### Współpraca Delphi z Bosal

Firma Delphi rozpoczęła współpracę z firmą Bosal. Efektem wspólnych działań mają być kompletne systemy wydechowe. Firma Delphi posiada doświadczenie w projektowaniu i wytwarzaniu tzw. „gorącej strony” (*hot end*) układów wydechowych tzn.: kolektorów wydechowych i reaktorów katalitycznych, podczas gdy specjaliści z firmy Bosal mają doświadczenie w projektowaniu i opracowywaniu tzw. „zimnej strony” (*cold end*), czyli od przewodów wylotowych do tłumików. Wspólne doświadczenia obydwóch firm pozwoli na wyprodukowanie wysokiej jakości układów wydechowych.

Oprac. na podst. [www.delphi.com](http://www.delphi.com)

### Technologia

#### Nowe tłoki do silników wysokoprężnych Heavy-Duty

Nowe tłoki wykuwane są z pojedynczego kawałka metalu. Płaszcz tłoka, część sworzniowa oraz denko tłoka formowane są razem. W efekcie tej technologii uzyskuje się korzyści:

- połączenie płaszcza ze sworzniem pozwala uzyskać większą powierzchnię łożyskową, co z kolei umożliwia przeniesienie maksymalnego ciśnienia spalania rzędu 25MPa,
- tłoki mają bardzo zwartą budowę,
- termicznie stabilny płaszcz tłoka zmniejsza tarcie,
- wysokiej jakości prowadzenie, szczególnie w części pierścieniowej, powoduje mniejsze zużycie oleju silnikowego oraz zmniejszenie przedmuchów do skrzyni korbowej.

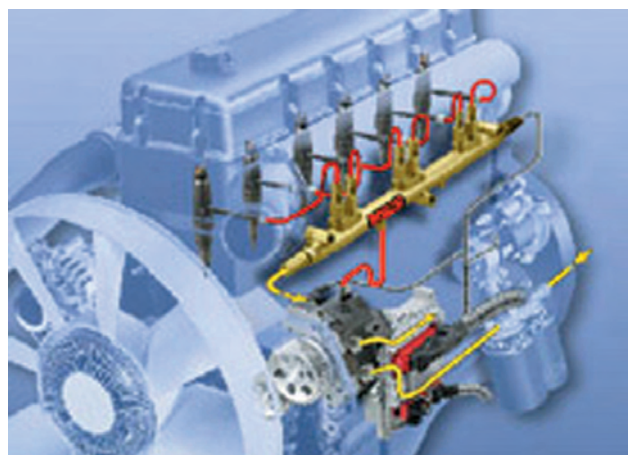


Oprac. na podst. Autotechnology No.5 april 2005

### Produkcja

#### Ekspansja firmy Bosch w Korei

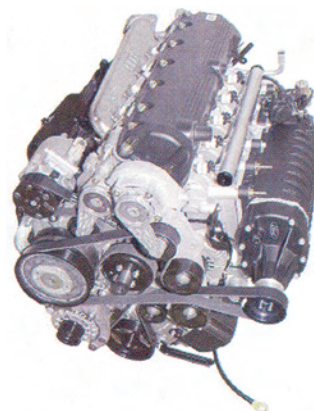
Firma Bosch ogłosiła, że do 2010 roku zamierza zainwestować w Korei ponad 100 mln euro. Podpisała w tym zakresie memorandum z rządem koreańskim. Podstawowym celem ekspansji jest wytwarzanie wysokociśnieniowych części układu wtrysku oleju napędowego (CR, pompowtryskiwacze). Fabryka będzie mieścić się w Taejon. Raporty opracowywane na potrzeby firmy Bosch donoszą, że popyt w Korei na systemy *common rail* (CR) ciągle rośnie. Wynika to m.in. z politycznych decyzji o wprowadzeniu przez Koreę standardów emisji Euro 3 (w bieżącym roku) i Euro 4 (w roku 2006) dla samochodów osobowych.



Oprac. na podst. [www.bosch.com](http://www.bosch.com)

#### Nowa fabryka silników Mazdy w Chinach

Firma Mazda i Ford podpisały umowę *joint venture* o powstaniu nowej fabryki silników spalinowych w Nanjing, Chiny. Nowo powstała fabryka ma rozpocząć swoją działalność na początku 2007 roku. Fabryka będzie zajmować 190 000 metrów kwadratowych i celem jej jest wy-



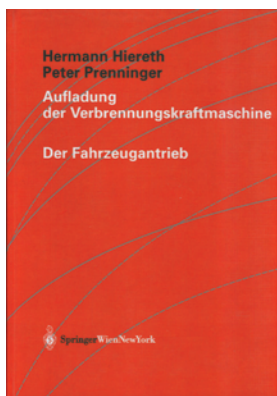
## Książki silnikowe

### Books on combustion engines

#### AUFLADUNG DER VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINE

Seria: Der Fahrzeugantrieb  
Herman Hiereth, Peter Prenninger  
Springer Verlag, Wien, New York, rok wyd. 2003, str. 270.

W książce omówiono zostały cel i podstawy teoretyczne procesu doładowania silników spalinowych, dla których wprowadzono reguły i równania obliczeń termodynamicznych. Opisano zagadnienia współpracy silnika z urządzeniem doładowującym w aspekcie doładowania mechanicznego, turbodoładowania i zastosowania innych, niekonwencjonalnych układów doładowania. Przedstawione także zostały zasady regulacji parametrów doładowania i stosowanych w tym zakresie różnych metod i strategii. W książce przedstawiono także przykłady konstrukcji zespołów doładowujących oraz silników doładowanych.



Łączności, rok wyd. 2005, str. 236.

Książka poświęcona jest rozwojowi polskiej myśli konstrukcyjnej w dziedzinie motoryzacji w latach 1947-1960. Zawiera opisy 125 typów i odmian polskich pojazdów, w tym samochodów osobowych (m.in. Mikrus, Syrena 100, 101, Sport, Warszawa M20 i 201), mikrobusów, autobusów (m.in. Star 50, 51, 52, San H01, Jelcz, Odra), samochodów ciężarowych (m.in. Żuk A08, Lublin 51, Star 20, 21, 25, Żubr A80, Star 44, 66), ciągników siodłowych (m.in. Star C21, C60, C25, Żubr C90), motocykli i skuterów oraz motorowerów. Zamieszczone informacje historyczne oraz charakterystyki techniczne pojazdów i zastosowanych w nich silników spalinowych stanowią cenny materiał źródłowy dotyczący ówczesnych konstrukcji.



#### AUTO PORADNIK – DIESEL

Wydawnictwo Auto, rok wyd. 2005, str. 360

W poradniku opisano zespoły napędowe nowoczesnych samochodów z wyposażonych w silniki o zapłonie samoczynnym (Citroen: AX, BX, C15, Visa, ZX, Xantia, Fiat Punto, Ford: Fiesta, Escort, Orion, Mondeo, Transit, Land Rover: Discovery, Defender, Mercedes Benz: 123, 124, 200D, 240D, 240TD, 250D, 300D, 300TD, Opel: Ascona, Astra, Corsa, Kadet, Vectra, Peugeot: 106, 205, 305, 306, 309, 405, Renault: Clio, 19, Espace, Laguna, Rover/Austin: Maestro, Montego, Volkswagen: Golf, Vento). Przedstawiono ich obsługę, regulację i naprawę oraz informacje niezbędne do prawidłowej obsługi i przeprowadzania napraw układów paliwowych a także pozostałego wyposażenia związanego integralnie z silnikiem. Poradnik uzupełniono rozdziałem opisującym niesprawności silnika i przyczyny ich powstawania oraz wykazem niezbędnych narzędzi, przyrządów i urządzeń naprawczych.



#### PALIWA DO SILNIKÓW O ZAPŁONIE ISKROWYM

Kazimierz Baczewski,  
Tadeusz Kałdoński  
Wydawnictwa Komunikacji  
i Łączności, rok wyd. 2005, s. 244.

Książka zawiera opis współczesnych paliw przeznaczonych do silników o zapłonie iskrowym (benzynowych), ich własności, parametrów i wymagań, a także zasad ich przechowywania i dystrybucji. Omówiono też paliwa alternatywne, np. metanol, mogące być stosowane samodzielnie lub jako domieszki do benzyn, a także możliwości stosowania w silnikach o zapłonie iskrowym paliw gazowych.



#### AUTO PORADNIK – WTRYSK BENZYNY

Wydawnictwo Auto, rok wyd. 2005, str. 316.

W książce przedstawiono działanie różnych systemów wtrysku benzyny stosowanych we współczesnych samochodach osobowych. Omówiono wymagania techniczne dla silników stosowanych w różnych samochodach raz podstawy ich diagnostyki, w tym: przyrządy diagnostyczne, czynności sprawdzające, sposoby rozpoznawania usterek, wykazy kodów diagnostycznych, sposoby podłączenia urządzenia sterującego. Książka zawiera schematy połączeń poszczególnych elementów układów wtryskowych.



#### TŁOKOWE SILNIKI SPALINOWE ŚREDNIO- I SZYBKOOBROTOWE

Jan A. Wajand, Jan T. Wajand  
Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, rok wyd. 2005 (wyd. 4), s. 696.

Książka zawiera wiedzę z zakresu teorii obliczeń, konstrukcji i eksploatacji dwu- i czterosuwowych silników ZI i ZS. Szczególny nacisk położono na systematykę zjawisk zachodzących w silnikach tłokowych oraz systematykę rozwiązań konstrukcyjnych poszczególnych zespołów, części i elementów. W obecnym czwartym wydaniu uwzględniono najnowsze trendy w rozwoju silników, w tym zastosowanie paliw alternatywnych, nowych komór spalania, nowych zintegrowanych układów dolotowych, wymagania Euro III i IV, możliwość zastosowania CAD i CAE w projektowaniu silników itp.



#### POLSKIE KONSTRUKCJE MOTORYZACYJNE

Andrzej Zieliński  
Wydawnictwa Komunikacji i

## Habilitacje

### Qualifying as assistant professor

Dr inż. Zdzisław STELMASIAK

#### *Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym*

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 30.04.2004 na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

Praca dotyczy dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego gazem ziemnym, stanowiącym podstawową ilość energii dostarczanej do silnika, oraz dawką inicjującą oleju napędowego jako źródłem samozapłonu.

W pracy przedstawiono kompleksową analizę wpływu różnorodnych parametrów ładunku oraz możliwych regulacji silnika na przebieg procesu spalania, osiągi i sprawność oraz toksyczność spalin. Zmiany wartości badanych parametrów mieszczą się w zakresie zmian możliwych do wprowadzenia w trakcyjnych silnikach średniej wielkości i jednocześnie są znacznie szersze od zmian występujących w dużych silnikach agregatowych. Winno to umożliwić wykorzystanie zaprezentowanych wyników badań przy przystosowywaniu silników autobusowych i trakcyjnych średniej wielkości do pracy w systemie dwupaliwowym.

W ramach pracy przeanalizowano i sklasyfikowano opublikowane wyniki badań nad dwupaliwowym zasilaniem silników. Wykazują one niedostateczne analizy procesu spalania gazu konieczne do budowy nowoczesnych systemów elektronicznego sterowania pracą silnika. Dlatego szczególną uwagę zwrócono na badania procesu spalania gazu i jego wpływ na parametry silnika.

Przeprowadzone w pracy analizy parametrów spalania obliczonych na podstawie rejestrowanych wykresów indykatorowych procesu spalania rozszerzają dotychczasową wiedzę w tym zakresie. Stwierdzono, że w warunkach rzeczywistych występują istotne różnice w przebiegu spalania oleju napędowego i mieszaniny gaz-powietrze. Spalanie oleju napędowego przebiega bardzo szybko i jest w zasadzie ograniczone do spalania kinetycznego. Również spalanie gazu ziemnego przebiega w fazie kinetycznego spalania, ale jego postęp jest zdeterminowany przez szybkość propagacji płomienia zależną od składu mieszaniny gaz-powietrze.

W pracy wykazano, że przez właściwą regulację składu mieszaniny gazowo-powietrznej możliwe jest sprawne spalanie gazu w silniku dwupaliwowym z prawie dwukrotnie mniejszą szybkością wydzielania ciepła w stosunku do silnika zasilanego samym olejem napędowym. Stwarza to istotne możliwości w zakresie obniżenia stężenia tlenków azotu i stanowi jedną z poważnych zalet silnika dwupaliwowego.

Opracowano oryginalny model teoretyczny odwzorowania przebiegu spalania w silniku dwupaliwowym, który umożliwia optymalizację procesu spalania w silniku przy ograniczonej ilości kosztownych badań eksperymentalnych. W modelu tym założono, że początek spalania jest jednakowy dla obydwu paliw, natomiast czas trwania i szybkość spalania są różne dla oleju napędowego i gazu.

Kalibrację i identyfikację parametrów wprowadzanych do modelu przeprowadzono na podstawie analizy przebiegów rzeczywistych procesów spalania w jednocyndrowym silniku 1CA90. Analiza porównawcza modelu z obiektem rzeczywistym wykazała zadawalającą zgodność. Prostota obsługi programu umożliwia wykorzystanie go przy analizach potrzebnych przy adaptacji istniejących silników do zasilania dwupaliwowego.

W pracy zaproponowano również system elektronicznego sterowania silnika dwupaliwowego z wysokociśnieniowym wtryskiem dawki inicjującej oleju napędowego za pomocą systemu *common rail*, wtryskiem gazu ziemnego i sterowaniem ilości powietrza. Elektroniczne sterowanie powinno poprawić niekorzystne zjawisko pogorszenia sprawności cieplnej silnika przy częściowych obciążeniach i umożliwić opracowanie silnika o parametrach porównywalnych do silnika zasilanego samym olejem napędowym.

#### *Study of gas combustion process in a compression-ignition dual fuel engine fed on natural gas and Diesel oil*

The qualifying procedure was held on 30.04.2004 in the Faculty of Mechanical Engineering and Information Sciences of Bielsko-Biala University.

The presented thesis concerns a compression-ignition dual fuel engine fed on natural gas, which constitutes the basic portion of energy supplied to the engine, and on initial dosage of Diesel oil as a source of ignition.

The presented thesis shows a complex analysis of the impact of various parameters of the charge and possible adjustments of the engine on the run of the combustion process, performance and efficiency of engine's operation as well as exhaust gases toxicity. Changes of the value of investigated engine's parameters are included within the range of a change possible to be implemented in medium size traction engines and simultaneously are significantly wider than the changes being present in big size stationary engines. It would enable to make use of the presented here results of the testing in course of adaptation of bus and medium size traction engines to operation in dual fuel system.

Within a framework of the thesis one has been analysed and classified already published results of dual fuel feeding systems used in engines. The results show not sufficient analyses of the gas combustion process necessary in the development process of modern systems of electronic control of engine's operation. Therefore, a special care has been taken to investigation of the gas combustion process and its impact on engine parameters.

Performed analyses of the combustion parameters, calculated on a base of recorded indicator diagrams of the combustion process widen up-to-now knowledge in this area. It has been found that in real conditions there are significant differences in run of combustion process of Diesel oil and gas-air mixture. Combustion of the Diesel oil proceeds very rapidly and in principle is limited to kinetic combustion. Also combustion of the natural gas runs in the phase of kinetic combustion, however its advance is predetermined by the rate of flame propagation, dependent on composition of the gas-air mixture.

It has been demonstrated in the present thesis that via proper adjustment of the gas-air mixture composition, efficient combustion of the gas in dual fuel engine is possible with nearly twice smaller heat release rate with respect to the engine fed on Diesel oil only. It creates significant possibilities in range of reduction of nitrogen oxides concentration and constitutes one of a serious advantages of the dual fuel engine.

It has been developed an original, theoretical model of representation of combustion run in the dual fuel engine, which enables optimisation of the combustion process in the engine at limited quantity of costly experimental tests. It was assumed in the model that beginning of the combustion is the same for the both fuels, whereas duration and rate of combustion is different for Diesel oil and gas.

Calibration and identification of parameters taken to the model have been accomplished on base of analysis of real combustion runs in a single cylinder engine of 1CA90 type. Comparative analysis of the model with the real object has shown satisfactory compliance. Simplicity of usage of the program enables its implementation during analyses necessary in adaptation of already existing engines to dual fuel feeding.

A system of electronic control of dual fuel engine with high-pressure injection of initial dosage of Diesel oil with use of common rail system, injection of natural gas and control of quantity of the air have been also proposed in the thesis. The electronic control should improve a harmful phenomena of worsening of thermal efficiency of the engine at partial loads and should enable to develop an engine with parameters comparable to the engine fed on Diesel oil only.



Dr inż. Krzysztof WISŁOCKI

**Studium wykorzystania badań optycznych do analizy procesów wtrysku i spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym**

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 18.01.2005 na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

W pracy przedstawiono syntezę problemów dotyczących badania procesów wtrysku i spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym za pomocą metod optycznych. W części wstępnej, omawiając genezę pracy, zwrócono uwagę na rolę tych procesów w doskonaleniu silników, związane z nimi możliwości poprawy jakości obiegu silnikowego oraz trudności w ich diagnostyce. Określono także potrzeby badawcze dotyczące systemu tworzenia mieszanki i dokonano wyboru grupy metod optycznych.

W pracy zawarto studium promieniowania płomieni silnikowych uwzględniające właściwości optyczne mogące stanowić podstawę ich diagnostyki. Dokonano przeglądu optycznych metod badawczych przystosowanych do obserwacji procesów wtrysku i spalania. Ich ocena porównawcza stanowiła podstawę wyboru metody badań endoskopowych do obserwacji powstawania i rozwoju płomienia wewnątrz komory spalania. Omówiono metodologiczne podstawy takich badań dotyczących procesu spalania oparte na fizykalnym opisie zjawiska promieniowania płomieni silnikowych, uwzględniającym zagadnienia optyki, fotometrii i kolorimetrii, oraz na opisie techniki rejestracji i interpretacji uzyskanego materiału badawczego.

Zastosowany w pracy aparat badawczy obejmuje trzy różne silniki, układ do endoskopowych obserwacji procesów wewnątrzcyldrowych oraz koncepcję analizy wyników badań z wykorzystaniem własnego programu numerycznego służącego do interpretacji cyfrowego materiału zdjęciowego. Omówiono wzorcowanie układu pomiarowego oraz zastosowane w analizie wyników badań zależności modelowe pozwalające na ilościową interpretację prowadzonych obserwacji.

W pracy omówiono wyniki endoskopowych badań procesu wtrysku dotyczące rozprzestrzeniania się strugi paliwa, jej zasięgu oraz rozkładu stężenia paliwa. W zakresie obserwacji płomienia silnikowego dokonano oceny porównawczej jego rozprzestrzeniania się oraz rozkładu temperatury w zależności od ciśnienia doładowania oraz zastosowania wstępnej homogenizacji ładunku. Zarówno w odniesieniu do strugi wtryskiwanego paliwa, jak i do rozprzestrzeniania się płomienia przeprowadzono ocenę powtarzalności i reprezentatywności rejestrowanych obserwacji. Pracę zamyka podsumowanie wyników studiów i badań oraz sformułowanie pożądanych kierunków dalszych prac nad uściśleniem metody badań optycznych procesów silnikowych, a także wskazanie możliwości jej dalszego wykorzystania.

**Studies on optical research methods application for the analysis of injection and combustion processes in C.I. engines**

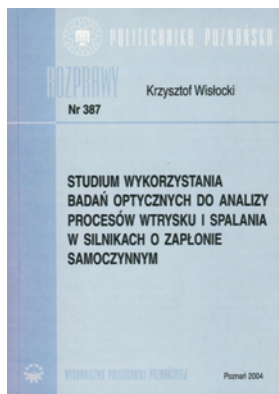
The qualifying procedure was held on 18.01.2005 in the Faculty of Machines and Transport of Poznań University of Technology.

The book constitutes the synthesis of the problems of optical methods application in research work on injection and combustion processes in C.I. combustion engines. Based on the research needs in the development of injection and combustion systems in modern engines, the optical investigation methods have been chosen for the detailed studies.

The studies on engine flame emissivity according to its optical properties being utilized in the diagnostic procedures have been reported. For the fuel spray and flame propagation analysis the method of endoscopic observations, digital recording and numerical interpretation of the image parameters has been chosen and applied. The methodological fundamentals of the engine flame radiation based on the rules of optics, photometry and colorimetry, and the principles of registration and interpretation of the observation results have been discussed here. The research apparatus compound of three test engines, engine video system and the method of the result analysis based on self-evaluated numerical program has been enhanced with the calibration procedure. The received correlation model enables to carry out the quantitative interpretation of the recorded observations of the spray and flame propagation and to obtain the superficial distribution of the fuel density in spray or temperature in the flame as well.

The results of the endoscopic observations and the numerical interpretation referring to the fuel spray evaluation and fuel density distribution across the spray have been presented in the book. The observations carried out in the combustion chamber on running engines allowed the estimation of flame propagation and flame temperature distribution. As noticed, these parameters correlate with the burning and heating rates counted out from the cycle thermodynamical analysis. The repeatability of the injection and combustion processes based on the endoscopic observation has been evaluated. Research work was executed for a variety of cylinder charging pressure and for fueling systems: conventional and with partial homogenization of the charge.

Some conclusions concerning problems of the accuracy improving of the endoscopic observations and their numerical and physical interpretation, as well as some proposals of its future implementation and application have been formulated in the last chapter of the book.



## Doktoraty

### Doctorates

Dr inż. Tomasz KAMIŃSKI

**Ocena jakości procesu roboczego silnika o zapłonie iskrowym z wykorzystaniem światłowodowego czujnika interferencyjnego**

Promotor: prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – Politechnika Lubelska.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Stanisław Płaska – Politechnika Lubelska, prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku Białej.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej w dniu 5 stycznia 2005 r.

W pracy podjęto próbę oceny jakości procesu roboczego silnika o zapłonie iskrowym. Opracowano i zbudowano w tym celu światłowodowy, interferencyjny przetwornik ciśnienia wykorzystujący włókno światłowodowe o wysokiej czułości ciśnieniowej – *side-hole*. Wykonano pomiary

stanowiskowe ciśnienia w komorze spalania silnika Holden C20LE. Analiza wyników badań pozwoliła na potwierdzenie przydatności wymienionego czujnika do oceny procesu roboczego silnika na podstawie sygnału prototypowego przetwornika ciśnienia, a szczególnie charakterystyki jakości jaką jest moment użyteczny.

Przedstawiony w pracy czujnik służy do pomiaru ciśnienia w zakresie do ok. 12 MPa. Czujnik może być zastosowany do pomiaru szybkozmiennych ciśnień, ciśnienia w komorze spalania silnika samochodowego, w cylindrze sprężarki czy też w przewodach i zbiornikach ciśnieniowych.

Dr inż. Jaromir MYSŁOWSKI

**Ocena właściwości eksploatacyjnych silników wysokoprężnych na podstawie jednostkowego zużycia paliwa**

Promotor: prof. dr hab. inż. Oleh Klyus – Politechnika Szczecińska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński – Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej w Sulejówku, dr hab. inż. Wojciech

Silka profesor Politechniki Opolskiej.  
Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Szczecińskiej w dniu 28 czerwca 2005 r.

W pracy omówiono problemy dotyczące określania zużycia paliwa, szczególnie w odniesieniu do samochodów ciężarowych. Przeprowadzono analizę dotychczas stosowanych metod jego wyznaczania dla celów eksploatacyjnych. W oparciu o charakterystykę gęstości czasowej obciążenia silnika stwierdzono, że istnieje możliwość poprawy wykorzystania charakterystyki uniwersalnej silnika dla zmniejszenia eksploatacyjnego zużycia paliwa. Przyjęto następujący sposób przeprowadzania badań: na podstawie charakterystyki czasowej obciążenia silnika w samochodzie naniesiono na charakterystykę uniwersalną pola odpowiadające poszczególnym stanom pracy silnika i uzyskano charakterystykę gęstości czasowej odpowiadającą pracy silnika w czasie jego eksploatacji na określonym przebiegu. Wykorzystując średnia arytmetyczną ważoną określono zastępczą wartość jednostkowego zużycia paliwa dla całego obszaru charakterystyki uniwersalnej. Z racji na dużą pracochłonność i czasochłonność metody zdecydowano się na poszukiwanie symulacyjnej metody określania minimalnej wartości jednostkowego zużycia paliwa pozwalającej na wyznaczenie godzinowego zużycia paliwa niezbędnego dla celów logistyki. Dla tego celu wykorzystano metodę Leidemanna opartą o równanie interpolacyjne paraboli posiadającej maksimum dla wartości maksymalnej momentu obrotowego i przechodzącej przez punkt określony wartością momentu dla znamionowej prędkości obrotowej. Dobierając na drodze badań symulacyjnych wartości współczynników we wzorze Leidemanna znaleziono taką ich wartość, która umożliwia wyznaczenie przebiegu krzywej jednostkowego zużycia paliwa na charakterystyce zewnętrznej z wymaganą dokładnością. Jednocześnie stwierdzono brak zależności funkcyjnej między jednostkowym zużyciem paliwa a elastycznością silnika. Wyniki badań stanowiskowych i symulacyjnych opracowano metodami statystycznymi dla zapewnienia ich wiarygodności.

#### **Dr inż. Katarzyna SALA**

##### ***Wpływ dodatku wody na osiągi silnika tłokowego***

Promotor: prof. dr hab. inż. Eugeniusz Budny – Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Piotr Wolański – Politechnika Warszawska, prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – Akademia Marynarki Wojennej im. Bohaterów Westerplatte

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Instytutu Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego w Warszawie w dniu 26 czerwca 2003 r.

Celem pracy było przeprowadzenie badań wpływu dodatku wody do cylindra tłokowego silnika dwusuwowego na jego osiągi i emisję składników toksycznych. W pierwszej części pracy przedstawiono przegląd problemów związanych z emisją składników toksycznych z silników spalinowych oraz metody ich ograniczenia. Następnie omówiono problematykę wtrysku wody do silników spalinowych w aspekcie podniesienia ich osiągow oraz obniżenia emisji tlenków azotu.

Opracowano model matematyczny procesu spalania w komorze cylindrowej silnika tłokowego, uwzględniający wpływ szybkości obrotowej wału korbowego (turbulencji) na prędkość rozprzestrzeniania płomienia, wymianę ciepła ze ściankami silnika oraz procesy wydzielania tlenków azotu (według modelu Zeldowicza). Obliczenia numeryczne pozwoliły na określenie zależności osiągow silnika i emisji tlenków azotu od szybkości obrotowej, współczynnika nadmiaru powietrza oraz dodatku wody. Obliczenia te zweryfikowano poprzez badania eksperymentalne wykonane w silniku dwusuwowym motocykla HONDA. Uzyskano jakościową zgodność wyników obliczeń z wynikami pomiarów.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych oraz badań doświadczalnych stwierdzono, że dodatek wody (pary wodnej) do komory cylindrowej dwusuwowego silnika tłokowego powoduje znaczne obniżenie emisji tlenków azotu w szerokim zakresie parametrów pracy silnika, natomiast moc silnika spada. Obniżenie emisji tlenków azotu po dodaniu wody spowodowane jest przez obniżenie temperatury spalania, a tym samym – zmniejszenie szybkości tworzenia tlenków. Spadek mocy spowodowany jest natomiast zmniejszeniem ilości ładunku zasysanego do komory spalania silnika. Określono również parametry pracy silnika, przy których efekty dodatku wody na obniżenie emisji tlenków azotu są największe. W zakoń-

czeniu wskazano również kierunki dalszych prac, które należy prowadzić w celu uzyskania jednoczesnego obniżenia emisji i podniesienia osiągow silników tłokowych z dodatkiem wody do cylindra silnika.

#### **Dr inż. Tomasz STOECK**

##### ***Ocena wpływu wybranych czynników eksploatacyjnych na zady- mienie spalin silnika z zapłonem samoczynnym***

Promotor: prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski – Politechnika Szczecińska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Teofil Wiśniewski – Politechnika Poznańska, prof. dr hab. inż. Oleh Klyus – Politechnika Szczecińska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Szczecińskiej w dniu 10 maja 2005 r.

W pracy omówiono wpływ czynników eksploatacyjnych na stopień zadywienia spalin silnika wysokoprężnego o wtrysku bezpośrednim. Praca oparta jest na badaniach typowego dla naszego kraju silnika wysokoprężnego przeznaczanego do napędu samochodów ciężarowych średniej ładowności jakim jest silnik STAR typu 359. Celem pracy było zbadanie rozwiązań umożliwiających ograniczenie emisji dymu bez ingerencji w konstrukcję silnika. Prace o charakterze doświadczalnym prowadzono na stanowisku badawczym zbudowanym przez Autora oraz według opracowanej przez niego metodyki. Szczególną uwagę poświęcono trzem aspektom zagadnienia tj.: rodzajowi paliwa jakim był zasilany silnik, rodzajowi stosowanego filtra powietrza oraz stanowi oleju smarującego silnik. Do zasilania silnika oprócz typowych gatunków oleju napędowego używano estru metylowego kwasu tłuszczowego oleju rzepakowego oraz mieszanin tego paliwa z olejem napędowym w różnych proporcjach. Badano cztery rodzaje filtrów powietrza oraz każdorazowo stan oleju silnikowych z uwzględnieniem przecieków do skrzyni korbowej. Wykorzystano metodę planowania eksperymentu zakładającą możliwości występowania zależności o charakterze przyczynowo-skutkowym, co w rezultacie wyraziło się matematycznym zapisem uzyskanych wyników w postaci funkcji odpowiedzi. Wynik pracy są przydatne w przypadku silników o przeznaczeniu do zastosowań wojskowych gdyż jednym z badanych filtrów był filtr przeznaczony dla silnika 359 do eksploatacji w warunkach poligonowych.

#### **Dr inż. Marek SUTKOWSKI**

##### ***Analiza teoretyczna wysokociśnieniowego bezpośredniego wtrysku metanu do silników o zapłonie iskrowym***

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk – Politechnika Warszawska.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Politechnika Poznańska, prof. dr hab. inż. Tadeusz Rychter – Politechnika Warszawska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej w dniu 10 maja 2005.

Celem pracy było opracowanie kształtu komory spalania zapewniającego szybkie i efektywne mieszanie się paliwa z powietrzem przy zastosowaniu wysokociśnieniowego bezpośredniego wtrysku metanu do silników ZI. Dodatkowo sprawdzone zostały możliwości zaadoptowania tego systemu do innych gazowych paliw alternatywnych.

Symulacje numeryczne zostały przeprowadzone za pomocą programu KIVA-3V. Główna część badań została podzielona na trzy fazy. W pierwszej fazie przeprowadzona została analiza wstępna systemu bezpośredniego wtrysku metanu. Symulacje numeryczne przeprowadzono dla szeregu zmiennych parametrów (czas rozpoczęcia wtrysku, czas trwania wtrysku, kierunek wtrysku oraz ciśnienie wtrysku) umożliwiającą dość wnikliwą analizę wpływu tych parametrów na proces tworzenia mieszanki palnej.

Druga faza głównej części badań obejmowała dobór kształtu komory spalania w silniku o zapłonie iskrowym zapewniającego szybkie i sprawne wytworzenie mieszanki palnej. W tej części pracy zostały przeprowadzone symulacje numeryczne dla kilku typowych kształtów komór spalania stosowanych w obecnie produkowanych silnikach tłokowych. Wnioski wyciągnięte z analizy wstępnej pozwoliły poprzez odpowiednie modyfikacje typowych komór spalania na opracowanie kształtu zapewniającego odpowiednio szybkie i wydajne mieszanie się wtryskiwanego metanu z

powietrzem znajdującym się w cylindrze silnika.

W ostatniej fazie badań przeanalizowane zostały możliwości zaadaptowania tego systemu do zasilania silnika innymi paliwami gazowymi o znacznej zawartości metanu oraz wodoru. Symulacje numeryczne zostały przeprowadzone z wykorzystaniem kształtu komory spalania opracowanego w fazie drugiej. Wyniki przeprowadzonych symulacji pokazały, że kształt komory spalania jest dość uniwersalny i zapewnia efektywne mieszanie się wtryskiwanego paliwa gazowego z powietrzem również dla innych paliw ze znacznym udziałem wodoru (np. paliwo reformowane), a po drobnych modyfikacjach możliwe będzie również zastosowanie biogazu.

#### Dr inż. Grzegorz SZYMAŃSKI

##### *Analiza możliwości zastosowania wybranych charakterystyk sygnału drganiowego do diagnostyki silnika spalinowego*

Promotor: prof. PP, dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski – Politechnika Poznańska.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński – Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej, prof. PP, dr hab. inż. Wojciech Serdecki – Politechnika Poznańska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej dnia 31 maja 2005 r.

Praca dotyczyła możliwości zastosowania wybranych parametrów sygnałów drgań do oceny stanu regulacji luzu zaworów silnika spalinowego. Przeanalizowano metody diagnozowania silników spalinowych wykorzystujące procesy robocze i resztkowe. Szczególną uwagę poświęcono zagadnieniom związanym z oceną stanu technicznego układu rozrządu silników spalinowych oraz metodom analizy i opisu sygnałów drgań. Przeanalizowano również zagadnienia dotyczące istniejących modeli opisujących zjawiska zachodzące w silniku spalinowym. W trakcie realizacji pracy zbadano wpływ zmian luzu zaworów badanego silnika na zużycie paliwa oraz na parametry opisujące sygnały przyspieszeń drgań zmierzonych na głowicy badanego silnika tzn. charakterystyki amplitudowe (miary punktowe oraz rozkład prawdopodobieństwa amplitud), charakterystyki częstotliwościowe (widma amplitudowe), charakterystyki czasowe sygnałów oraz charakterystyki czasowo-częstotliwościowe (parametry mapy czasowo-widmowej). Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz wyników eksperymentu opracowano algorytmy umożliwiające ocenę luzu zaworów w oparciu o parametry opisujące sygnał drganiowy zmierzony na głowicy silnika. Zbudowano model oddziaływań dynamicznych w głowicy silnika spalinowego będących wynikiem zderzeń zaworów z gniazdami zaworowymi. Opracowane algorytmy umożliwiają ocenę luzu zaworów silnika bez konieczności demontażu pokrywy zaworów. Zbudowany model oddziaływań dynamicznych w głowicy silnika spalinowego znalazł zastosowanie w jednym z algorytmów oceny luzu zaworów silnika. Efektem pracy jest opracowana metoda pozwalająca ocenić luz zaworów silnika spalinowego na podstawie zmierzonych przyspieszeń drgań. Metoda ta umożliwia również

określenie stanu niezawodnościowego (zdatny, niezdatny) automatycznych kompensatorów luzu zaworów silnika spalinowego.

#### Dr inż. Grzegorz TRAWIŃSKI

##### *Analiza możliwości wykorzystania pomiarów chwilowej prędkości obrotowej i przyspieszenia wału korbowego do oceny stanu technicznego silnika o zapłonie samoczynnym*

Promotor: dr hab. inż. Andrzej Pięta – Wojskowa Akademia Techniczna im. Jarosława Dąbrowskiego, Instytut Pojazdów Mechanicznych

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Wojskowej Akademii Technicznej im. Jarosława Dąbrowskiego w dniu 9 listopada 2004 r.

Praca przedstawia analizę możliwości wykorzystania chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego do oceny stanu technicznego silników o zapłonie samoczynnym. W oparciu o dane literaturowe i wyniki wykonanych badań rozpoznawczych dla silnika jednocylindrowego sformułowano tezy i cele pracy. Opisano szczegółowo stanowiska badawcze, metodykę, warunki wykonywania oraz wybrane wyniki badań. Obejmowały one napędzanie wału korbowego silnika AD 4.236 za pomocą rozrusznika bez podania paliwa (dla różnego stanu cieplnego, stopnia rozładowania akumulatora i różnej modelowanej nieszczelności pojedynczego i wszystkich cylindrów) oraz pracę silnika UTD-20 w warunkach quasiustalonych i podczas swobodnego przyspieszania (dla modelowanego braku procesu spalania w wybranym cylindrze). W oparciu o uzyskane wyniki zaproponowano nowe metody diagnostyczne określenia ciśnienia sprężania w cylindrach oraz detekcji niepracującego cylindra.

Przedstawione w rozprawie metody diagnostyczne mogą znaleźć zastosowanie do oceny szczelności cylindrów (ciśnienia sprężania) oraz do monitorowania procesu spalania (detekcji niepracującego cylindra) w silniku o zapłonie samoczynnym za pomocą systemów diagnostyki pokładowej.

## Medal Polskiego Towarzystwa Silników Spalinowych

Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych podjął w dniu 15 maja 2005 roku uchwałę o ustanowieniu Medalu Polskiego Towarzystwa Silników Spalinowych. Medal będzie przyznawany Uchwałami Zarządu PTNSS za ważny wkład w rozwój silników spalinowych oraz za szczególne zasługi w działalności Towarzystwa.

Medal został wykonany w liczbie 50 sztuk. Ma średnicę 58 mm i jest umieszczony w etui



## Seminarium PTNSS w firmie *Anstalt fur Verbrennungsmotoren (AVL)* w Grazu

W dniach 6-8 października 2004 roku odbyło się Sympozjum Naukowo-Szkoleniowe w Grazu (Austria) pt.: „Kierunki i tendencje rozwojowe w silnikach spaliny-



wych”. Organizatorem tego spotkania było Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych i firma AVL List GmbH.

Część naukowa

została podzielona na obszary tematyczne, które obejmowały:

- najnowsze rozwiązania i tendencje rozwojowe w silnikach o zapłonie iskrowym,
- tendencje rozwojowe w silnikach o zapłonie samoczynnym,
- najnowsze metody, standardy, testy i urządzenia badawcze stosowane w badaniach silników spalinowych.

Wygłoszone referaty obejmowały następujące tematy:

- Współczesne systemy i urządzenia do badań silników spalinowych/*Engine Test Bed for Dynamic Application* – Ing. W. Krebl,
- Nowoczesne techniki pomiarowe emisji spalin/*New Emission Legislation and Measurement Technologies* – Ing. K. Engeljehringner (*Business Development Manager*),
- Nowoczesne techniki pomiaru emisji cząstek stałych – Dipl. Ing. W. Singer,
- Aparatura i metody pomiaru zużycia paliwa – Dipl. Ing. A. Knapitsch (*Group Produkt Manager Consumption Measurement, Business Unit Instrumentation*),
- Nowoczesne systemy rejestracji i przetwarzania szybkozmiennych ciśnień w silnikach (CAMEO) – Ing. A. Kristoferitsch (*Business Area Indicating*),
- Zaawansowane technologie symulacyjne stosowane w silnikach spalinowych/*Advanced Simulation Technologies*



- Techniki stosowane w badaniach rozwojowych silników tłokowych dużej mocy – Dipl. Ing. A. Ludu (*Produkt Manager Large Engine*),
  - Tendencje rozwojowe w układach napędowych – Dipl. Ing. P. Wünsche (*Product Manager AVL*),
  - Tendencje rozwojowe w silnikach HSDI/*HSDI Diesel Technology Trend* – Dr. P. Herzog,
  - Tendencje rozwojowe w silnikach o zapłonie iskrowym/*Gasoline Engine Technologies* – Dr. Ing. G. Fraidl
- oraz blok tematyczny

- Silniki kompaktowe i do zastosowań dwukołowych/*Compact Engines & 2-Wheeler*, Modułowość w koncepcjach silników/*Modularity in Engine concepts*, Silniki czterosuwowe spalające ubogą mieszankę/*Lean Burn 4-Stroke*, Silniki motocyklowe dużej mocy/*High Output Motorcycle Engine*, Silniki dwusuwowe SDIS i wydajniejsze systemy wychwytywania cząstek/*2-stroke SDIS and improved trapping* – Prof. Dr. F. Laimböck.

Dodatkową atrakcją było zwiedzanie laboratoriów badawczych firmy AVL. Program kulturalny obejmował wieczór w zamku Schloss Gamlitz słynącym z produkcji i konfekcjonowania win.

Na zakończenie Sympozjum uczestnicy otrzymali płytę CD z tekstami wygłoszonych referatów oraz certyfikat po-



This is to certify that

participated in the training  
**Modern Instrumentations & Test Systems for Powertrains  
and Development Trends in Internal Combustion Engines**

October 6, 2004 October 8, 2004

from to

**Excellently Passed**

  
Dipl. Ing. Werner MOSER  
Vice President  
Area Management

Technical Training  
Instrumentation and Test Systems

AVL List GmbH, Hans List Platz 1, A-8020 Graz



# PTNSS KONGRES - 2005

Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych  
Rozwój Silników Spalinowych

International Congress on Combustion Engines  
The Development of Combustion Engines

Szczyrk, 25–28 września 2005/September 25<sup>th</sup>–28<sup>th</sup>, 2005



## HONORARY PROTECTORATE

The Conference under Honorary Protectorate of Minister for Economic Affairs & Labour, Republic of Poland Mr Jacek Piechota and Minister of Scientific Research and Information Technology, Republic of Poland Prof. Michał Kleiber.

## ORGANISING COMMITTEE

Jerzy Merkisz, President; Maciej Sobieszcański, Vice-President for Science; Antoni Świątek, Vice-President for Organisation; Zdzisław Stelmasiak, Secretary; Jolanta Lelonek, Secretary's office; Piotr Bielaczyc, Dariusz Pietras, Piotr Pajdowski, Andrzej Suchecki, Klaudiusz Waniółka – Members.

## HONORARY COMMITTEE OF THE CONFERENCE

Tomasz Bryzek – Vice-Director of Industrial Policy Department, Ministry of Economic Affairs & Labour, Krzysztof Kurzydłowski – Vice-Chairmen of the Council for Science, Ministry of Science and Information Society Technologies, Jacek Krywult – President of Bielsko-Biała, Paolo Emanuele Ferrero – Product Development Director, FIAT PowerTrain Technologies, Italy, Helmut List – President AVL, Austria, Stefan Pischinger – President FEV, Germany, Herbert Heitland – RWTH Aachen, Konzern Forschung VW, Germany, Andrzej Kowalewicz – Professor Technical University of Radom, Poland, Jan A. Wajand – Professor Technical University of Bielsko-Biała, Poland.

## Program of the Congress

### Plenary sessions

**Monday, 26<sup>th</sup> of September 2005, 10.00-12.00**

#### Plenary session I – Automotive/Engine Technology Development

- C057 Bernard J CHALLEN: Achieving engine targets using electronics
- C109 Richard STOBART: The Controllability of Modern Engines
- C083 Hubert FRIEDL, Paul KAPUS: Trends in gasoline engines technology
- Cxxx Tadeusz ŚWIERCZEK: Quality Management System in Engine Manufacturing

**Monday, 26<sup>th</sup> of September 2005, 12.30-14.30**

#### Plenary session II – Advanced Engine Design & Performance

- C120 Chris WHELAN, Roger RICHARDS: Turbo-cooling applied to light-duty vehicle engines
- C013 Masahiro ISHIDA, Sukho JUNG, Hironobu UEKI, Daisaku SAKAGUCHI: Combustion of premixed DME and natural gas in a HCCI engine
- C159 Roberto IMARISIO, Paolo GIARDINA-PAPA: The new 3L 90PS diesel engine
- C155 Johannes WINTER: Knowledge acquirement in the Polish automotive industry

**Tuesday, 27<sup>th</sup> of September 2005, 9.00-11.00**

#### Plenary session III – Advanced Engine Design & Performance

- Cxxx Stefan PISCHINGER, Josef-Hermann ECKER: Development trends of combustion engines and alternative propulsion systems
- C134 James FLOWER: STARS – a next generation test automation system for automotive development
- C151 Mirosław Lech WYSZYŃSKI, Hongming XU: HCCI with standard and alternative fuels at moderate compression ratios

C114 Richard ATKINS: A century of high performance engine testing

**Monday, 26<sup>th</sup> of September 2005, 16.00 - 18.00**

#### Technical Sessions I – D1 – Emission

- C034 Wolfgang SINGER, Wolfgang SCHINDLER, Manfred LINKE: Particulate and smoke measurement on Euro IV engines
- C041 Jan CZERWIŃSKI, Jean-Luc PÉTERMANN, Andrea ULRICH, Gregor MÜELLER, Adrian WICHSER: Particle emissions of a TDI-engine with different lubrication oils
- C042 Jan CZERWIŃSKI: Experiences about retrofitting of Biel city busses with DPF's
- C132 Kauko KALLINEN, Keijo TORKKELL: Characterization of the on road aged CNG-catalysts
- C090 Giampiero CAMPIGLIO, Aldo CELASCO, Oriana PIA-CENZA: Fine particles Mount number according to the GRPE-PMP proposal
- C136 Dorota OLESZCZAK, Piotr WOLAŃSKI: Analiza wpływu modernizacji silników spalinowych na emisję dwutlenku węgla w atmosferze oraz na efekt cieplarniany

**Monday, 26<sup>th</sup> of September 2005, 16.00-18.00**

#### Technical Sessions I – C1 – Alternative fuels

- C022 Francisco V. TINAUT, Andreas MELGAR, Yolanda BRICENO, Alfonso HORILLO: Performance of vegetable derived fuels in diesel engine vehicles
- C023 Francisco V. TINAUT, Andrés MELGAR, Yolanda BRICENO, Alfonso HORILLO: Prediction of the performance of spark ignition engines working with alternative gaseous fuels
- C021 Andrzej KOWALEWICZ: Performance, emissions and combustion parameters of eco-diesel fuelled with RME and ethanol
- C018 Sławomir LUFT: Dual-fuel compression ignition engine

fuelled with methanol or LPG

- C019 Zbigniew PAJAŁEK: Bifuelled compression ignition engine with addition injection of ethanol  
 C043 Janusz JAKÓBIEC, Iwona SKRĘT, Romuald JANIK: Requirements for the engine gasoline with ethanol additive and estimation of the their ecological properties

**Tuesday, 27<sup>th</sup> of September 2005, 11.30-13.00**

**Panel Discussion – Development Trends of Internal Combustion Engines**

*Moderator:* Prof. Bernard J. CHALLEN, UK, *Organizer:* Dr Piotr BIELACZYC, BOSMAL, Poland

*Panelists:* Dr Hubert FRIEDL, AVL List, Austria; Dr Bernd GEORGI, Volkswagen Commercial Vehicles Technology Centre, Germany; Dr Roberto IMARISIO, FIAT Powertrain Technologies, Italy; Prof. Masahiro ISHIDA, Nagasaki University, Japan; Prof. Stefan PISCHINGER, FEV & RWTH Aachen, Germany; Prof. Richard STOBART, University of Sussex, UK; Prof. Piotr WOLAŃSKI, Warsaw University of Technology, Poland; Prof. Mirosław WYSZYŃSKI, University of Birmingham, UK; Dr Hongming XU, Jaguar Land Rover, UK

**Tuesday, 27<sup>th</sup> of September 2005, 13.15-14.30**

**Technical Sessions II – B1 – Combustion process**

- C010 Satoshi OKAJIMA: Measurement of burning velocity on DME fuel-air mixtures using microgravity technique  
 C015 Tadashige KAWAKAMI, Andrzej TEODORCZYK: Influence of CO<sub>2</sub> addition on combustion characteristics of hydrogen-air mixtures under high temperature and pressure using opposed rapid compression machine  
 C152 Shadi GHARAHBAGHI, Hongming XU, Mirosław WYSZYŃSKI: Multi-zone heat release study in an HCCI engine  
 C009 Józef JAROSIŃSKI, Andrzej GORCZAKOWSKI: Experimental study of flame propagation in a swirling mixture

**Tuesday, 27<sup>th</sup> of September 2005, 13.15-14.30**

**Technical Sessions II – A1 – Fuel injection**

- C074 Jorge BARATA: On the modeling of droplet transport, dispersion and evaporation in turbulent flows  
 C137 Michał BIAŁKOWSKI, Turgay PEKDEMİR, M. BRAUTSCH, D.P. TOWERS, Guenter ELSEBET: Phase Doppler Anemometry measurements of a dense rapeseed oil spray  
 C001 Władysław MITANIEC: Direct injection of compressed natural gas in high turbocharged spark ignition engines  
 C070 Bronisław SENDYKA, Sławomir KUDZIA: Model of charge formation in spray guided direct injection engine

**Tuesday, 27<sup>th</sup> of September 2005, 13.15-14.30**

**Technical Sessions II – E1 – Engine Testing**

- C016 Bronisław SENDYKA, Jacek SOCZÓWKA: Theoretical efficiency of an engine with a control of compression ratio in relation to an engine with constant compression ratio  
 C094 Janusz MYSŁOWSKI, Jaromir MYSŁOWSKI: Ways to improve operational properties of lorry engines  
 C123 Józef NITA, Zbigniew WOŁCZYŃSKI: The cycle-to-cycle method of control the mixture composition  
 C130 Jerzy MERKISZ, Marek WALIGÓRSKI: The assessment of using vibration methods in misfire detection in a compression-ignition engine

**Tuesday, 27<sup>th</sup> of September 2005, 16.00-17.45**

**Technical Sessions III – D2 – Emission**

- C027 Zdzisław CHŁOPEK, Marek JARCZEWSKI, Wojciech BARDZIŃSKI, Hubert SAR: Influence of adding fatty acid methyl esters to the diesel fuel on pollutants emission from diesel engine in dynamic road test cycle  
 C037 Andrzej KURANC, Wiesław PIEKARSKI: The comparison of the emissions of the chosen fumes' components, emitted during cold and hot starting of a gasoline engine GA16DE, equipped with a catalytic converter  
 C040 Marek SWAT: Influence of fuel additives and the surface activators on emission character with diesel engine exhaust gases  
 C052 Zdzisław CHŁOPEK, Leszek PIASECZNY: Research on the effect of organometallic additive to fuel on pollution emission from a self-ignition engine  
 C035 Leszek PIASECZNY, Tomasz KNIAZIEWICZ: Universal research test of toxic exhausts in ship's piston engines

**Tuesday, 27<sup>th</sup> of September 2005, 16.00-17.45**

**Technical Sessions III – A2 – Fuel injection**

- C002 Arkadiusz JAMROZIK, Karol CUPIAŁ: Burn mixture in prechamber creation process analysis in engine with two-stage combustion system  
 C131 Jerzy MERKISZ, Piotr LIJEWSKI, Paweł FUĆ: The analysis of fuel spraying in aspect of the ecological parameters of the compression ignition engines operation  
 C008 Jerzy CISEK: Visualisation and thermovision of flame inside diesel engine cylinder fuelled by diesel fuel, RME and rapeseed oil  
 C007 Jacek CZARNIGOWSKI, Mirosław WENDEKER, Piotr JAKLIŃSKI: Time lag adaptive control of the IC engine idle speed using by-pass valve  
 C095 Kazimierz LEJDA: Injection systems of high-speed diesel engines and development trends

**Tuesday, 27<sup>th</sup> of September 2005, 16.00-17.45**

**Technical Sessions III – E2 – Engine Testing**

- C146 Marek T. WŁODARCZYK: Miniature fiber optics-based cylinder pressure sensors for advanced engine controls  
 C140 Christian HEIKEL, S. FLOR, K. BLUMENSAAT, J. HADLER: Casting innovations from the Volkswagen diesel engine development department  
 C153 Oliver HOFFMAN, Bernd GEORGI: Online blow-by measurements of diesel and gasoline engines  
 C126 Karol CUPIAŁ, Adam DUŻYŃSKI, Janusz GRZELKA: A summary of the seven years of operation of the biogas heat and power-generating set in the waste treatment plant of Warta S.A. in Częstochowa  
 C129 Piotr BOGUŚ, Jerzy MERKISZ: Misfire detection by short-time analysis with using clustering techniques

**Wednesday, 28<sup>th</sup> of September 2005, 9.00-10.30**

**Technical Sessions IV – B2 – Combustion process**

- C011 Andrzej SUTKOWSKI, Andrzej TEODORCZYK: A comparative numerical study of methane and hydrogen direct injection for spark ignition engines  
 C141 Cezary Ignacy BOCHENSKI, Krzysztof WARSICKI: Proces spalania oleju napędowego przy jedno- i dwufazowym wtrysku paliwa w komorze o stałej objętości  
 C142 Cezary Ignacy BOCHENSKI, Anna M. BOCHENSKA: Porównanie przebiegu spalania oleju napędowego i jego mieszanin z estrami metylowymi oleju rzepakowego w

komorze o stałej objętości

- C101 Aleksandra WAWRO, Stefan POSTRZEDNIK: Influence of fuel burn-up conditions on parameters of combustion engine's cycle
- C026 Andrzej AMBROZIK, Dariusz KURCZYŃSKI, Piotr ŁAGOWSKI: The heat emission factor during the process of combustion in an AD3.152 engine supplied with various fuels

**Wednesday, 28<sup>th</sup> of September 2005, 9.00-10.30**

**Technical Sessions IV – E3 – Engine Testing**

- C105 Stanisław W. KRUCZYŃSKI, Wiktor DANILCZYK, Piotr SOCHOWSKI, Krzysztof BŁASZCZYK: Metoda przyspieszonej deaktywacji układu trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych na hamowni silnikowej
- C069 Grzegorz KOSZAŁKA, Andrzej NIEWCZAS: Numerical investigations of the influence of a compression ring radial clearance on the blow-by in a diesel engine
- C017 Bronisław SENDYKA, Andrzej SOCHAN: Determination of the thermal efficiency in the combustion engine with Atkinson cycle
- C054 Wojciech SERDECKI: The effect of chosen properties of modern lubricating oils on oil film parameters over the cylinder bore of IC engine

**Wednesday, 28<sup>th</sup> of September 2005, 9.00-10.30**

**Technical Sessions IV – E4 – Engine Testing**

- C143 Krzysztof WITUSZYŃSKI: O potrzebie aktualizacji definicji pojęć i nazewnictwa silnikowego
- C113 Wiesław KOZACZEWSKI: Wykorzystanie metody planowania eksperymentu w badaniu układu zmiennych faz rozrządu
- C092 Karol CUPIAŁ, Arkadiusz KOCISZEWSKI, Arkadiusz JAMROZIK, Wojciech TUTAK: Analysis of ignition system work in multi spark plug engine
- C096 Artur JAWORSKI, Hubert KUSZEWSKI, Kazimierz LEJDA, Adam USTRZYCKI: Calculation analysis and experimental research of engine MD-111 adapted for gas LPG fuelling

**Wednesday, 28<sup>th</sup> of September 2005, 9.00-10.30**

**Technical Sessions IV – F1 – Modelling**

- C112 Krzysztof MENDERA, Michał PASTERNAK, Michał SOBIEPAŃSKI, Marcin SOSNOWSKI: Calibration of spark ignition engine model
- C110 Marek BRZEŻAŃSKI, Jerzy DUTCZAK, Kazimierz GOLEC, Tadeusz PAPUGA: Zero-dimensional model of combustion engine work processes in works of spark ignition engines
- C097 Vladimir HLAVNA, Ratislav ISTENIK, Dusan SOJCAK: Modeling and optimization of a non-conventional ICE
- C076 Andrzej WOLFF, Janusz PIECHNA: Numerical simulation of piston ring pack operation

**Wednesday, 28<sup>th</sup> of September 2005, 11.00-12.30**

**Technical Sessions IV – G1 – Subject Varius**

- C046 Anna KRZYMIEN, Piotr KRZYMIEN: Analysis of the lube oil viscosity effect on selected operational parameters of the vehicle engine crank mechanism slide bearings
- C088 Wojciech KOTLARZ, Leszek PIASECZNY, Andrzej

RYPULAK, Ryszard ZADRAĞ: Tests of toxic exhausted gas emitted by jet turbine engines for phases take-off and landing

- C117 Marek ORKISZ, Robert JAKUBOWSKI: Investigation of SO-3 turbojet engine gas path component deterioration using energy balance method
- C086 Piotr WYGONIK: Selection criteria of geometric and thermodynamic parameters of turbojet engine to the multitask airplane

**Wednesday, 28<sup>th</sup> of September 2005, 11.00-12.30**

**Technical Sessions IV – E5 – Engine Testing**

- C056 Michał SUMERA, Andrzej FRYŚ, Jakub SUMERA: Certain issues concerning selection of internal combustion engine for generating set drive
- C139 Andrzej RÓŻYCKI: Initial research of the knock combustion in the dual-fuel diesel engine
- C082 Wiesław OLSZEWSKI, Artur MACIĄG: Modern motor oils
- C055 Dariusz PIERNIKARSKI, Jacek HUNICZ, Paweł KORDOS, Piotr JAKLIŃSKI: Single cylinder research engine for optical diagnostic of combustion process

**Wednesday, 28<sup>th</sup> of September 2005, 11.00-12.30**

**Technical Sessions IV – E6 – Engine Testing**

- C144 Jerzy MERKISZ, Władysław KOZAK, Maciej BAJERLEIN, Jarosław MARKOWSKI: The influence of air dissolved in diesel oil on working indices in diesel engines
- C145 Jerzy MERKISZ, Władysław KOZAK, Maciej BAJERLEIN, Jarosław MARKOWSKI: The influence of exhaust gases dissolved in diesel oil on working indices in diesel engines
- C062 Jerzy MERKISZ, Władysław KOZAK, Maciej BAJERLEIN, Jarosław MARKOWSKI, Jacek HUNICZ: Applications of the system SesubCR in internal combustion engines researches
- C084 Marek IDZIOR: New technologies of the production of car combustion engines in the aspect of requirements of the ecology
- C039 Jerzy MERKISZ, Ireneusz PIELECHA, Jacek PIELECHA, Tomasz PAWLAK: Possibilities of CI engine cycle

**Prenumerata / Subscriptions**

Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.  
Koszt numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.

**Przygotowanie do druku / Preparation to print**  
Wydawnictwo *Ars Nova/ARS NOVA Publishing House*  
Poznań, ul. T. Kutrzeby 14

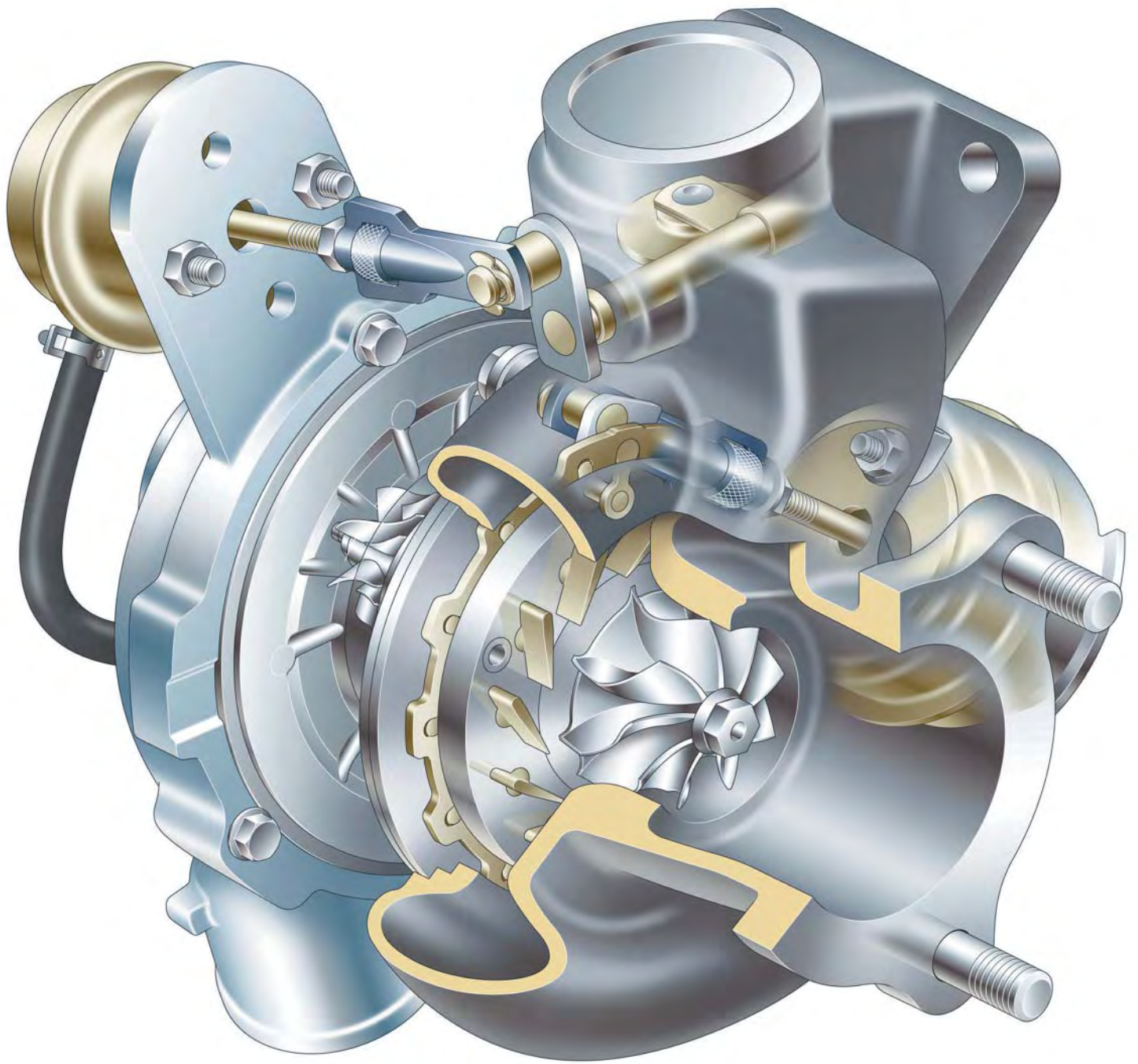
**Nakład: 600 egz.**

© Copyright by  
**Polish Scientific Society of Combustion Engines**

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.

*All rights reserved.*  
*No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, photocopying or otherwise without prior permission of the copyright holder.*

**Names of authors and titles of papers presented in Poster Sessions will be published in *Combustion Engines* No. 3/2005 (122)**



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

Numery archiwalne:

Numer 1(120)/2005

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.

Numer 2(119)/2004

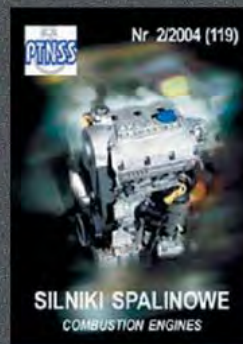
Numer 1(118)/2004

Numer 116/1998

Numer 115/1995

Numer 114/1994

Numer 3-4/1992



Dostępny w formacie PDF

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