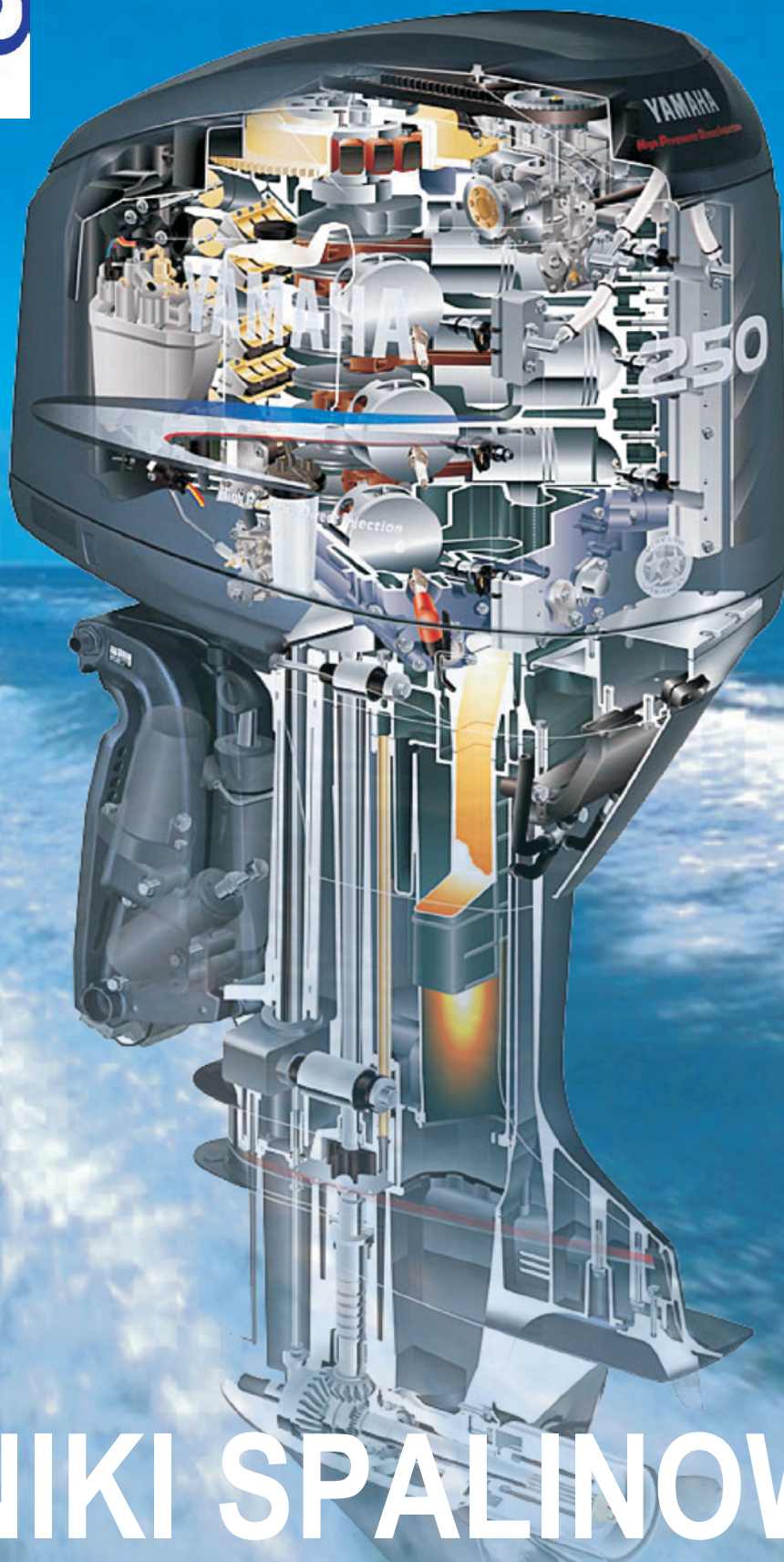




Nr 1/2007 (128)



**SILNIKI SPALINOWE**  
*COMBUSTION ENGINES*

# Seria specjalna Silników Spalinowych

## PTNSS-2007-SC



### SC1 - Design, Operation & Powertrain

*Budowa, eksploatacja i zespoły napędowe*

### SC2 - Mixture Formation, Ignition & Combustion

*Tworzenie mieszanki, zapłon i spalanie*

### SC3 - Ecology & Diagnostics

*Ekologia i diagnostyka*



#### Jesteśmy przedstawicielami:

1. Firmy KWANG SHIN - koreańskiego producenta sprężarek CNG (200-25 000 m<sup>3</sup>/h)
2. Firmy INGERSOLL-RAND - producenta z USA sprężarek CNG (40-200 m<sup>3</sup>/h)
3. Firmy INTERMECH - producenta z Nowej Zelandii sprężarek CNG (250-3 000 m<sup>3</sup>/h)

Firma istnieje od 1988 roku i działa w zakresie zagadnień związanych z napędem gazowym pojazdów - konstrukcja i dobór układów zasilania gazowego silników, adaptacje do zasilania gazem (CNG/LPG) wózków widłowych, samochodów, autobusów, budowa sprężarek i stacji tankowania pod klucz.

Spółka ma uprawnienia (homologacja Ministerstwa Transportu) do wykonywania adaptacji pojazdów (z autobusami włącznie) do zasilania gazem LPG/CNG. Dysponuje doświadczonym personelem technicznym i własnym zapleczem badawczym (hamownia silnikowa), co umożliwia prowadzenie prac w zakresie rozwoju silników gazowych i wysokociśnieniowych sprężarek do gazu ziemnego.

#### Oferujemy:

1. Sprężarki CNG - dystrybucja, montaż i serwis obsługowy
2. Kompletnie stacje sprężarkowe - budowa, instalacja, serwis
3. Agregaty prądowłórcze zasilania gazem - adaptacja silników z zapłonem samoczynnym i iskrowym
4. Adaptacja pojazdów, autobusów, wózków widłowych do zasilania gazem
5. Dystrybutory CNG z masowym pomiarem przepływu własnej konstrukcji

*Na oferowane wyroby posiadamy wszystkie niezbędne atesty i homologacje.*

**NGV AUTOGAS Sp. z o.o.**

Siedziba Zarządu:  
ul. Kochanowskiego 3/1a, 31-127 Kraków  
tel./fax: /012/ 423-44-18; 633-69-80

Biuro:  
ul. Bagrowa 1, 30-733 Kraków  
tel./fax: /012/ 653-04-65; 653-04-89  
/012/ 653-25-12 wew. 190

[autogas@ngvautogas.com.pl](mailto:autogas@ngvautogas.com.pl)  
[www.ngvautogas.com.pl](http://www.ngvautogas.com.pl)



## SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 1/2007 (128)

Maj 2007

Rok XLVI

PL ISSN 0138-0346

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](mailto:sekretariat@ptnss.pl)

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

### Rada Programowa/Scientific Board:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen  
 prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek  
 prof. dr hab. inż. Karol Cupiał  
 prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda  
 prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz  
 prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski  
 prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas  
 prof. dr hab. inż. Marek Orkisz  
 prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny  
 prof. dr inż. Stefan Pischinger  
 prof. dr hab. inż. Piotr Wolański  
 prof. dr hab. inż. Mirosław Wszyński

### 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, prof. PP  
 (redaktor naczelny/Editor-in-Chief)  
 dr inż. Ireneusz Pielecha  
 dr hab. inż. Marek Brzeżański  
 dr inż. Jacek Pielecha

### Współpraca/Cooperation:

mgr inż. Maciej Bajerlein, mgr inż. Jakub Czajka,  
 dr inż. Piotr Krzymień, dr inż. Jarosław Markowski  
 mgr Tomasz Pawlak

### Od Redakcji

Przedstawiamy kolejny numer kwartalnika Silniki Spalinowe, 11-ty od wznowienia jego wydawania w 2004 roku. W ciągu tych trzech lat redakcja zdobyła nowe doświadczenia, które będzie chciała wykorzystać w następnych numerach.

W naszej ocenie pozycja kwartalnika w kraju się umocniła, zdobywamy nowych czytelników. W innych krajach wzbudiliśmy zainteresowanie wśród specjalistów czołowych europejskich firm badawczych i kadry naukowej wyższych uczelni technicznych. Wzrasta też zainteresowanie publikowaniem artykułów na naszych łamach. Problemem jest jedynie niesystematyczny dopływ zgłoszonych materiałów, co powoduje opóźnienia i trudności z regularnością ukazywania się pisma. Liczba zgłaszanych artykułów przekracza jednak możliwości wydawnicze zarówno wydawcy, jak i działającego społecznie nielicznego zespołu redakcyjnego. Postanowiliśmy więc część prac publikować w dodatkowych, nieperiodycznych seriach wydawniczych. Pierwsze tomy z serii specjalnej ukażą się w połowie maja br.

Wzorem innych wydawców redakcja postanowiła od tego roku przyjąć jednolitą numerację publikowanych prac. Wszystkim publikowanym artykułom i opracowaniom postanowiono nadawać unikalny numer, który pozwoli na łatwą i jednoznaczną ich identyfikację. Zastosowaliśmy następującą konwencję: PTNSS-xxxx-SYn-000, gdzie xxxx określa rok wydania, Y – oznaczenie serii wydawniczej, n – numer wydawnictwa z danej serii, a 000 oznacza kolejny numer artykułu liczony w skali roku. Dla oznaczania serii wydawniczych będziemy stosować następujący klucz: SS1, SS2, SS3, SS4 oznaczają kolejne numery z serii stałej Silników Spalinowych, czyli kolejne numery kwartalnika. Oznaczenia SC, SD, SH, SK będą stosowane do osobnych serii, w których publikowane materiały będziemy się starać grupować tematycznie. Tak więc oznaczenie PTNSS-2007-SC3-015 oznaczać będzie artykuł numer 15, drukowany przez PTNSS w 2007 roku, w numerze 3 serii C.

Przyjęcie jednolitego kodu oznaczania publikacji jest wskazane ze względu na rejestrację publikacji w specjalistycznych bazach danych i komputerowe przetwarzanie zasobów. Przykładem jest zarejestrowanie tytułu Silniki Spalinowe w krajowej bazie danych bibliotecznych BazTech (informacja adresowa na s. 2).

Redakcja  
 Kwartalnika Silniki Spalinowe

**Spis treści/Contents:**

Od Redakcji .....	1
<b>Konstrukcja/Design</b>	
<i>G. Fraidl, P. Herzog: Wielostronne korzyści rozwoju technologii hybrydowych silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym/ Multiple-benefit technology development for gasoline-diesel-hybrid powertrains (2007-SS1-201) .....</i>	3
<i>J. Czajka, K. Wisłocki: Rozwój konstrukcji silników przyczepnych do łodzi motorowych/Development of outboard boat engines (2007-SS1-202) .....</i>	20
<b>Badania/Research</b>	
<i>K. Wisłocki: Endoskopowe obserwacje rozprzestrzeniania się płomienia w komorze spalania silnika ZS z wtryskiem bezpośrednim i wstępną homogenizacją mieszanki/Endoscopic observations of flame propagation in combustion chamber of an DI Diesel engine with mixture partial homogenisation (2007-SS1-203) .....</i>	43
<i>L. Bogusławski, J. Rabięga: Ocena wpływu rodzaju paliwa na przepływ ciepła w silniku spalinowym/Influence of the type of fuel on the heat transfer in internal combustion engine (2007-SS1-204) .....</i>	59
<b>Eksploatacja/Operation</b>	
<i>A. Koniuszy: Wskaźnik optymalizacji pracy silników spalinowych stosowanych w rolnictwie/Optimization index of combustion engines used in agriculture (2007-SS1-205) .....</i>	64
<b>Aktualności/News</b>	
Aktualności silnikowe .....	69
<b>Bibliografia/Bibliography</b>	
Habilitacje, doktoraty/Qualifying as ass. prof., doctorates .....	78

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



**POLITECHNIKA RADOMSKA  
I KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA  
TRUCK & BUS  
NOWOCZESNY POJAZD CIĘŻAROWY I AUTOBUS**



Wydział Mechaniczny Politechniki Radomskiej organizuje Konferencję Naukowo-Szkoleniową o tematyce Samochody Ciężarowe i Autobusy.

Pierwsza edycja planowanej cyklicznie Konferencji odbędzie się w okresie 24–25.10.2007 w Radomiu.

Zamiarem organizatorów jest stworzenie forum dyskusyjnego, w którym uczestniczyliby producenci tego typu pojazdów, użytkownicy – przedstawiciele firm transportowych oraz naukowcy branży motoryzacyjnej.

Zapraszamy wszystkich zainteresowanych do udziału w konferencji.

Bliższe informacje o terminach zgłoszeń, sposobie opracowania referatów itp. można uzyskać:

[www.truck-bus.pr.radom.pl](http://www.truck-bus.pr.radom.pl)  
[truck-bus@pr.radom.pl](mailto:truck-bus@pr.radom.pl)  
tel: +48 48 3617657

Dziekan Wydziału Mechanicznego  
*dr hab. inż. Sławomir Łuft, prof. nadzw.*

**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](mailto:sekretariat@ptnss.pl)  
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

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

© Copyright by

**Polish Scientific Society of Combustion Engines**

Wszelkie prawa zastrzeżone.

Żaden fragment tej publikacji nie może być reproduktowany, 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.

**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: 650 egz.**

**Recenzenci:**

dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP  
prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz  
dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP  
dr inż. Władysław Kozak

Wydanie publikacji dofinansowane  
przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego

**Okladka**

I: Dwusuwowy zaburtowy silnik  
Yamaha 250 HPDI (fot. Yamaha)  
IV: Układ rozrządu 4-suwowego zaburtowego  
silnika Yamaha F90 z wtryskiem EFI (fot. Yamaha)

Günter FRAIDL\*  
Peter HERZOG

PTNSS-2007-SS1-201

## Wielostronne korzyści rozwoju technologii hybrydowych silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym

W artykule scharakteryzowano nowoczesne rozwiązania silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym. Wymagania stawiane współczesnym silnikom spalinowym są kompromisem między oczekiwaniami klientów, a możliwościami technologicznymi osiągnięcia znacznego zmniejszenia zużycia paliwa i emisji związków toksycznych. Rozwiązania stosowane w silnikach ZI i ZS przyczyniają się do spełnienia tych oczekiwań, a jednocześnie stanowią podstawę badań nad kolejnymi rozwiązaniami. Rozwiązaniami takimi są m.in. napędy hybrydowe, wykorzystujące zalety silników spalinowych (ZI i ZS) i maszyn elektrycznych; napędy takie oferują mniejsze zużycie paliwa, a jednocześnie znacznie podwyższają komfort jazdy.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, zużycie paliwa, emisja związków szkodliwych

### Multiple-benefit technology development for gasoline-diesel-hybrid powertrains

Modern spark ignition and compression ignition engine solutions have been characterized in the paper. The requirements that the modern engines are currently facing are a compromise between the expectations of the clients and the technological capability of obtaining a significant reduction in the fuel consumption and emissions. The solutions applied in the CI and SI engines contribute to the above expectations and constitute a basis for further development i.e. hybrid propulsion combining SI and CI engines with electric machines providing much higher fuel economy and comfort.

Key words: combustion engine, fuel consumption, exhaust emission

### 1. Wprowadzenie

Postęp w konstrukcji samochodów i ich napędów wymaga wprowadzania do ich produkcji najnowszych technologii. Dzięki zróżnicowaniu rozwiązań możliwa jest poprawa pozycji określonej marki na rozwijającym się rynku. Obecne rozwiązania produkcji pojazdów i napędów (rys. 1) są szczególnie wymagające: cechują się krótkim cyklem produkcyjnym, wyraźnym podziałem zastosowań oraz dużymi oczekiwaniami społeczeństwa i indywidualnych odbiorców.

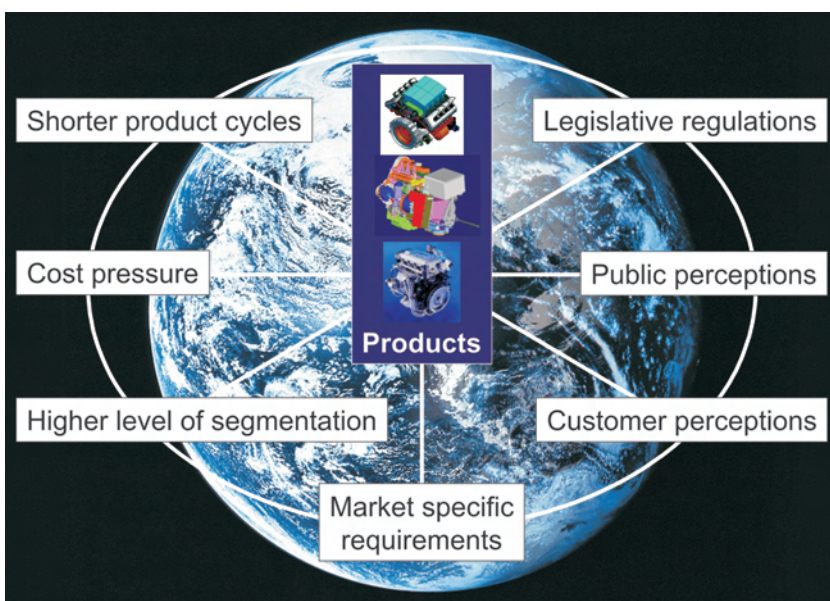
### 1. Introduction

The development of automobiles and therefore also powertrains has been characterised and driven in the past by the application of the latest technologies. It was thus possible to improve the position of a particular brand in a growth market through strategic differentiation.

Today's market scenario (Fig. 1) with ever-shorter product cycles, more pronounced segmentation, high cost pressure, plus customers' and society's expectations is particularly demanding.

The situation is additionally influenced by more stringent legislation, production over-capacity plus different regional requirements, and therefore requires multiple-benefit technology development. The technologies used have to offer benefits for customers, society, the legislature and manufacturers and must not be used to achieve just one single development goal.

The general challenges to be met in developing a successful powertrain for vehicle application are summarised in Fig. 2. It goes without saying, of course, that the parameters listed above are of different importance in different markets. A typical example is the different positioning of the diesel engine and the gasoline-hybrid in Europe, Japan and the USA.



Rys. 1. Wymagania rynku odnośnie nowych napędów

Fig. 1. Market scenario

Dodatkowe oddziaływanie wywierają przepisy legislacyjne, nadmierne zdolności produkcyjne i odmienne wymagania regionalne, co sprawia, że dąży się do rozwoju technologii spełniających te wielostronne oczekiwania. Stosowane technologie spełniają wymagania klientów, społeczeństwa, ustawodawcy i producentów, i nie mogą być ukierunkowane na spełnienie tylko pojedynczego celu.

Zasadnicze wymagania, jakie powinny być spełnione w procesie rozwoju napędu przeznaczonego do pojazdu przedstawiono na rys. 2. Wymienione parametry mają różne zna-

It must be remembered that, in end effect, the main criterion for the success of a product is the response of the customers and society in general. It must however satisfy all the legal requirements, be reasonably priced and, for clear market positioning, reflect the brand values of the manufacturer. Summing these requirements clearly indicates the difficulties inherent in the task of defining and designing a successful powertrain. Below we therefore look more closely at multiple-benefit technology development of the powertrain using just a few examples. Methodical powertrain develop-

ment based on an analysis of the market and competition requires a concept to be found within the framework of the brand DNA and the manufacturer's production possibilities, and this is the core competence of established OEM's.

## 2. Core themes of today's powertrain development

### 2.1 Hybrid technology

The core theme of passenger car powertrain development is the conflicting goal of reducing both fuel consumption (CO<sub>2</sub> emission) and the conventional pollutant emissions (Fig. 3). As mentioned above however (Fig. 2), defined general conditions have to be met relating to costs, market image, driving pleasure, comfort, noise and reliability. Gasoline and diesel engines have completely different positions in the fuel consumption/emissions trade-off. Due to their highly efficient exhaust gas aftertreat-

ment, gasoline engines are clearly emission-oriented. Diesel engines, on the other hand, are heavily consumption-ori-

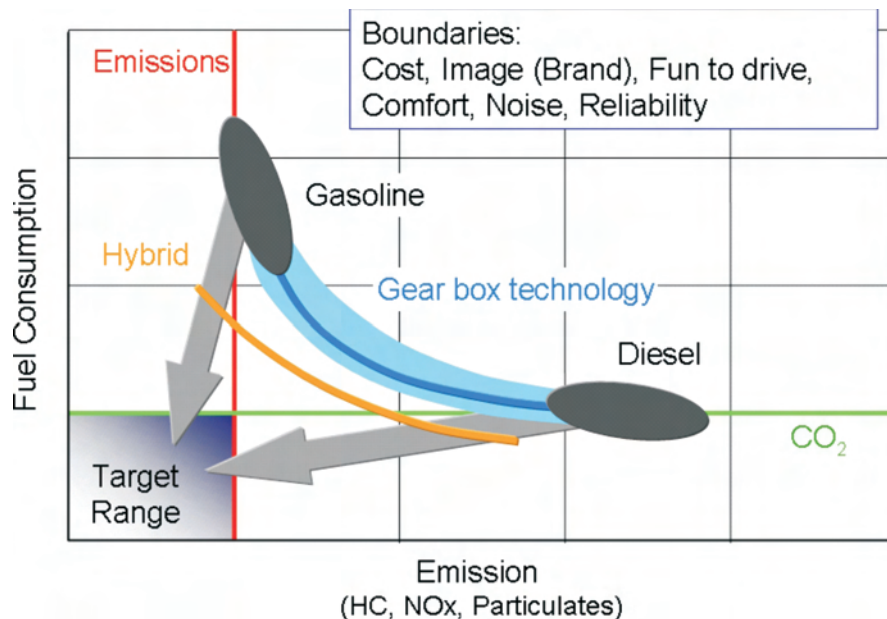


Rys. 2. Czynniki decydujące o sprzedaży napędów

Fig. 2. Challenges for a successful powertrain

czenie w zależności od konkretnego rynku; typowym przykładem może być różne zainteresowanie silnikami o zapłonie samoczynnym i napędami hybrydowymi w Europie, Stanach Zjednoczonych i Japonii.

Podstawowym kryterium sukcesu pozostaje zainteresowanie klientów i społeczeństwa. Produkt musi jednak spełniać również wymagania prawne, mieć przystępną cenę, a dla odróżnienia od innych wyrobów – powinien być odzwierciedleniem filozofii producenta. Podsumowanie tych wymagań wskazuje wyraźne trudności, jakie wiążą się ze zdefiniowaniem i zaprojektowaniem napędu, który ma szansę odnieść sukces rynkowy. Aby to wykazać przeanalizowano rozwój technologii produkcji układów napędowych, gwarantujących sukces. Metodyczny rozwój układu napędowego oparty na analizie rynku i uwzględniający warunki konkurencji, wymaga opra-



Rys. 3. Główne kierunki rozwoju napędów samochodów osobowych

Fig. 3. Main PC powertrains development directions

cowania odpowiedniej koncepcji w ramach możliwości i specyfikacji producenta, co należy do podstawowych kompetencji producenta finalnego.

## 2. Zasadnicze kierunki rozwoju współczesnych układów napędowych

### 2.1. Technologia napędów hybrydowych

Podstawowym problemem rozwoju układów napędowych samochodów osobowych jest jednoczesne zmniejszenie zużycia paliwa (emisji CO<sub>2</sub>) i emisji zanieczyszczeń (rys. 3). Jednakże, jak wspomniano wcześniej na rys. 2, sprecyzowane warunki ogólne powinny być spełnione z uwzględnieniem kosztów, wizerunku firmy, przyjemności z jazdy, komfortu, niezawodności oraz ograniczeniem hałasu. Rozpatrując zużycie paliwa i emisję składników toksycznych silniki ZI i ZS mają zdecydowanie różną pozycję. Efektywny system oczyszczania spalin sprawia, że silniki ZI są zdecydowanie ukierunkowane na ochronę środowiska. Natomiast silniki ZS nakierowane są głównie na oszczędność paliwa dzięki dużej sprawności ogólnej i charakterystyce momentu obrotowego. Aby spełnić wymagania ekonomiczne i ekologiczne, konieczne są istotne udoskonalenia silników, uwzględniające ich odmienny charakter pracy. Rozbieżność omawianych charakterystyk może być w pewnym stopniu złagodzona przez odpowiednią konstrukcję przekładni skrzyni biegów, ale nie całkowicie usunięta (rys. 3). Rozwiązanie tego problemu wymaga przekonstruowania całego układu napędowego.

Jedną z możliwości zmniejszenia zużycia paliwa oraz emisji składników toksycznych jest zastosowanie napędu hybrydowego. Z przyczyn ekonomicznych wykorzystuje się obecnie w tym celu silniki benzynowe.

Dla zilustrowania kierunku, w jakim powinny rozwijać się napędy hybrydowe na rys. 4 pokazano symulację wskazującą na możliwości obniżenia emisji CO<sub>2</sub> jako funkcji profilu drogi (cykle jezdne) w zależności od rodzaju napędu. Średnią prędkość jazdy podczas testu wykorzystano jako parametr charakterystyczny dla różnych znormalizowanych testów jezdnych.

Jako podstawowy silnik badawczy wybrano silnik ZI MPI, o pojemności skokowej 2 dm<sup>3</sup> i o zmiennym ruchu ładunku (AVL, System CBR: Controlled Burn Rate). Dodatkowo, obok dwóch odmian hybrydowych tego samego silnika ZI, zaproponowano silnik ZS (bez hybrydyzacji) o podobnej mocy. We wszystkich badaniach wykorzystano silnik spalinowy o takiej samej charakterystyce i jednakowej maksymalnej prędkości wału korbowego. Dodatkowa moc pochodząca od silnika elektrycznego powoduje chwilowe polepszenie właściwości trakcyjnych zespołu hybrydowego i pozwala na zastosowanie silnika spalinowego o mniejszej objętości

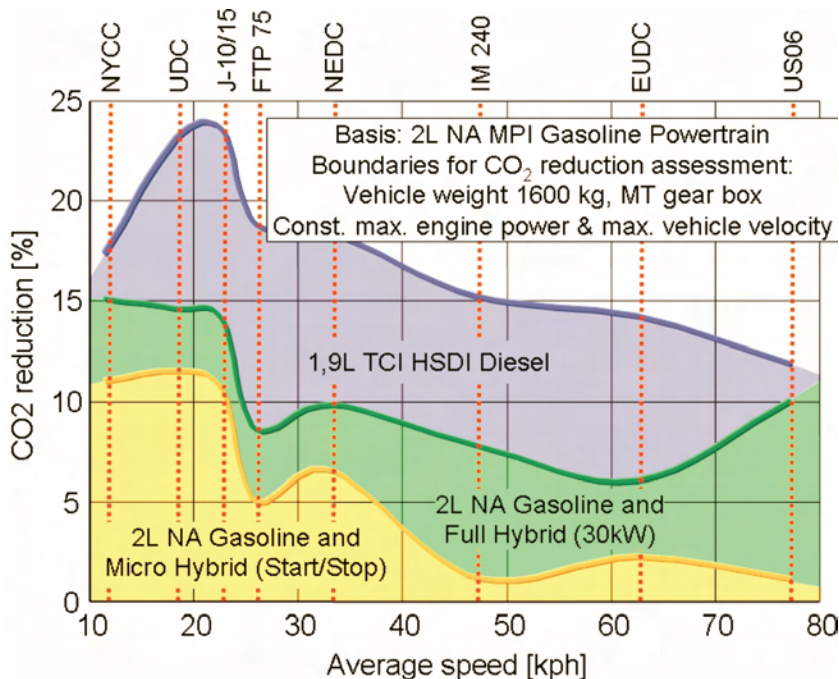
ented due to their thermodynamic efficiency and a torque characteristic which permits a fuel economy oriented transmission ratio. Meeting future fuel and emission requirements will therefore require significant improvements of both engine types, but with clearly different focuses. As shown in Fig. 3, the conflict can indeed be alleviated, but not resolved, by choosing the optimum transmission for the respective application. The main focus of the approach to the solution therefore has to be the complete powertrain.

One option for improving both emissions and fuel consumption is hybridisation. For cost reasons, it is currently only being used in conjunction with gasoline engines.

To illustrate the application focus of hybrid systems, Fig. 4 shows a simulation indicating the potential of reducing CO<sub>2</sub> with various drive concepts as a function of the driving profile (test cycles). The mean test speed is used as a characteristic parameter of the various, standardised test cycles.

A 2.0 l MPI gasoline engine with variable charge motion (AVL CBR System: Controlled Burn Rate) was chosen as the base engine. In addition to two hybrid variants with the same base engine, a diesel engine without hybridisation, but with similar power, was also included. All the variants examined have the same combustion engine power rating and therefore also the same top speed. The additional power available with the electric drive gives the full-hybrid better momentary driving performance and could enable a downsized gasoline engine to be used. The study intentionally ignored this type of concept, however, because of the reserve power is not always available.

Fig. 4 shows clearly that, when compared to the base engine, the fuel economy benefits of the powertrains exam-



Rys. 4. Możliwości zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> w przypadku napędów hybrydowych benzynowych i wysokoprężnych

Fig. 4. CO<sub>2</sub> reduction potentials of gasoline-hybrid & diesel powertrains

skokowej (downsizing). W artykule pominięto taki wariant, bowiem nie zawsze jest osiągnięta większa moc.

Z analizy rysunku 4 wynika, że w porównaniu z silnikiem podstawowym (ZI), korzyści wynikające ze zmniejszonego zużycia paliwa zmniejszają się wraz ze wzrostem średniej prędkości jazdy. W przypadku silnika ZS, główną korzyść wynika z wyższej sprawności przy pracy na obciążeniach częściowych. Nieciągłości w przebiegu krzywych emisji CO<sub>2</sub> w analizowanych testach napędów hybrydowych wynikają z możliwości redukcji emisji CO<sub>2</sub> w warunkach pracy na biegu jałowym (mniejsze zużycie paliwa w cyklu start/stop) oraz średnim opóźnieniu pojazdu (odzysk energii podczas hamowania). Stąd wraz ze wzrostem średniej prędkości w teście zmniejsza się oszczędność emisji CO<sub>2</sub>, wynikająca z pracy na biegu jałowym oraz odzysku energii podczas częstego hamowania.

Stosunkowo niewielkie możliwości zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> przez napęd hybrydowy w cyklu miejskim, ma następujące powody: przy przekroczeniu zapotrzebowania na moc odzysk energii elektrycznej zastępuje siłę hamowania wysprzęglonego silnika spalinowego. Silniki ZI o dużej pojemności (a szczególnie silniki ZS), wykazują w takich warunkach znacznie większą możliwość redukcji emisji CO<sub>2</sub> aniżeli silnik ZI poddany badaniom. Ponadto, w rozważaniach nie uwzględniono hamowania elektromechanicznego ani elektrohydraulicznego, co oznacza, że podczas każdego konwencjonalnego hamowania nakładało się ono na hamujące działanie maszyny elektrycznej, zmniejszając w ten sposób odzysk energii.

Czynniki mające decydujące znaczenie w określeniu możliwości zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> dzięki zastosowaniu napędu hybrydowego:

- charakterystyka cyklu jezdny,
- różnice w zużyciu paliwa badanych silników,
- specyficzne cechy układu hybrydowego (np. odzysk energii, zmniejszenie silnika).

Cechy te umożliwiają zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> przez napęd hybrydowy, lecz największe możliwości to zmniejszenie zużycia paliwa przez silnik spalinowy oraz zwiększenie udziału odzyskiwanej energii i pracy silnika w warunkach start/stop.

Jednym ze sposobów zmniejszenia emisji przez napęd hybrydowy z silnikiem ZS jest współpraca z maszyną elektryczną (rys. 5). Zmniejsza ona zapotrzebowanie na średnie ciśnienie użyteczne p<sub>e</sub> silnika w ciągu testu i umożliwia przesunięcie punktu pracy silnika spalinowego w obszary małej emisji tlenków azotu. Jeżeli odzyskaną energię wykorzystywać do napędu, otrzymuje się dalsze zmniejszenie zu-

życia paliwa. Wzrost emisji tlenków azotu tendencja do zmniejszenia się wraz ze wzrostem prędkości średniej. W przypadku silnika ZS, główną przyczyną jest lepsza sprawność częściowa, która dominuje przy niskich prędkościach. Nieciągłości w krzywych emisji CO<sub>2</sub> dla wariantów hybrydowych w testach analizowanych są wynikiem potencjału oszczędności CO<sub>2</sub> z części czasu pracy silnika na biegu jałowym (tj. lepsze zużycie paliwa przy startach/stopach) oraz średniej decelacji (tj. odzysk energii) w funkcji prędkości średniej. Ponieważ wraz ze wzrostem prędkości, zarówno część biegu jałowego, jak i energia odzyskana przy częstym hamowaniu, zmniejsza się, korzyść z oszczędności CO<sub>2</sub> zmniejsza się.

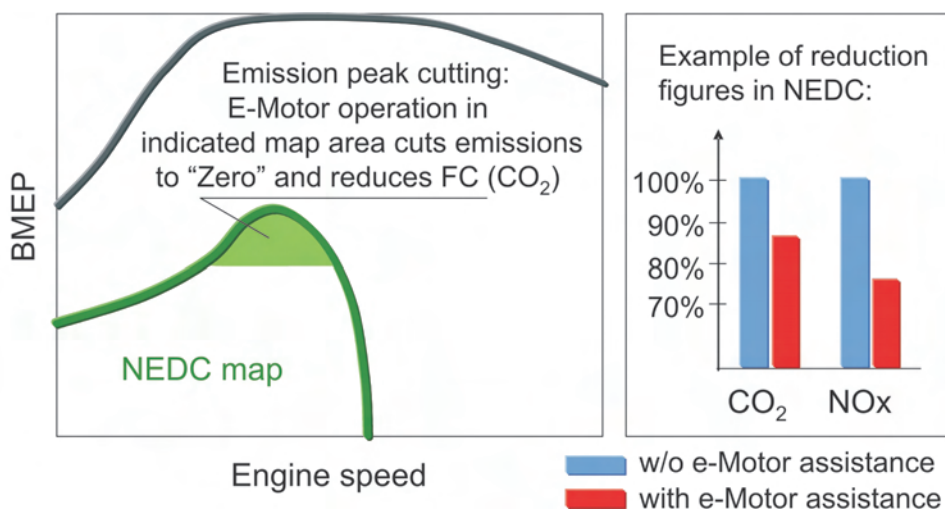
Porównywalnie niski potencjał oszczędności CO<sub>2</sub> w cyklu miejskim może być wyjaśniony następująco. W warunkach nadbiegu, energia elektryczna odzyskana zastępuje moment hamujący rozłączanego silnika spalinowego. Silniki o większej pojemności i silniki ZS szczególnie oferują znacznie większy potencjał oszczędności CO<sub>2</sub> w porównaniu z silnikami badanymi. Ponadto, nie rozważano hamowania elektromechanicznego ani elektrohydraulicznego, co oznacza, że podczas każdego konwencjonalnego hamowania nakładało się ono na hamujące działanie maszyny elektrycznej, zmniejszając w ten sposób odzysk energii.

Podsumowując, można powiedzieć, że następujące czynniki są decydujące w określeniu potencjału oszczędności CO<sub>2</sub> dla hybrydy:

- specyficzne cechy testów,
- różnice w zużyciu paliwa badanych silników,
- specyficzne cechy układu hybrydowego (np. odzysk energii, zmniejszenie silnika).

Te czynniki pomagają hybrydzie zredukować CO<sub>2</sub>, ale im bardziej efektywny jest silnik bazowy, tym większe jest zapotrzebowanie na energię odzyskaną i tym większe jest zapotrzebowanie na energię odzyskaną w trybie start/stop.

Jednym z sposobów optymalizacji emisji CO<sub>2</sub> dla hybrydy ZS jest współpraca z maszyną elektryczną (rys. 5). Zmniejsza ona zapotrzebowanie na średnie ciśnienie użyteczne p<sub>e</sub> silnika w ciągu testu i umożliwia przesunięcie punktu pracy silnika spalinowego w obszary małej emisji tlenków azotu. Jeżeli odzyskaną energię wykorzystywać do napędu, otrzymuje się dalsze zmniejszenie zu-



Rys. 5. Efekt „obciążenia maksymalnych emisji”

Fig. 5. Effect of “emission peak cutting”

zycia paliwa. W opisanym przykładzie należy spodziewać się redukcji CO<sub>2</sub> o co najmniej 14%, a NO<sub>x</sub> o 20%.

Napęd hybrydowy jest więc sposobem na zmniejszenie zużycia paliwa, obniżenie emisji związków szkodliwych i poprawę właściwości trakcyjnych pojazdu. W związku z tym należy go rozpatrywać w relacji: cech kierowcy, zastosowanej technologii i związanych z tym kosztów.

**2.2. Silniki o zapłonie samoczynnym**

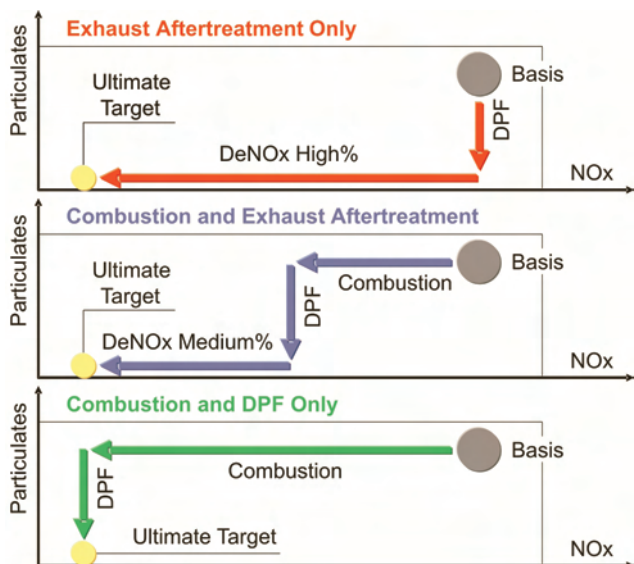
Wyzwaniem i celem rozwoju samochodowych silników ZS jest osiągnięcie możliwie małej wartości emisji; należy ją osiągnąć równoległe do wzrastających wymagań w zakresie osiągnięć, bez zwiększenia zużycia paliwa i przy uzasadnionych nakładach. Emisja związków szkodliwych silnika spalinowego jest wynikowym czynnikiem procesu spalania i szybkości oczyszczania spalin w układzie wylotowym, a działaniem systemu sterowania silnikiem. Na rysunku 6 pokazano schemat możliwości obniżenia emisji spalin. Decyzja, którą z nich wybrać, zależy od dostępności technologii, jej kosztów, uwarunkowań rynkowych (np. unor-

the test cycle (shift in the operating point) and thus enables high NO<sub>x</sub> emissions to be avoided in the map range shown. If the recuperated energy is then used to support the drive, an additional reduction in fuel consumption is achieved. In the example described above, approximately 14%/20% reduction in CO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub> is predicted.

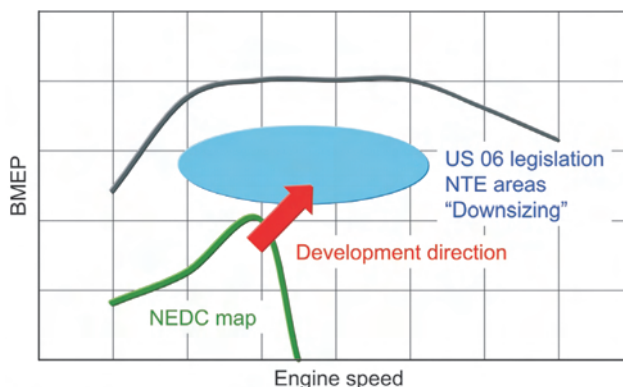
The hybrid drive therefore represents without doubt multiple-benefit technology in terms of fuel consumption, emissions and driving performance, but this has to be considered, however, in relation to the user profile, the technology used and the associated costs.

**2.2. Diesel engine**

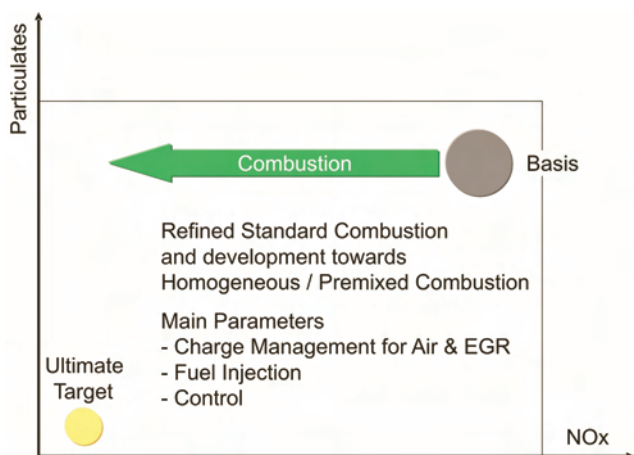
The development challenge and goal for passenger car diesel engines is to achieve the lowest possible emissions as shown in Fig. 3. That has to be realised in parallel to continuously increasing performance requirements, and without compromising the better fuel economy and at a justifiable cost. The emission potential of each combustion engine is determined by the combustion process and the conversion rates of the exhaust aftertreatment system, the engine management system (or control) being the integrating component. Fig. 6 is a schematic diagram of possible strategies for



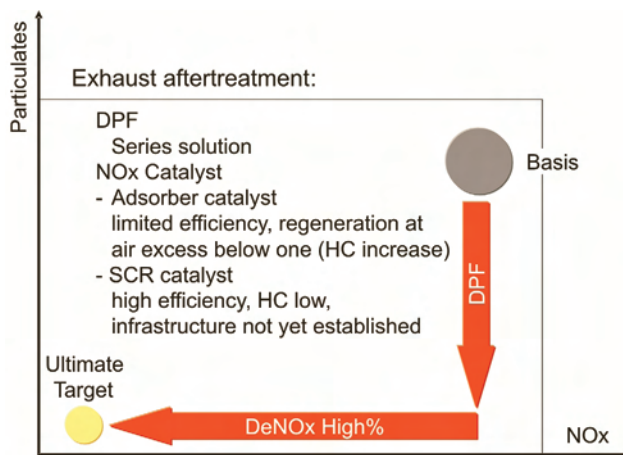
Rys. 6. Przyjęta strategia ograniczania emisji  
Fig. 6. Generic emission development strategies



Rys. 7. Wpływ ograniczeń rynkowych na poziom emisji spalin  
Fig. 7. Market specific boundaries effects emission challenge



Rys. 8. Przyjęte kierunki rozwoju systemów spalania  
Fig. 8. Generic combustion development directions



Rys. 9. Przyjęte kierunki rozwoju systemów oczyszczania spalin  
Fig. 9. Generic exhaust aftertreatment development directions

mowań dotyczących zużycia paliwa przez ogół pojazdów, testy jezdne, systemy OBD itd.) oraz możliwości producenta. Możliwości obniżenia emisji w teście jezdnym US06, zakresie emisji NTE (nieprzekraczania wartości) oraz dalszym downsizingu pokazano na rys. 7. Tego typu uwarunkowania wymagają dążenia do większych wartości  $p_e$ , co oznacza zmiany w konstrukcji silników ZS i w istotny sposób wpływa na wybór odpowiedniej strategii.

Podstawowy kierunek rozwoju silników pokazano na rys. 8. Zmiany w procesie spalania oraz zastosowanie nowych procesów poprawy spalania wymagają postępu w zakresie przygotowania ładunku, wtrysku i sterowania. W układach

achieving the lowest possible emissions. The decision which of these approaches to use depends on technology availability, its cost and the market-specific environment (e.g. general legislative conditions such as fleet consumption values, test cycles, OBD etc.) plus the manufacturer's capabilities and limitations. This is shown, for example, more closely in Fig. 7 for the US 06 emission cycle, possible NTE emissions ranges (not-to-exceed) and also further downsizing. These kinds of general conditions demand emission control measures in the direction of higher BMEP which represents a tough challenge for diesel engines and significantly affects the strategy to be used.

The general direction in combustion development is shown in Fig. 8. The evolutionary development of today's combustion processes and the use of new processes requires extensive progress in the fields of charge management, injection and control to be made. For exhaust aftertreatment (Fig. 9) the particulate filter is a generally accepted mass-produced element. With NOx catalysts, the choice of system depends on the conversion rate required, the secondary emissions which occur (e.g. HC), consumption effects (fuel, urea) and the infrastructure required.

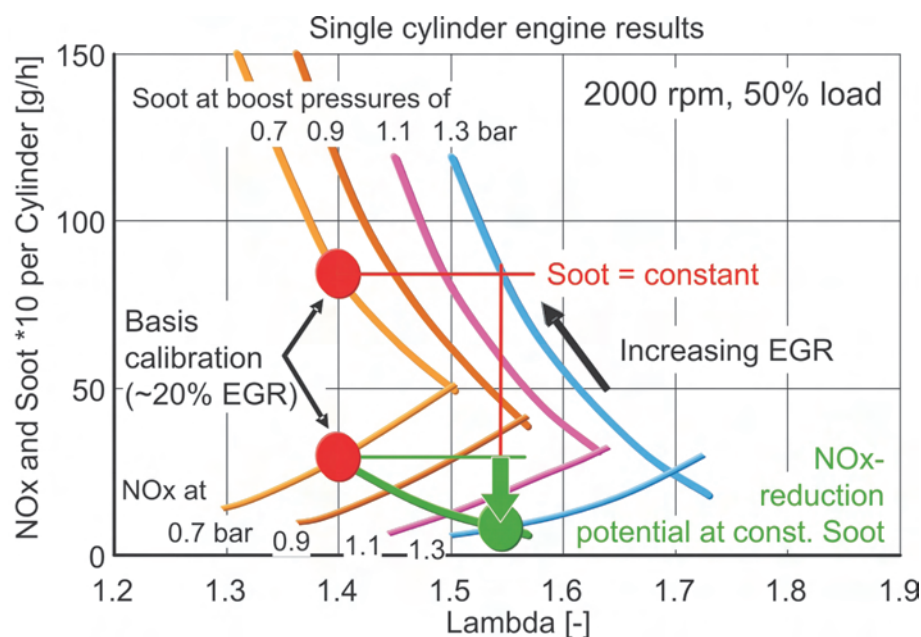
#### Turbocharging

Fig. 10 shows the trade-off between nitrogen oxide and soot emission over excess air ratio for different boost pressures. The curves represent the mean value of a scatter band produced from the variation of EGR rate with,

in each case, optimised injection parameters. For constant soot emissions, it can be seen that as the boost pressure and EGR rate increase, the nitrogen oxides can be significantly reduced. Assuming real efficiency levels for the turbocharging group, an increase in the excess air ratio of 1.4 to approx. 1.55 is achievable. An increase in the boost pressure at part load has to be seen in conjunction with the full-load requirements, whereby different turbocharging concepts are used depending on the performance and/or low end torque goals. It is obvious, however, that two-stage, continuously controlled turbocharging offers the greatest potential with regard to low end torque and higher specific power output.

The following vehicle-engine combinations – representing challenges for emissions management – were defined for the assessment of driving performance and cycle emissions:

Type of vehicle:	Van,
Reference test weight:	1930 kg,



Rys. 10. Możliwości ograniczenia emisji  $\text{NO}_x$  przez zwiększenie stopnia doładowania i recyrkulacji spalin

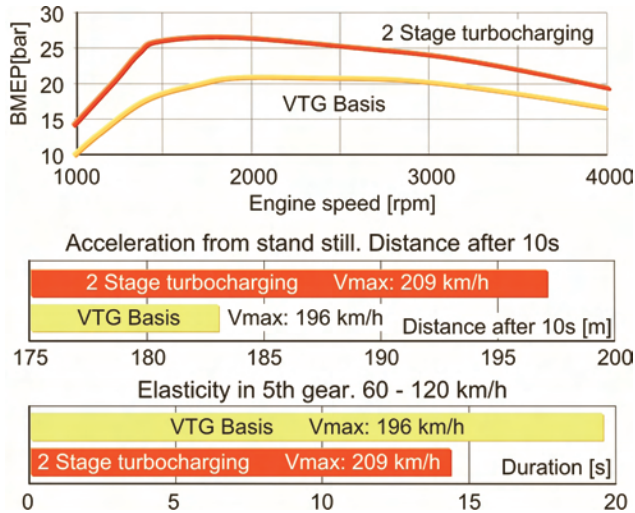
Fig. 10.  $\text{NO}_x$  reduction potential via higher levels of boosting and EGR-rates

wylotowych powszechnie stosuje się już filtry cząstek stałych (rys. 9), a w przypadku reaktorów katalitycznych do usuwania tlenków azotu wybór systemu zależy od wymaganej szybkości konwersji, wtórnych emisji (np. HC), wielkości zużycia dodatkowych czynników (paliwo, mocznik) oraz wymaganej infrastruktury.

#### Turbodoładowanie

Związek między współczynnikiem nadmiaru powietrza a emisją tlenków azotu i sadzy dla różnych wartości ciśnienia doładowania pokazano na rys. 10. Krzywe przedstawiają średnią wartość zmian stopnia recyrkulacji spalin (EGR) oraz optymalizowanych, dla każdego przypadku, parametrów wtrysku. Dla stałej wartości emisji sadzy obserwuje się wzrost stopnia doładowania i stopnia EGR, a jednocześnie zmniejsza się zauważalnie emisja  $\text{NO}_x$ . Zakładając rzeczywisty poziom sprawności zespołu doładowującego, możliwy jest wzrost współczynnika nadmiaru powietrza z 1,4 do ok. 1,55. Wzrost ciśnienia doładowania na obciążeniach częściowych należy uwzględnić w perspektywie warunków

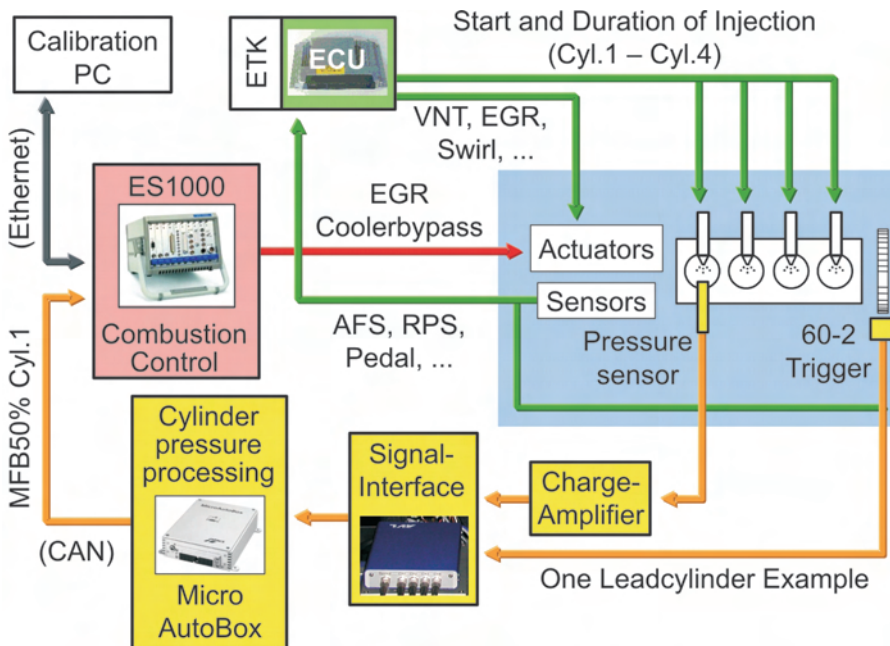
pełnego obciążenia; można bowiem stosować różne sposoby doładowania w zależności od osiągnięć i przewidywanego momentu obrotowego. Jest oczywiste, że dwustopniowe doładowanie o zmieniających się parametrach, stanowi najbardziej obiecujące rozwiązanie zwiększające wartość momentu obrotowego i mocy użytecznej.



Rys. 11. Osiągi silnika i pojazdu  
Fig. 11. Engine and vehicle performance data

Dla osiągnięcia założonych wskaźników pracy i wartości emisji stworzono następujące połączenia silnika i pojazdu:

rodzaj pojazdu: Van,  
masa w czasie testu: 1930 kg,  
wymagana siła napędowa przy 120 km/h: 900 N,

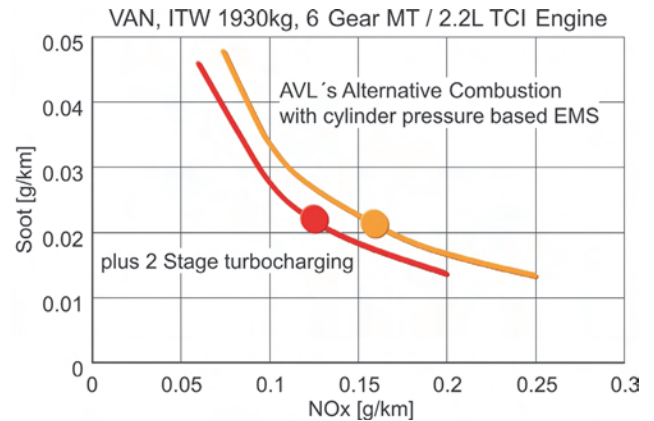


Rys. 13. Środowisko wykorzystujące pomiar ciśnienia w cylindrze do zarządzania pracą silnika  
Fig. 13. Cylinder pressure based EMS development environment

Traction power requirement

at 120 km/h: 900 N,  
Transmission: 6-gear manual,  
Engine capacity: 2.2 L,  
Turbocharging group: two-stage, continuously controlled turbocharging.

Driving performance was assessed based on characteristic steady-state full-load values, such as shown on the left of Fig. 11. The distance travelled in 10 seconds from vehicle standstill was used to assess acceleration. With the two-stage



Rys. 12. Symulacja emisji w teście NEDC po zastosowaniu alternatywnego spalania oraz dwustopniowego doładowania

Fig. 12. NEDC emission simulations with alternative combustion and 2 stage turbocharging

concept there is an advantage of about 13 m, as shown top right in Fig. 11. A more significant gain for the two-stage turbocharging was found in elasticity (60 km/h to 120 km/h in fifth gear) – Fig. 11 bottom right. For this very important parameter for real driving, the two-stage turbocharging concept is 27% quicker.

The NEDC emission projections were made with the AVL CRUISE simulation program. Characteristic engine map data which contained values for alternative combustion in the lower load range were used as the basis for both turbocharging concepts. Fig. 12 shows the positive effect of the more powerful turbocharging group on NO<sub>x</sub> and soot. A reduction in NO<sub>x</sub> of approx. 25% appears to be realistic, further reduction being equally conceivable.

Not only can emissions and driveability be optimised with this concept, but also fuel consumption reduced – depending on the turbocharging strategy used.

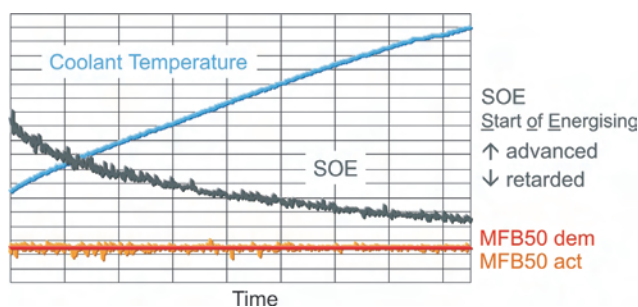
Control and Combustion Process

Fig. 12 shows the potential for emission reduction with the alter-

przekładnia: 6-biegowa, ręczna,  
 pojemność skokowa silnika: 2,2 dm<sup>3</sup>,  
 zespół turbosprężarki: dwustopniowy, ze zmiennym  
 stopniem doładowania

Właściwości jezdne założono na podstawie wartości zarejestrowanych w warunkach charakterystyki zewnętrznej (rys. 11). Odległość, jaką przejechał pojazd przez pierwsze 10 s po uruchomieniu wykorzystano do określenia wartości przyspieszenia; dzięki zastosowaniu doładowania dwustopniowego uzyskano wynik lepszy o 13 m (rys. 11). Wyraźniejszy zysk w przypadku dwustopniowego doładowania zanotowano, porównując elastyczność (przyspieszenie od 60 do 120 km/h na piątym biegu, rys. 11). Jest to istotny dla właściwości jezdnych parametr – wykorzystanie dwustopniowego doładowania pozwoliło rozpędzić pojazd o 27% szybciej.

Odzworowania emisji spalin zgodnych z testem NEDC wykonano za pomocą programu symulacyjnego AVL CRUISE. Jako odniesienie dwóch wariantów turbodoładowania



Rys. 14. Rozgrzewanie silnika sterowane czujnikiem połowy spalonego paliwa MFB50%

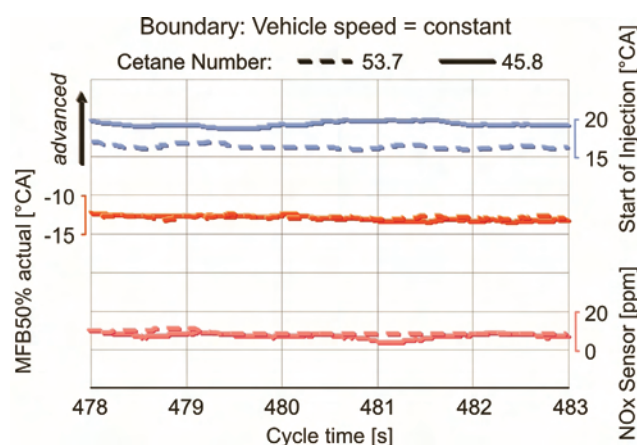
Fig. 14. Engine warm-up with MFB50 controller

wykorzystano dane tworzące mapę wartości alternatywnego spalania w dolnym zakresie obciążeń. Na rysunku 12 pokazano korzystny wpływ zwiększenia doładowania na emisję tlenków azotu i sadzy. Redukcja emisji NO<sub>x</sub> o ok. 25% wydaje się możliwa do uzyskania, podobnie jak możliwość jej dalszej redukcji. Koncepcja zmiany doładowania umożliwia nie tylko optymalizację emisji spalin i właściwości jezdnych pojazdu, ale również zmniejszenie zużycia paliwa.

#### Proces spalania i jego sterowanie

Na rysunku 12 pokazano możliwości ograniczenia emisji dzięki zastosowaniu alternatywnego systemu spalania w silniku ZS opracowanego przez AVL, o którym napisano, np. w [1, 2]. Aby w pełni wykorzystać ten potencjał we wszystkich warunkach pracy silnika, opracowano metodę CYPRESSTM (Cylinder Pressure-based Engine Management System) [3, 4], opartą na pomiarze ciśnienia w cylindrze (rys. 13 – środowisko, w którym działa system sterowania silnikiem). Zadanie polega na obliczeniach parametrów spalania w czasie rzeczywistym algorytmów sterowania. Obliczenia zrealizowano za pomocą programu Matlab/Simulink w celu wyznaczenia parametrów sterowania na podstawie wartości wykresu indykatorowego oraz sygnału czujnika prędkości; wyniki transformowano do

native diesel combustion developed by AVL, about which much has already been written [e.g. 1, 2]. To be able to exploit this potential reliably and reproducibly in all engine operating states, a cylinder pressure-based control concept was developed called CYPRESSTM (Cylinder Pressure-based Engine Management System) [e.g. 3, 4]. The development environment of this EMS is illustrated in Fig. 13. The challenge was the realtime-capable calculation of the necessary algorithms in the EMS. Processes were developed in Matlab/Simulink to determine the control parameters from the cylinder pressure curve and the signal from the standard speed sensor, and implemented in a dSpace MicroAutoBox. These algorithms calculated the indicated mean effective pressure, the crank angle at which 50% of the fuel is converted (MFB50%), the value and position of the cylinder peak pressure ( $p_{max}$ ) and maximum cylinder pressure rise (MPR). Using the signals from cylinder pressure sensors and the standard speed sensor, the control parameters, MFB50%



Rys. 15. Sterowanie spalaniem z wykorzystaniem parametru MFB50% zmniejsza wrażliwość na zmiany liczby cetanowej

Fig. 15. MFB50% combustion control compensates fuel cetane number variation

and MPR, are available via CAN bus for each cylinder at each combustion event. In the ES1000 system all the algorithms needed to control the alternative combustion are calculated in what is called a software bypass. The results of the algorithms are passed to the EMS via the emulator switch which is also used to load the latest calculation results from the EMS into the ES1000 development hardware. This hardware configuration therefore provides a closed loop for controlling combustion parameters.

The implementation of direct feedback from the combustion process and the availability of information extracted from it not only offers advantages for the use of alternative combustion processes but also opens up other options for improving diesel engine control functions. These are listed below.

Advantages of combustion control:

- direct torque measurement and control,
- cylinder-selective control and improved OBD,
- best utilisation of design criteria (e.g. monitoring cylinder peak pressure),

dSpace MicroAutoBox. Według algorytmów można obliczyć średnie ciśnienie indykowane, kąt obrotu wału korbowego dla 50% spalonego paliwa (MFB50%), wartość i położenie kątowe maksymalnego ciśnienia w cylindrze ( $p_{max}$ ) oraz szybkość narastania ciśnienia (MPR). Wykorzystując sygnały czujników ciśnienia w cylindrze i prędkości, są do-

- better long-term stability,
- compensation of production tolerances,
- improved cold start and warm-up,
- compensation for different cetane ratings (e.g. USA/EU),
- use of alternative combustion processes,
- dispensing with or simplification of sensors.



Rys. 16. Pojazd testowy AVL wyposażony w system alternatywnego spalania sterowany z wykorzystaniem sygnału ciśnienia w cylindrze

Fig. 16: AVL's demonstrator with alternative combustion and cylinder pressure based combustion control

Fig. 14 shows an example of the warm-up of a full engine with predefined MFB50% position. The timing of the energising of the common rail injector (SOE – Start Of Energising) is controlled by comparing the target and the actual MFB50% values. As the coolant temperature increases, the SOE is continuously set later which means that better calibrations for cold start and warm-up can be achieved. Another example is shown in Fig. 15 for fuels with different cetane ratings. Here too, it is clear to see how this controller concept compensates for the changed fuel quality through the start of injection,  $NO_x$  emissions thus remaining unchanged. This attribute makes the introduction of diesel engines into the USA easier, for example, where the cetane ratings of fuels on the market are between ~38 and ~60.

At AVL, a Volvo S80 vehicle with a reference mass of 1800kg was chosen to demonstrate alternative combustion pro-

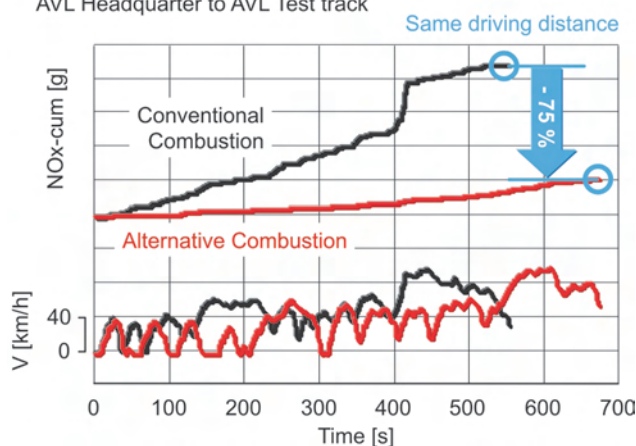
stępne w magistrali CAN dla każdego cylindra w każdym cyklu pracy sygnały obliczone: sterujące, MFB50% oraz MPR. W systemie ES1000 wszystkie algorytmy niezbędne do sterowania alternatywnym procesem spalania są obliczane w trybie programowego obejścia (by-pass). Wyniki obliczeń są przekazywane za pośrednictwem emulatora do układu zarządzającego, który wykorzystywany jest także do przesyłania wyników obliczeń z jednostki sterującej do komputera systemu ES1000. Taka konfiguracja pozwala na uzyskanie sprzężenia zwrotnego sterowaniem parametrami spalania.

Zastosowanie bezpośredniego sprzężenia zwrotnego do sterowania procesem spalania oraz wykorzystanie pochodzących od niego informacji, pozwala wykorzystać zalety zastosowania alternatywnych procesów spalania, ale także stwarza możliwości poprawy funkcji sterowania procesem spalania w silniku ZS.

Zalety sterowania procesem spalania:

- bezpośredni pomiar wartości momentu obrotowego i jego sterowanie,
- sterowanie pojedynczymi cylindrami i usprawniona diagnostyka pokładowa,
- najlepsze wykorzystanie kryteriów projektowania (np. monitorowanie maksymalnego ciśnienia w cylindrze),
- lepsza stabilność długoterminowa,
- kompensacja tolerancji wykonawczych,

AVL's Volvo S80 EmiQ demonstrator vehicle  
Real World Driving in Graz / Austria  
AVL Headquarter to AVL Test track



Rys. 17. Całkowita emisja  $NO_x$  podczas rzeczywistej jazdy; spalanie konwencjonalne w porównaniu z alternatywnym

Fig. 17. Cumulative  $NO_x$  emissions in real world driving; alternative vs. conventional combustion

cesses in real driving. This was used in combination with the 2.4 litre capacity Volvo 5-cylinder engine thus providing a representative engine/vehicle configuration. Fig. 16 shows the additional electronic components described above integrated in the demonstration vehicle. The AD-Scan and Ther-

- polepszony zimny rozruch i nagrzewanie silnika,
- kompensacja różnych wartości liczb cetanowych (np. USA/EU),
- zastosowanie alternatywnych procesów spalania,
- brak lub uproszczenie czujników.

Na rysunku 14 pokazano rozgrzewanie silnika ze wstępnie określonym położeniem punktu MFB50%. Otwarcie wtryskiwacza układu common rail (SOE – *Start of energizing*) jest sterowane przez porównanie docelowej i chwilowej wartości MFB50%. Ze wzrostem temperatury cieczy chłodzącej następuje opóźnienie SOE, co oznacza, że możliwe jest uzyskanie lepszych parametrów sterowania podczas zimnego rozruchu i procesu rozgrzewania. Inny przykład dla paliw o różnej liczbie cetanowej, pokazano na rys. 15. Zaprezentowano ideę sterowania kompensując jakością paliwa przez odpowiedni początek wtrysku, przy niezminionej emisji  $\text{NO}_x$ . Ta cecha pozwala łatwiej wprowadzić silniki wysokoprężne na rynek amerykański, na którym liczba cetanowa paliw znajdujących się w sprzedaży zawiera się w zakresie 38–60.

Do badań alternatywnego procesu spalania podczas rzeczywistej jazdy wybrano w firmie AVL samochód Volvo S80 o masie własnej 1800 kg. Wyposażono go w 5-cylindrowy silnik Volvo o zapłonie samoczynnym o pojemności skokowej 2,4 dm<sup>3</sup>. Na rysunku 16 pokazano dodatkowe elementy wyposażenia elektronicznego zastosowane w tym pojeździe. Systemy AD-Scan i Thermo-Scan użyto w celu zapisywania zmiennego ciśnienia i temperatury w cylindrze. Wartość współczynnika nadmiaru powietrza mierzono za pomocą sondy I; nie była ona wykorzystywana do sterowania pracą silnika, a dostarczała jedynie informacji nt. optymalizacji emisji w stanach przejściowych.

Aby wykazać zmniejszenie emisji  $\text{NO}_x$  zastosowano alternatywny system spalania i układ sterowania wykorzystujący pomiar ciśnienia w cylindrze. Na rysunku 17 pokazano całkowitą emisję tlenków azotu podczas rzeczywistej jazdy, w porównaniu z emisją przy spalaniu konwencjonalnym. Wyniki zależą także od sposobu jazdy i sytuacji drogowych; na rysunku zaprezentowano je dla typowych warunków jazdy, gdy pojazd przyspiesza przez 400 s – obserwowany jest wtedy wyraźny wzrost emisji tlenków azotu.

Korzyści w ograniczeniu emisji tlenków azotu z zastosowaniem opisanej koncepcji sterowania wynikają z maksymalnego wykorzystania procesu spalania, dużej dokładności parametrów silnika oraz paliwa, a także – zależnie od jakości wykonania czujnika ciśnienia w cylindrze – wykorzystują zdecydowanie mniejszą liczbę nieskomplikowanych czujników.

### 2.3. Silniki o zapłonie iskrowym

W przypadku wszystkich współcześnie produkowanych silników ZI standardem jest stosowanie reaktora katalizacyjnego potrójnego działania, do usuwania wszystkich związków szkodliwych przewidzianych normami. Dzięki niemu mogą być spełnione wszystkie, nawet najostrzejsze normy emisji, w skrajnym przypadku przy zwiększonych kosztach.

mo-Scan are only used for recording various system pressures and temperatures. The lambda value measured by lambda meter is not used for control purposes but is purely additional information for the transient emission optimisation.

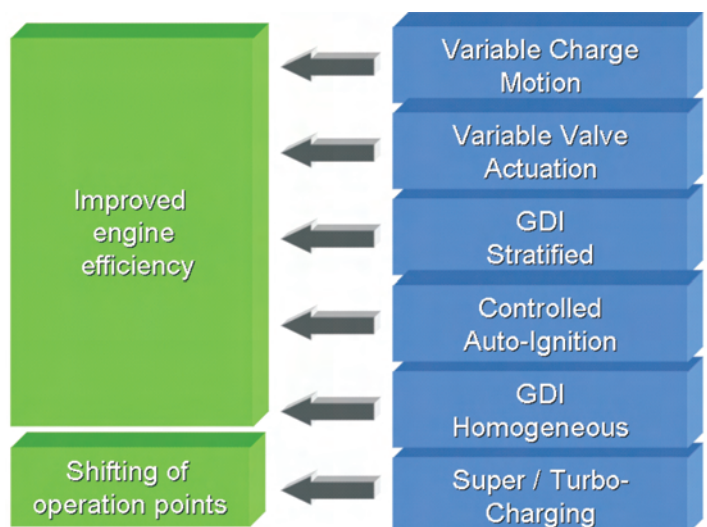
To provide an impression of the  $\text{NO}_x$  reduction possible with alternative combustion and cylinder pressure controlled EMS, Fig. 17 shows accumulative emissions in real driving compared to those of a conventional combustion process. It must be remembered, however, that different driving styles and changed traffic situations affect the result. This is demonstrated clearly, for example, under conventional driving conditions at about 400 s in acceleration mode where a significant increase in  $\text{NO}_x$  occurs.

The multiple benefits of the control concept described above lie in achieving the lowest possible emissions by exploiting combustion and application limits, in compensating for engine and fuel tolerances and, depending on the quality of the cylinder pressure sensor, in the system control and diagnostics with significantly fewer and simpler sensors.

### 2.3. Gasoline engine

With the three-way catalyst, a highly effective exhaust aftertreatment for all restricted pollutant components is already a mass-produced standard for gasoline engines. Even the lowest emissions limits can be met with it – at least with the appropriate technical investment. The greatest development challenge for gasoline engines is therefore not emissions but reducing fuel consumption while providing greater driving pleasure, see Fig. 3. Since gasoline engines are very often the less expensive choice for a first-time car, the cost aspect carries more weight than for diesel engines.

If we consider the lower fuel economy compared to diesel engines on a volumetric basis, about a third is the result of lower fuel density, another third is due to the overall vehicle gearing which is shorter for gasoline engines than for turbocharged diesel engines – and therefore results in a much



Rys. 18. Sposoby obniżenia zużycia paliwa w silniku benzynowym  
Fig. 18. Key gasoline engine technologies for improved fuel economy

Największym więc wyzwaniem wobec silników benzynowych nie są już wartości emisji, ale ograniczenie zużycia paliwa bez rezygnowania z komfortu jazdy (por. rys. 3). Jako że silnik benzynowy jest najczęściej wybierany w przypadku taniego pierwszego auta, aspekt ekonomiczny jest istotniejszy niż w przypadku silnika ZS.

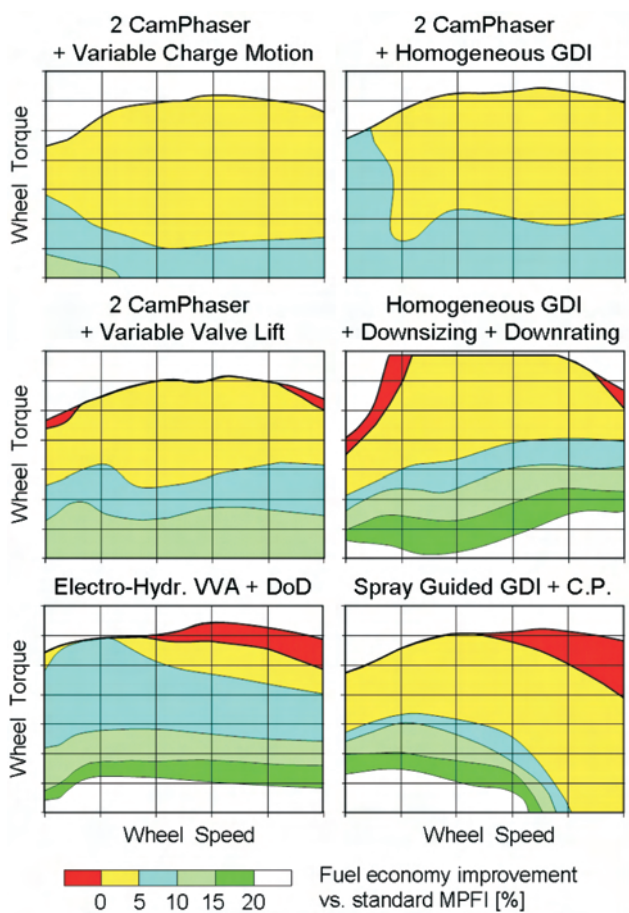
Jeśli porównuje się wyższe w porównaniu z silnikiem ZS, objętościowe zużycie paliwa, to ok. 1/3 pochodzi z mniejszej gęstości paliwa, następna 1/3 jest związana z systemem zmiany biegów, krótszych dla silnika ZI niż turbodoładowanego ZS, a ostatnia 1/3 wynika ze strat cieplnych. W przeszłości rozwój silników benzynowych koncentrował się na termodynamice (np. wtrysk bezpośredni i uwarstwienie ładunku, sterowanie silnikiem bez przepustnicy), lecz niewiele zajmowano się przesunięciem punktów pracy silnika, w obszary o mniejszym zużyciu paliwa.

Odmienne niż w silniku ZS, gdzie podstawowe technologie są rozwiązaniami standardowymi (np. wtrysk bezpośredni, turbodoładowanie), sposoby obniżenia zużycia paliwa w silnikach ZI są inne i różnią się między sobą zarówno kosztami, jak i sprawnością (rys. 18). Możliwości obniżenia zużycia paliwa w stosunku do typowego masowo produkowanego silnika (4 zawory na cylinder,  $\lambda = 1$ , niezmiennie

lower engine load distribution, and only about a third results from the thermodynamics. In the past, advanced development of gasoline engines concentrated primarily on the thermodynamics (e.g. DI stratified concepts, throttle-“free“ load control), but very little in the direction of operating load point shift.

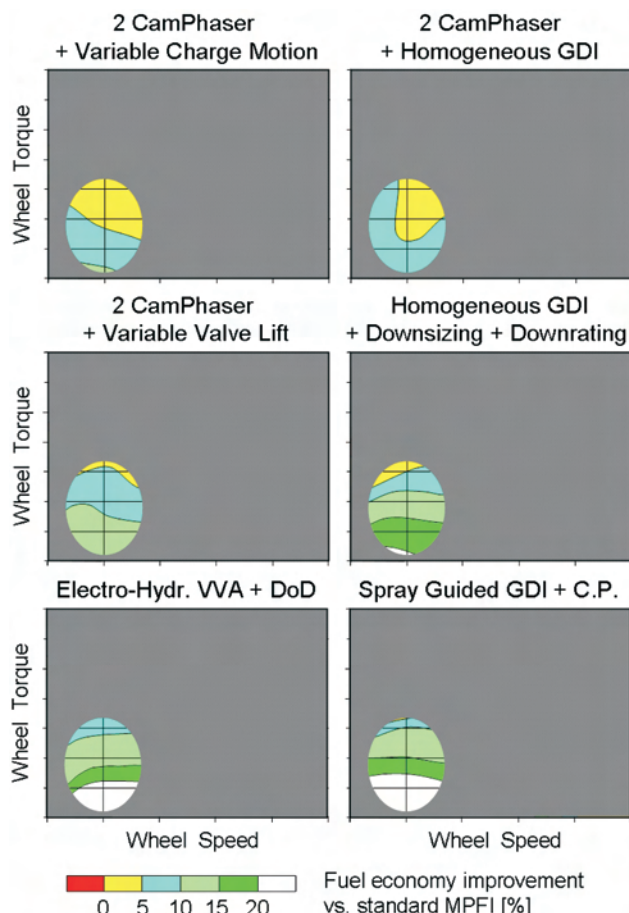
Unlike diesel engines, for which at least the basic technologies (e.g. direct injection, turbocharging) are largely standard, the technologies used to reduce fuel consumption in gasoline engines are diverse, Fig. 18, and differ both in terms of cost and effort as well as efficiency. The potential for better fuel consumption offered by these technologies compared with a simple base status of today’s mass-produced engines (4-valve,  $\lambda = 1$ , fixed valve events) depends not only on the steady-state consumption, Fig. 19, but is heavily dependent on the customer-relevant operating modes.

Although the combination of camshaft phasing and variable charge motion at low loads shows only comparatively moderate fuel consumption improvement, it nevertheless produces no consumption disadvantages in any other operating mode compared to the base status. Direct-injection stratified concepts on the other hand show a markedly differentiated consumption behaviour. Significantly better fuel



Rys. 19. Zmniejszenie zużycia paliwa uzyskane po zastosowaniu różnych technologii w silniku ZI

Fig. 19. Fuel economy improvement of key gasoline engine technologies



Rys. 20. Zmniejszenie zużycia paliwa przez poprawę rozkładu obciążeń przy małej prędkości i częściowym obciążeniu

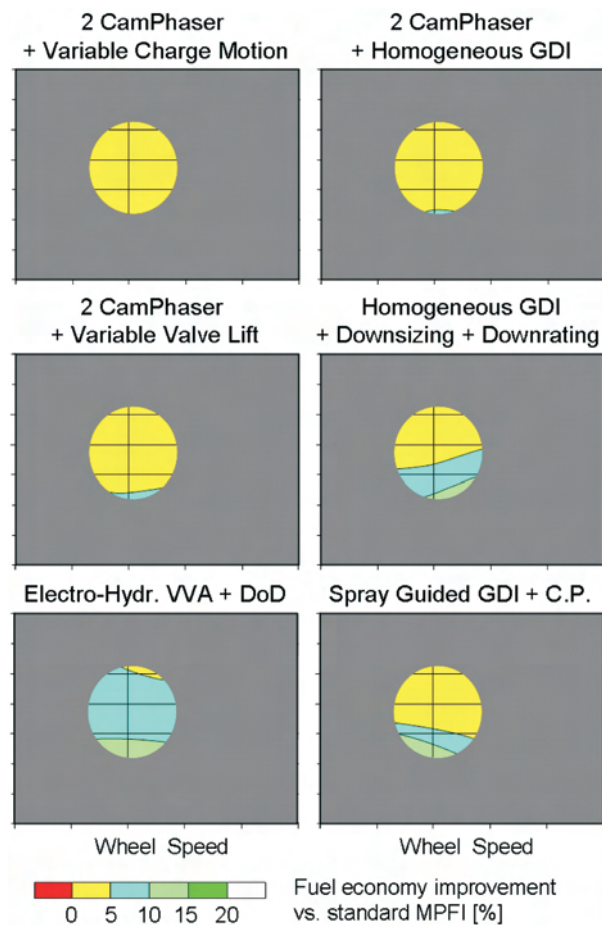
Fig. 20. Fuel economy improvement load distribution at low load & speed

ustawienie rozrządu) zależą nie tylko od zużycia w warunkach ustalonych, ale w sposób istotny od przyzwyczajenia kierującego (rys. 19).

Zastosowanie zmiennych faz rozrządu i zmiennego ruchu ładunku na obciążeniach częściowych powoduje umiarkowany spadek zużycia paliwa w porównaniu z rozwiązaniem podstawowym, to jednak nie powoduje ujemnych skutków w żadnym trybie pracy. Z kolei uwarstwienie ładunku i wtrysk bezpośredni odznaczają się wyraźnie zróżnicowanym zużyciem paliwa. Zdecydowane zmniejszenie zużycia obserwuje się na obciążeniach częściowych, a małą sprawność w warunkach znamionowych. Zjawisko to uległo znacznej poprawie wraz z zastąpieniem przyściennego zawirowania ładunku, spalaniem kształtowanym strumieniem rozpylonego paliwa, tym niemniej główna wada systemu pozostała. Zastosowanie zaworów o zmiennym wzniosie jest kompromisem między wymienionymi systemami. Oszczędności paliwa z zastosowaniem zmiennego wzniosu zaworów na obciążeniach częściowych są mniejsze niż w przypadku ładunku uwarstwowionego, lecz w warunkach znamionowych nie ma ograniczeń, wynikających z działania reaktora DeNOx. Wyraźnie mniejsze zużycie paliwa w całym zakresie pracy można osiągnąć łącząc koncepcję zmniejszenia wymiarów i osiągnięć silnika (downsizing/downrating) z wtryskiem bezpośrednim, zmiennymi fazami rozrządu i turbodoładowaniem. W warunkach pełnego obciążenia, nawet ze zmniejszoną prędkością obrotową, zużycie paliwa można utrzymać na takim poziomie jak dla silnika bez doładowania. Rozwiązaniem wpływającym na zmniejszenie zużycia paliwa nie tylko na obciążeniach częściowych, ale również w zakresie średnich i dużych obciążeń, jest zastosowanie rozrządu bezkrzywkowego – elektrohydraulicznego.

Korzyści wynikające ze zmniejszenia zużycia paliwa uzyskuje się głównie dzięki odpowiedniemu zaprojektowaniu trasy przejazdu, co jest również związane z pojemnością skokową silnika, przełożeniem przekładni i masą pojazdu. Jakkolwiek istotna próba zmiany technologii nie może ograniczać się tylko do silnika (typowy przykład: zmniejszenie  $g_e$  na typowym obciążeniu częściowym:  $n = 2000$  obr/min i  $p_e = 2$  bar), ale musi opierać się na kompletnym przeprojektowaniu silnika, skrzyni biegów i pojazdu z uwzględnieniem warunków brzegowych. Są nimi zależność między zużyciem paliwa w teście NEDC, a eksploatacją rzeczywistą, przyjemność z jazdy, lub koszty ograniczania emisji. Jeżeli podczas przejazdu wykorzystuje się głównie pracę silnika w dolnym zakresie obciążeń (rys. 20), jako najefektywniejsze sposoby ograniczenia zużycia paliwa wymienić można: spalanie ładunku uwarstwowionego, bezkrzywkowy napęd zaworów (elektrohydrauliczny z wyłączaniem pracy cylindrów), jak również downsizing/downrating.

Wraz ze zmianą profilu drogi, czyli zmianą warunków pracy silnika w kierunku większych obciążeń, zmieniają się istotnie poprzednie relacje (np. stosunkowo mały silnik w ciężkim samochodzie lub schemat przełożeń nastawiony na zmniejszenie zużycia paliwa). Uzyskane różnice w wartościach zużycia paliwa przez zastosowanie innych rozwią-



Rys. 21. Obniżenie zużycia paliwa przez zmianę profilu obciążenia przy dużej prędkości i zwiększonym obciążeniu

Fig. 21. Fuel economy improvement load distribution at higher load & speed

consumption in the stratified range contrasts with the lower efficiency in the high load/speed range. Although this behaviour was decisively improved by the change from wall-/turbulence-guided combustion processes to spray-guided combustion, the main disadvantage still remains. The behaviour of the infinitely variable mechanical valve lift lies between that of the two systems mentioned above. The consumption improvements in the low load range are smaller than with stratified charge concepts, but there are no restrictions in the higher load/speed range due to a DeNOx catalyst. Combined downsizing/downrating concepts based on direct injection, camshaft phasing and turbocharging with the appropriate system layout show significantly better fuel consumption over virtually the entire customer-relevant operating range. Even in the range close to full load, fuel consumption can, with reduced nominal speed, be kept at the level of a naturally aspirated engine. Camless, fully variable electro-hydraulic valve timing offers significant fuel consumption advantages not only at low loads (incl. cylinder cut-off) but also at middle and high loads.

The customer-relevant real world fuel economy benefits which can actually be realised depend heavily on the load profile and thus the combination engine displacement, trans-

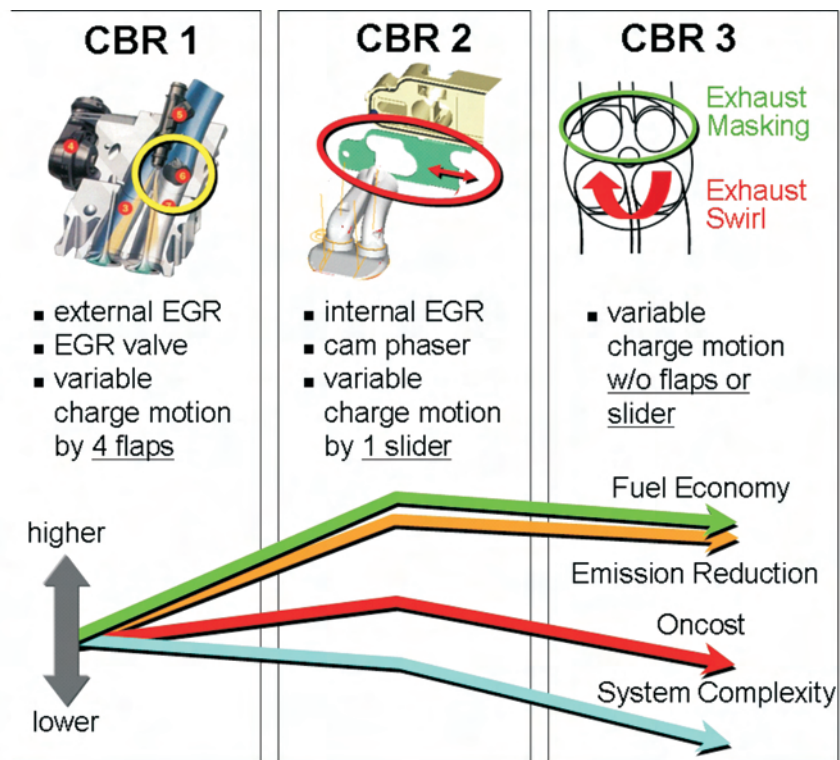
zań stają się mniejsze. Ze względu na niski koszt, obiecujące jest rozwiązanie w postaci połączenia zmiennych faz rozrządu ze zmiennym ruchem ładunku. Z kolei spalanie ładunku uwarstwionego cechuje się gorszym stosunkiem efektu do poniesionego kosztu. Spośród kosztownych sposobów ograniczania zużycia największe możliwości tkwią w mechanizmie elektrohydraulicznym napędu zaworów. Koncepcja downsizingu/downratingu charakteryzuje się także bardzo dobrym stosunkiem uzyskanego zmniejszenia zużycia paliwa, zwiększonego zadowolenia z jazdy oraz większego kosztu, również przy większych obciążeniach.

mission, and vehicle weight. Any meaningful assessment of the technology cannot therefore be based purely on the engine (a typical example being: BSFC improvement at the typical part load reference point 2000 rpm – 2 bar), but can only be based on a total evaluation of engine, transmission and vehicle taking into account peripheral conditions, such as trade-off between NEDC/customer fuel consumption, driving pleasure and emission-control costs.

If the load profile is mainly at low engine loads, Fig. 20, it is primarily stratified charge concepts, camshaft-less valve timing (electro-hydraulic with cylinder cut-off) as well as

downsizing/downrating concepts which prove to be the most effective fuel consumption technologies.

Significantly changed relationships occur when the load profile is shifted towards higher loads (e.g. a small engine capacity with comparatively heavy vehicle and/or consumption-oriented transmission layout), Fig. 21. The differences in consumption between the various technologies are then less significant. Due to the relatively low additional system costs, here the combination of camshaft phasing plus variable charge motion becomes highly attractive. Stratified charge concepts on the other hand show a less favourable benefit/cost ratio. Of the costly consumption technologies, the electro-hydraulic camshaft-less valve timing shows the greatest potential for improvement and from which an attractive cost efficiency can be expected. Downsizing/downrating concepts also show a very good ratio between reduced fuel consumption, increased fun to drive and additional system



Rys. 22. Zmienny ruch ładunku – możliwością zmniejszenia zużycia paliwa

Fig. 22. Variable charge motion – continuous evolution for increasing customer value

Z punktu widzenia wielokierunkowych efektów istotne są takie rozwiązania technologiczne, które nie tylko gwarantują najlepszy możliwy stosunek zmniejszonego zużycia paliwa do poniesionych kosztów, ale także które jednocześnie zapewniają efekt synergii. Można tu wymienić:

- zmniejszenie kosztu nowych technologii bez uszczerbku dla funkcjonalności,
- wzrost efektywności (sprawności) przy niezmiennym koszcie.

#### Zmienny ruch ładunku

Zmienny ruch ładunku pierwszej generacji opracowany w AVL pod nazwą CBR (Controlled Burn Rate) (rys. 22), wszedł do produkcji masowej w 2002 r. Głównym celem było zmniejszenie zużycia paliwa na obciążeniach częściowych, dzięki poprawie stabilności spalania i przez to większej tolerancji na stopień recyrkulacji spalin. Oprócz zmniejszenia zużycia paliwa o 4–5% zarówno w teście NEDC, jak w testach drogowych, osiągnięto dodatkowe korzyści: m.in.

costs, also with higher load profiles.

Above all, of interest in terms of an effective multiple-benefit orientation are the technology elements that offer not only the best possible ratio between reduced consumption and additional costs, but also additional synergy effects. These can be used either:

- to reduce the technology cost while retaining the same functionality,
- to increase the efficiency at the same technology cost.

#### Variable charge motion

The first generation of a variable charge motion system developed by AVL (CBR – Controlled Burn Rate), Fig. 22 left, has been in mass production since 2002. The original target was to reduce the fuel consumption at part load by means of significantly improved combustion stability and therefore higher EGR tolerance. Apart from improved consumption of about 4-5% both in the NEDC test and in real customer driving, there is also additional added value from

zwiększoną tolerancję na opóźnienie zapłonu i wynikającą stąd lepszą strategię rozgrzewania reaktora katalitycznego, które powodowały zmniejszenie emisji spalin. W związku z tym niepotrzebny był dodatkowy system kształtowania strumienia powietrza, a pokrycie reaktora katalitycznego metalami szlachetnymi mogło ulec zmniejszeniu (redukcja kosztów).

Zewnętrzna recyrkulacja spalin do kolektora dolotowego wymaga odpowiedniej konstrukcji przewodów oraz – dla lepszych właściwości dynamicznych – systemu indywidualnego rozdziału do cylindrów. Systemy takie wymagają ponadto szczególnej uwagi odnośnie odporności na zanieczyszczenia. Na rysunku 22 (część środkowa) pokazano system EGR drugiej generacji, polegający na wewnętrznej recyrkulacji z wykorzystaniem układu zmiennych faz rozrządu. Wykorzystując odpowiednią możliwość zmniejsza się niebezpieczeństwo zanieczyszczenia kolektora dolotowego. Pojedynczy zawór ze współpracującym mechanizmem można zastąpić znacznie tańszym suwakiem plastikowym, który może być zastosowany w systemie zmiennego ruchu ładunku (rys. 23). Dodatkowe zmniejszenie zużycia paliwa rzędu 1–2% osiągnąć można stosując przestawiacz krzywki rozrządu (odwrotny cykl Millera).

Kolejnym rozwiązaniem upraszczającym system spalania będzie w przyszłości modulowanie ruchu ładunku za pomocą przepływu spalin (EGR), a nie przez zewnętrzny zawór sterujący – jest to trzecia generacja układu CBR (prawa część rys. 22).

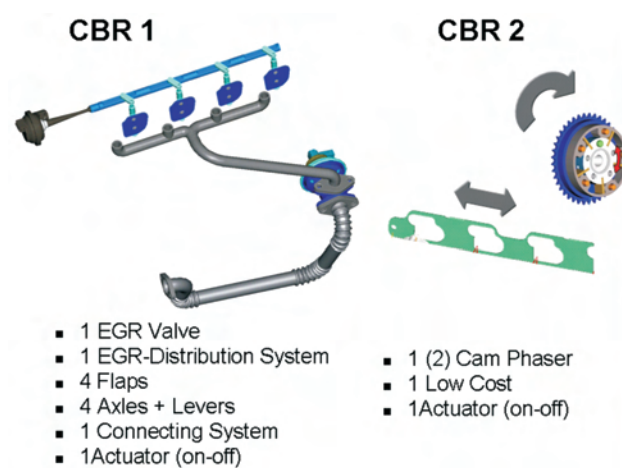
W przypadku sterowania składem ładunku za pomocą zmian ustawienia krzywki i pobierania spalin z układu wylotowego, zawirowanie świeżego ładunku spowodowane kształtem przewodów dolotowych, jest wzmocnione ruchem dopływających spalin. Dodatkowy koszt potrzebny na zrealizowanie zmiennego ruchu ładunku ogranicza się w ten sposób do zastosowania przesłony na zaworze wylotowym (głowica z 2 zaworami na cylinder) lub asymetryczny wznios zaworów wylotowych w przypadku głowicy silnika 4-zaworowego. Jest to uproszczone rozwiązanie, które niewykorzystuje w pełni zmniejszenia zużycia paliwa, jakie można osiągnąć przez konwencjonalne wyłączenie cylindra, to jednak dodatkowy koszt jego wprowadzenia uległ zasadniczemu zmniejszeniu.

#### Homogeniczny wtrysk bezpośredni

Zasadniczym powodem stosowania homogenicznego wtrysku bezpośredniego była początkowo mniejsza skłonność do spalania stukowego i większa sprawność w porównaniu z wtryskiem do kanału dolotowego. Dzięki temu możliwe było jednoczesne zwiększenie stopnia sprężania i osiągnięcie większego ciśnienia efektywnego na pełnym obciążeniu. Podobnie jak w przypadku zmiennego ruchu ładunku, także uzyskano korzyść w postaci zmniejszenia emisji związków toksycznych. Emisja węglowodorów może być znacznie zmniejszona za pomocą dwuetapowego wtrysku paliwa w połączeniu z odpowiednim kształtem denka tłoka, sterowaniem zaworami oraz zastosowaniem ulepszonych rozgrzewania reaktora katalitycznego. Możliwe jest pominięcie wtrysku powietrza dodatkowego do kanału wylotowego, a jednocześnie zmniejszenie ilości katalizatora – sub-

the simultaneously improved ignition retard tolerance, and therefore better catalyst heating strategies, plus reduced engine out emissions. Thus no secondary air system is necessary and/or the precious metal coating of the catalyst can be reduced, which results in a highly attractive cost balance sheet.

The external exhaust recirculation into the manifold requires appropriate piping and, for good dynamic behaviour, a cylinder-individual distribution system. Furthermore, attention also has to be paid in particular to good resistance to soiling. The change to an internal exhaust recirculation system controlled by camshaft phasing – CBR generation 2, Fig. 22 middle – with the appropriate operating strategy, re-



Rys. 23. Uproszczenie systemu – wyłączanie cylindrów

Fig. 23. System simplification – port deactivation

duces the risk of soiling in the manifold to the extent that instead of the costly single valves with the respective coupling mechanisms, a much more robust and less expensive plastic slider can be used for variable charge motion, Fig. 23. The control strategies that are possible with the cam phaser (Reverse Miller Cycle) offer an additional improvement in fuel consumption of 1–2%.

The next step in simplifying the system in future will be to modulate the charge motion by the EGR mass flow itself and not by an externally controlled port deactivation device, CBR Generation 3, Fig. 22 right. With the residual gas control by camshaft phasers and re-breathing exhaust gas from the exhaust port, the intake-generated basic charge motion is reinforced by an additional charge motion initiated by the re-induced exhaust gas. The extra cost required for the variable charge motion is therefore reduced to a special outlet valve masking (2-valve engine) and also asymmetric lift profiles of the exhaust cam in a 4-valve engine. Although this significantly simplified system does not quite achieve the fuel consumption potential of conventional port deactivation, the additional costs and system complexity are drastically reduced.

#### Homogeneous direct injection

The main reason for using homogeneous direct injection was originally the more favourable knock behaviour and

stancji czynnych w reaktorze katalitycznym, co stanowi zmniejszenie dodatkowego kosztu zastosowania bezpośredniego wtrysku paliwa. Połączenie układu przestawiania faz rozrządu i turbodoładowania z systemem wtrysku bezpośredniego, stwarza dodatkowe korzyści: zmniejsza się wrażliwość na spalanie stukowe pod znacznie większym obciążeniem, szczególnie na niskich prędkościach obrotowych w znacznie większym zakresie niż w silnikach z wtryskiem konwencjonalnym (por. rys. 24).

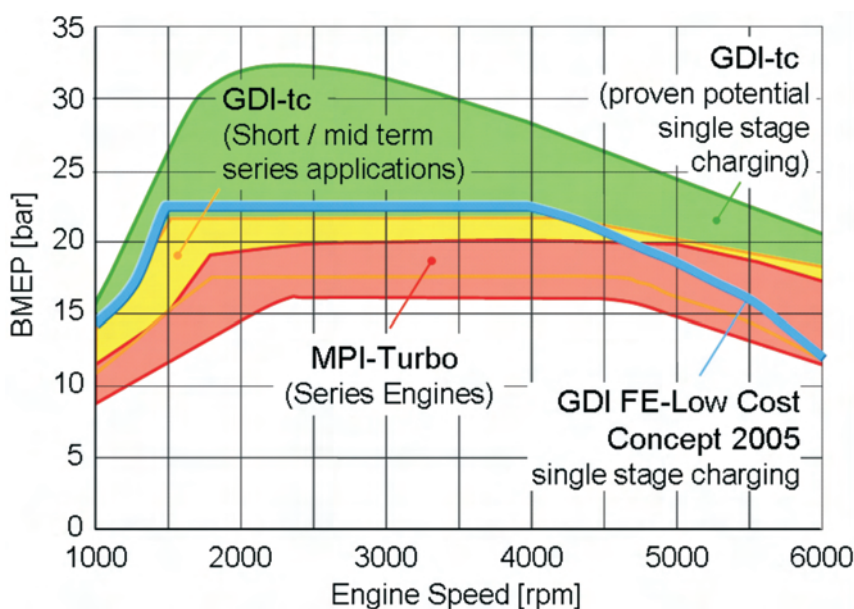
Ponadto może być wykorzystany efekt przepłukania do zwiększenia wartości momentu obrotowego na małych prędkościach w znacznie większym zakresie w przypadku silników doładowanych niż wolnossących. Zastosowanie większego stopnia sprężania pozwala na istotne obniżenie zużycia paliwa na obciążeniach częściowych. Większa odporność na spalanie stukowe zmniejsza zapotrzebowanie na wzbogacenie mieszanki, co również wpływa na mniejsze zużycie paliwa w warunkach pełnego obciążenia. Możliwe do za-

volumetric efficiency at full load compared to manifold injection. With it, it was possible to increase both the compression ratio and full load BMEP. As with the variable charge motion, here too there is a multiple benefit effect in terms of reduced emissions. The HC engine out emission can be drastically reduced by means of double injection in conjunction with appropriate piston geometries and valve timing, and improved catalyst heating strategies can be applied. Omission of the secondary air or the variable charge motion which is then possible, and a reduced catalyst precious metal coating reduce the extra costs of direct injection.

Especially in conjunction with camshaft phasers and turbocharging, direct injection offers additional added value effects. Advantage of its improved knock behaviour can be taken to a much greater extent than with naturally aspirated engines, at significantly higher full-load BMEP, in particular at low engine speeds, Fig. 24. Moreover the scavenging

effect can be used to raise the torque at low speed to a greater extent in turbocharged engines than in naturally aspirated engines when the purging of fuel is reduced with the help of the direct injection. The higher compression ratio that is possible provides a significant improvement in part load fuel consumption. The better knock behaviour reduces the enrichment requirement and therefore the fuel consumption at full load. The injection strategies that can be implemented with direct injection not only improve the torque at low speeds but also the dynamic response and, above all, the HC engine out emissions and catalyst heating strategies. That way, in conjunction with turbocharging, tough emission limits can also be achieved at acceptable system costs.

Making specific use of these multiple-benefit effects, this kind of technology



Rys. 24. Charakterystyka pełnej mocy turbodoładowanego silnika benzynowego

Fig. 24. Full load characteristics of turbocharged gasoline engines

stosowania strategię wtrysku bezpośredniego polepszają przebieg momentu obrotowego na niskich prędkościach obrotowych i właściwości dynamiczne silnika, a przede wszystkim obniżają emisję węglowodorów i czas rozgrzewania reaktora katalitycznego.

Wykorzystując przedstawione możliwości, połączenie tych technologii stanowi podstawę do obniżenia wymiarów i zwiększenia osiągnięć silników (downsizingu/downratingu), które oprócz redukcji zużycia paliwa pozwala na zauważalny wzrost wartości momentu obrotowego, szczególnie przy małej prędkości jazdy.

### 3. Podsumowanie

Dzisiejszy rynek samochodów osobowych wymaga rozwoju zdefiniowanej, ukierunkowanej na wielostronne korzyści technologii. Analiza kosztu początkowego i kosztów

combination represents the perfect basis for downsizing/downrating concepts which, in addition to a double-figure reduction in fuel consumption, also offer significantly increased torque, especially at low speeds, and are therefore more fun to drive.

### 3. Summary

The market today for passenger cars demands clearly defined, multiple-benefit oriented technology development. Early cost and added value analysis is already a widely used standard. It should not be restricted to the engine alone, however, and must take into account the entire system consisting of engine, transmission and vehicle. Attention must thereby be paid to the different development focuses of the combustion engines – lower emissions for diesel engines - lower fuel consumption and improved fun to drive for gaso-

dodatkowych jest obecnie szeroko stosowanym rozwiązaniem. Jednak nie może ono ograniczać się jedynie do silnika, ale musi uwzględniać cały system, a więc silnik, przekładnię i pojazd. Należy więc skupić uwagę na różnych celach rozwoju silników: na zmniejszeniu emisji spalin silników ZS i obniżeniu zużycia paliwa oraz polepszeniu właściwości jezdnych silników ZI. Wynikający stąd kierunek osiągnięcia korzyści wymaga rozwoju technologii, która zapewni możliwie najlepszą równowagę między dodatkowymi kosztami i zmniejszonym zużyciem paliwa i/lub emisji.

Zastosowanie optymalnych przełożeń dla każdego przypadku umożliwi poprawę właściwości jezdnych, komfortu a także – w niektórych przypadkach – zużycia paliwa i emisji, lecz samo w sobie nie spełni wymagań odnośnie zużycia paliwa i emisji. Tak więc rozwój technologii obniżania zużycia paliwa musi skupić się na silniku.

Hybrydyzacja stanowi efektywny sposób na równoczesne obniżenie emisji i zużycia paliwa a także poprawę właściwości jezdnych. Uzyskana oszczędność – szczególnie zmniejszenie zużycia paliwa – mimo wszystko w znacznym stopniu zależy od stylu jazdy kierowcy i profilu drogi.

Emisja spalin silników ZS może być wyraźnie zmniejszona, a obecne osiągnięcia w tej dziedzinie umożliwiają nie tylko jej utrzymanie, ale również znaczne zmniejszenie. Dobrym przykładem jest zastosowanie turbodoładowania i sterowanie procesem spalania. Turbodoładowanie dwustopniowe o ciągłej regulacji zapewnia nie tylko dużą sprawność na obciążeniach znamionowych, ale również stanowi kompromis pomiędzy emisją tlenków azotu i cząstek stałych. Równocześnie możliwa jest poprawa właściwości jezdnych i zmniejszenia zużycia paliwa – zależnie od zastosowanego rodzaju doładowania. Z kolei sterowanie procesem spalania na podstawie pomiaru ciśnienia w cylindrze stanowi przede wszystkim podstawę realizacji procesu spalania ukierunkowanego na zmniejszenie emisji, ale jednocześnie powoduje zmniejszenie wymagań odnośnie tolerancji związanej z normami zanieczyszczeń i w znacznej mierze pozwala na poprawę sterowania.

Istotne z punktu widzenia klienta, zalety różnych technologii silników ZI nastawione na zmniejszenie zużycia paliwa, zależą w znacznym stopniu od profilu drogi, a więc także od charakterystyki zespołu silnik–przekładnia–pojazd. Wymagania rynku silnie wymuszają rozwój technologii nakierowanej na wielostronne korzyści. Będą one decydowały, która z alternatyw będzie wybrana: utrzymanie takiej samej funkcjonalności przy zmniejszonym wysiłku i czasie, a przez to również koszcie (np. zmienny ruch ładunku), lub wzrost sprawności silnika z zachowaniem wysiłku technicznego (np. homogeniczny wtrysk bezpośredni wraz z turbodoładowaniem).

Rozwiązanie doskonałe, czyli jeden optymalny zespół napędowy do wszystkich zastosowań, obecnie jest rozwiązaniem nie do osiągnięcia. Analizując różne technologie należy mieć na względzie, że nie mogą one skupiać się na pojedynczym celu, lecz powinny możliwie wielostronnie spełniać oczekiwania klienta przez inteligentne połączenie synergii i korzyści.

line engines. Consequent multiple-benefit orientation therefore requires technology developments which not only offer the best possible balance between additional costs and reduced fuel consumption and/or emissions but also additional advantages.

The use of the optimum transmission for each application makes it possible to improve driveability, comfort and also, at specific points, fuel consumption and emissions, but cannot alone enable extreme emission and consumption requirements to be met. Development therefore has to focus on the engine.

Hybridisation offers an effective way of improving emissions and fuel consumption at the same time as driving pleasure. The added value to the customer - in particular with regard to fuel consumption - nevertheless depends to a large extent on the driving profile.

The emissions of the diesel engine can be improved significantly, whereby its current advantages cannot only be retained, but further improved. Turbocharging and combustion control are good examples. Two-stage, continuously controlled turbocharging offers not only the highest full-load potential but also improves the  $\text{NO}_x$ /soot trade-off. At the same time driving pleasure is increased and reduced fuel consumption is possible – depending on the turbocharging strategy used. Cylinder pressure-based combustion control on the other hand is primarily the basis for emission-oriented alternative combustion processes, and at the same time eases the demanding tolerance problems associated with low emission limits and also makes it possible to improve the control functions significantly.

The customer-relevant fuel consumption advantages of various gasoline engine technologies depend heavily on the load profile and therefore the engine/transmission/vehicle combination. This partly explains the wide diversification in technologies used. This will remain the case in the future, even if not so extreme. Market demands will strongly influence multiple-benefit oriented technology development. They will, in fact, determine which of the alternative, namely achieving the same functionality with reduced time and effort, and thus costs (e.g. variable charge motion) or by increasing engine efficiency with the same technical effort (e.g. homogeneous direct injection in particular in combination with turbocharging) will be chosen.

The perfect solution – one single optimal powertrain for all applications – is not yet in sight. When developing different technologies, however, one maxim applies - they must not be focused on single goals, but aimed at holistically maximising customer benefits through the intelligent exploitation of synergy and multiple benefit effects.

*Artykuł recenzowany*

**Skróty i oznaczenia / Abbreviations and Nomenclature**

BMEP	średnie ciśnienie efektywne/ <i>break mean effective pressure</i>	IMEP	średnie ciśnienie użyteczne/ <i>indicated mean effective pressure</i>
BSFC	jednostkowe zużycie paliwa/ <i>break specific fuel consumption</i>	MPI	wielopunktowy wtrysk paliwa/ <i>multi-point injection</i>
CA	kąt obrotu wału korbowego/ <i>crank angle</i>	MT	skrzynia biegów sterowana ręcznie/ <i>manual transmission</i>
CAN	magistrala danych/ <i>control area network</i>	NA	silnik wolnossący/ <i>natural aspired</i>
CBR	system o sterowanej prędkości spalania firmy AVL/ <i>controlled burn rate</i>	NEDC	europejski test jezdny/ <i>new european driving cycle</i>
DeNOx	reduktor katalityczny tlenków azotu	NO <sub>x</sub>	tlenki azotu
Downsizing	zmniejszenie głównych wymiarów przy zachowaniu mocy użytecznej	NTE	test nieprzekraczania wartości emisji/ <i>not to exceed</i>
Downrating	zmniejszenie prędkości obrotowej przy zachowaniu mocy użytecznej	OBD	system diagnostyki pokładowej/ <i>on-board diagnostic</i>
DPF	filtr cząstek stałych/ <i>diesel particle filter</i>	OEM	organizacja sprzedająca produkty wytworzone przez inne firmy/ <i>original equipment manufacturer</i>
EGR	recyrkulacja spalin/ <i>exhaust gas recirculation</i>	SCR	selektywna redukcja katalityczna/ <i>selective catalytic reduction</i>
EMS	jednostka sterująca silnika/ <i>electronic management system</i>	SOE	początek wydzielania się (dostarczania) energii/ <i>start of energising</i>
FC	zużycie paliwa/ <i>fuel consumption</i>	TC	turbodoładowanie/ <i>turbocharging</i>
GDI	bezpośredni wtrysk paliwa do silników ZI/ <i>gasoline direct injection</i> (Mitsubishi)	TCI	turbodoładowanie z chłodzeniem powietrza doładowanego/ <i>turbocharging and intercooling</i>
HC	węglowodory/ <i>hydrocarbons</i>	VTG	turbina o zmiennej geometrii/ <i>variable turbine geometry</i>
HSDI	szybkobrotowy silnik o wtrysku bezpośrednim/ <i>high speed direct injection</i>	VNT	turbina o zmiennej geometrii łopatek kierownicy/ <i>variable nozzle turbine</i>

**Literatura/Bibliography**

- [1] Weißbäck M., Csato J., Glensvig M., Sams T., Herzog P.: Alternative Brennverfahren – Ein Ansatz für den zukünftigen PKW Dieselmotor (Alternative Combustion Processes – An Approach for Future Passenger Car Diesel Engines), MTZ 9/2003.
- [2] Bürgler L., Cartus T., Herzog P., Neunteufl K., Weißbäck M.: Brennverfahren, Abgasnachbehandlung, Regelung – Kernelemente der motorischen HSDI Diesel Emissionsentwicklung (Combustion Processes, Exhaust Gas Aftertreatment, Control – Core Elements of HSDI Diesel Emission Development). Aachener Colloquium, October 2004.
- [3] Neunteufl K., Unger E. M., Bürgler L., Herzog P. L.: Closed Loop Combustion Control – a Prerequisite for Alternative Diesel Combustion? Le Diesel: Aujour'd'hui et Demain, SIA, Lyon, 2004.
- [4] Hülser H., Neunteufl K., Unger E.M., Breitegger B.: Eine zylinderdruckbasierte Motorregelung für niedrigste Emissionen beim Dieselmotor (Cylinder Pressure-based Engine Control for Extremely Low Emissions in Diesel Engines), IAV GmbH – 5th Symposium Powertrain Control Systems for Motor Vehicles, Berlin.
- [5] Klell M., Jauk T., Schutting E., Wimmer A., Eichseder H., Schneider R.: Sensorik für die verbrennungsgeführte Motorregelung bei alternativen Dieselmotoren (Sensors for Combustion-guided Engine Control with Alternative Diesel Combustion Processes), VDI/VDE Congress Vehicle and Engine Control Systems – AUTOREG, Wiesloch, 2004.
- [6] Enderle C., Nolte A., Paule M., Duvinage F.: Der PKW-Dieselmotor im Spannungsfeld der Emissionsgesetzgebung (Passenger Car Diesel Engines Confronted with the Emissions Legislation), 2nd Emission Control, Dresden, 2004.
- [7] Kapus P., Denger D., Holland T.: Intelligent Simplification – Ways Towards Improved Fuel Economy, SAE 2002-01-0236.
- [8] Denger, D., Mischker, K.: The Electro-Hydraulic Valvetrain System EHVS – System and Potential, SAE 2005-01-0774.
- [9] Piock G., Fraidl W.: Ottodirekteinspritzung ohne Denox-Kat? 23. Internationales Wiener Motorensymposium, April 2002.
- [10] Piock W., Fraidl K.G.: Gasoline Direct Injection – Quo Vadis? FISITA 2002, F02V096.
- [11] 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 2003-01-0020.
- [12] Fraidl G., Kapus P., Piock W.: Otto-Direkt-einspritzung mit Aufladung – Die Konkurrenz zu dieselmotorischen Antrieben? 26. Internationales Wiener Motorensymposium, April 2005.

Dr Günter K. Fraidl – wicedyrektor Działu Silników Benzynowych, Zespoły napędowe samochodów osobowych, AVL Graz, Austria.

Mr Günter K. Fraidl, Dr. – Deputy Vice President, Gasoline Engines, Powertrain Systems Passenger Cars, AVL, Graz, Austria.



Dr Peter L. Herzog – wicedyrektor Działu Silników ZS, Zespoły napędowe samochodów osobowych, AVL Graz, Austria.

Mr Peter L. Herzog, Dr. – Deputy Vice President, Product Line Diesel Engines, Powertrain Systems Passenger Cars, AVL Graz, Austria.



## Rozwój konstrukcji silników przyczepnych do łodzi motorowych

*W artykule omówiono systematykę i cechy konstrukcyjne silników zewnętrznych stosowanych do napędu małych jednostek pływających. Przedstawiono krótki rys historyczny rozwoju konstrukcji polskich silników zaburtowych oraz scharakteryzowano ich ważniejsze cechy konstrukcyjne. Zwrócono uwagę na występujące kierunki rozwoju takich silników i wartości wskaźników pracy w silnikach współczesnych.*

Słowa kluczowe: zewnętrzny (zaburtowy) silnik spalinowy, wskaźniki pracy, cechy konstrukcyjne

### Development of outboard boat engines

*The paper presents the systematics and major engineering characteristics of outboard engines used to power small vessels. It also includes a brief outline history of the structural and design development of Polish outboard engines and their major design features. The development trends and rating of contemporary engines were pointed out.*

Key words: attached (outboard) combustion engine, engine rating, design characteristics

### 1. Wprowadzenie

W powszechnym przekonaniu silniki spalinowe służą głównie do napędu pojazdów lądowych. Jednak znacząca część produkcji silników spalinowych na świecie przeznaczona jest do napędu jednostek pływających. Silniki wykorzystywane do takiego celu można podzielić na (rys. 1):

- silniki okrętowe napędu głównego,
- silniki okrętowe wewnętrzne i agregatowe,
- silniki zewnętrzne (przyczepne, zaburtowe).

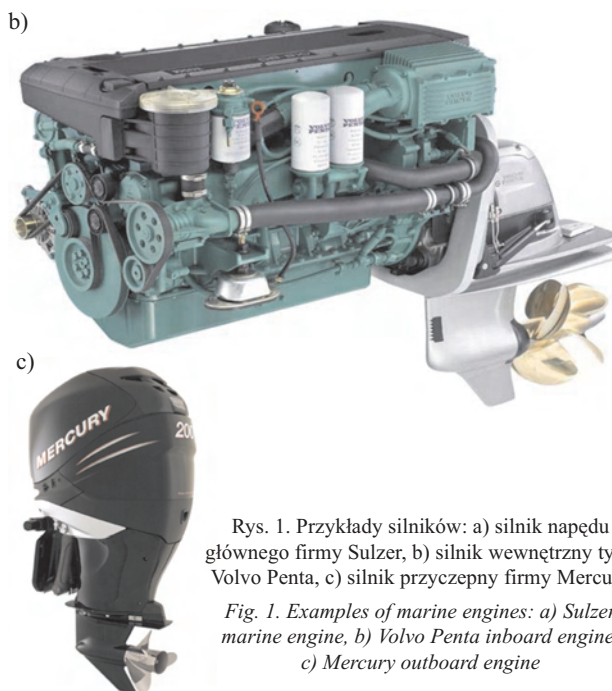
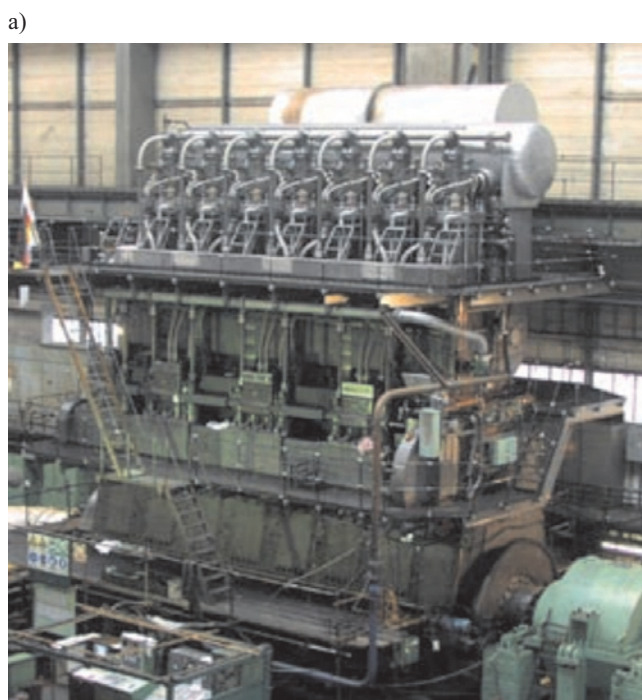
Do napędu głównego dużych statków stosowane są z reguły wolnoobrotowe silniki dwusuwowe o zapłonie samoczynnym (ZS), z wtryskiem bezpośrednim, turbodoładowane. Charakteryzują się one dużą mocą, dużą sprawno-

### 1. Introduction

Combustion engines not only serve to power land vehicles, but significant part of their global production is designated to drive vessels. The engines used to power vessels may be divided as follows (Fig. 1):

- major drive marine engines,
- inboard and aggregate marine engines,
- outboard (attached) engines.

Marine engines used for the major drive of large ships are usually two-stroke, low-speed, self-ignition engines, with direct injection, turbo charged. They are characterized with high power, high efficiency and low engine speed, the nominal value thereof not exceeding 200 rpm.



Rys. 1. Przykłady silników: a) silnik napędu głównego firmy Sulzer, b) silnik wewnętrzny typu Volvo Penta, c) silnik przyczepny firmy Mercury

*Fig. 1. Examples of marine engines: a) Sulzer marine engine, b) Volvo Penta inboard engine, c) Mercury outboard engine*

ścią oraz małą prędkością obrotową, której wartość nominalna zwykle nie przekracza 200 obr/min.

Silniki mniejsze, o mniejszych pojemnościach skokowych, ale o większej nominalnej prędkości obrotowej stosowane są jako jednostki agregatowe w dużych jednostkach pływających lub do napędu małych i średnich statków oraz kutrów, jachtów motorowych lub jako silniki pomocnicze w jachtach żaglowych. W tej grupie napędów występują zwykle silniki czterosuwowe, o zapłonie samoczynnym w jednostkach większych używanych do frachtu towarów lub większych grup ludzi, oraz o zapłonie iskrowym – w zastosowaniu do jednostek o charakterze rekreacyjnym, np. jachtów żaglowych i motorowych. Są to silniki stacjonarne zabudowywane wewnątrz łodzi blisko rufy, co umożliwia łatwe połączenie z przekładnią napędową, np. przekładnią typu „Z”. W tej grupie zastosowań spotyka się często silniki samochodowe, które zostały *zmarynizowane* (tzn. specjalnie przystosowane do jednostek pływających).

Silniki przyczepne (zwane także zaburtowymi) służą do napędu małych łodzi, zazwyczaj wykorzystywanych do celów rekreacyjnych lub jako napęd pomocniczy łodzi żaglowych. Są to przede wszystkim dwu- lub czterosuwowe silniki o zapłonie iskrowym (ZI). Spotyka się również przyczepne silniki ZS, ale ich duża masa i znaczny koszt produkcji nie umożliwiają upowszechnienia.

## 2. Ogólna charakterystyka silników zaburtowych, przyczepnych

Definicję silnika zaburtowego podaje Regulamin Międzynarodowej Federacji Motorowodnej U.I.M. (*Union Internationale Motonautique*). Według niego silnik przyczepny (zaburtowy) jest to mechaniczny zespół napędowy, który może być odjęty od łodzi jako całość, łącznie z jego skrzynią przekładniową, który nie może przekazywać napędu przez kadłub w żadnym miejscu. Dopuszcza się w nim zastosowanie urządzenia przeznaczonego do zmiany kąta połączenia z burzą łodzi i wysokości jego mocowania. Silnik ten odjęty od łodzi, postawiony na brzegu i zasilany z własnego zbiornika paliwa powinien dać się uruchomić [1]. Znaczącą zaletą silnika przyczepnego jest to, że można zastosować go do każdego rodzaju łodzi, a także do innych obiektów pływających. Może służyć jako napęd główny lub pomocniczy (najczęściej spotykany na jachtach).

Silnik zaburtowy montowany jest poza obrysem łodzi i zawieszany na pawęży. Dzięki temu cała powierzchnia pokładu łodzi może być przeznaczona do zagospodarowania przez użytkownika. Jedyne elementy połączone z silnikiem, które muszą znajdować się na pokładzie, to zbiornik paliwa i akumulator. Spotykane są rozwiązania, w których na jednej pawęży zawieszono są dwa silniki przyczepne, co w razie awarii jednego z nich umożliwia ciągły napęd łodzi, zwiększając znacząco bezpieczeństwo jej żeglugi. Również ze względów bezpieczeństwa w łodziach wyposażonych w silnik wewnętrzny zakłada się silniki przyczepne, które umożliwiają dopłynięcie do brzegu w razie awarii napędu głównego. Atutem silnika przyczepnego jest jego nieskomplikowana budowa, łatwa obsługa oraz prosta konserwacja na czas zimowania.

Smaller engines with lower cubic capacity and higher nominal engine speed are used as aggregate units in large vessels or to power small and medium ships or cutters, motor yachts or as auxiliary engines in sailing yachts. This propulsion group usually includes four-stroke engines with self-ignition in larger vessels used for freight of goods or larger groups of people and with spark ignition used in recreational vessels, e.g. sailing yachts and motorboats. These are in-board engines mounted inside the boat, near the stern, which enables easy connection with the Z type transmission. Within this group of applications *marinized* car engines often appear (i.e. specially adapted to vessels).

The attachable (also called outboard) engines serve as small boat propulsion and are usually applied for recreational purposes or as auxiliary drive in sailing boats. These are first of all two- or four-stroke engines with spark ignition. Self-ignition outboard engines also occur, but their weight and production costs impede their proliferation.

## 2. General characteristics of outboard, attachable engines

The definition of an outboard engine is provided by International Motorboat Union U.I.M. (*Union Internationale Motonautique*) Rules. According to the rules, the attachable (outboard) engine is a mechanical drive unit that may be detached from the boat as a whole, together with its gearbox and may not transmit the drive through the body in any point. It is admitted to use a device designed for changing the angle of connection with the boat side and the height of its mounting. The start of such an engine detached from the boat placed on the shore should be possible when powered from its own fuel tank [1]. A significant advantage of the attachable engine is the fact that it may be used in any type of boat as well as other vessels. It may serve both as major and auxiliary drive (most frequently appearing in yachts).

The outboard engine is outside the boat's outline and it is hung on the escutcheon. Hence, the whole surface of the boat's deck may be utilized by the user. The only elements connected to the engine that must be placed on the deck are: the fuel tank and the battery. There are solutions where two attachable engines are hung on one escutcheon, which in case of a malfunction enables continuous boat drive, which significantly increases safe sailing. For the purpose of safety the attachable engines are also used in boats with stationary engines, which allows reaching the shore in case of major drive breakdown. Another advantage of the attachable engine is its uncomplicated structure, easy operation and simple wintering maintenance.

The outboard engine works in specific, difficult conditions. Such engines usually work overcooled and with large, rapid load changes. The thermal stresses occurring then, combined with the large power concentration indexes and mechanical loads require great engineering effort and providing good quality of technological processes. The outboard engines show numerous specific structural characteristics; some of them will be discussed below. The particular systems: intake and exhaust, feeding or cooling present signif-

Silnik zaburtowy pracuje w specyficznych, trudnych warunkach. Zwykle silniki takie pracują w stanie przeciążenia i przy dużych, gwałtownych zmianach obciążenia. Występujące wówczas duże naprężenia cieplne w połączeniu z dużymi wskaźnikami koncentracji mocy i obciążeniami mechanicznymi wymagają dużego wysiłku konstrukcyjnego i zapewnienia dobrej jakości procesów technologicznych. Silniki zaburtowe wykazują wiele specyficznych cech konstrukcyjnych; niektóre z nich zostaną omówione poniżej. Szczególnie układy: dolotowy i wylotowy, zasilania, chłodzenia wykazują istotne różnice w stosunku do konstrukcji znanych z silników samochodowych czy nawet silników napędu głównego statków.

Silniki zaburtowe można było do niedawna podzielić ogólnie na dwa typy: boczne i tylne (kolumnowe). Taki podział był aktualny jeszcze w latach 80-tych, gdy silniki boczne, zwane też kajakowymi, były dostępne w handlu. Obecnie silniki spalinowe przyczepne boczne stosowane do napędu małych łodzi lub kajaków zostały zastąpione przez małe i ciche silniki elektryczne, które wytwarzają wystarczającą moc do poruszania małych jednostek pływających.

Obecnie silniki przyczepne występują wyłącznie w postaci silników kolumnowych mocowanych z tyłu łodzi; dostępne są one jako silniki dwusuwowe lub czterosuwowe w przedziale mocy od 1,5 do ok. 220 kW (2 do 300 KM).

### 3. Konstrukcja silników zaburtowych

Silnik boczny przyczepny (rys. 2) był to z zasady silnik jednocylindrowy, dwusuwowy, o zwartej budowie i mocy nie przekraczającej 3,7 kW (5 KM). Wał śruby napędowej napędzany był od wału korbowego w sposób bezpośredni lub pośredni przez przekładnię zębatą. Wał śruby był mocowany w łożysku, którego obudowa była przytwierdzona do komory korbowej silnika. Nad silnikiem umocowany był niewielki zbiornik paliwa umożliwiający pracę silnika przez około 2 godziny.

Z boku silnika bocznego umieszczano urządzenie mocujące go do burty, które umożliwiało jego ustawienie w dwóch pozycjach. Pierwsza pozycja pozwalała na wyjęcie śruby z wody, a druga – na jej zanurzenie.

Silnik boczny miał kilka istotnych wad. Wadą zasadniczą była konieczność mocowania go do łodzi w taki sposób, aby kąt między lustrem wody a wałem napędowym nie przekraczał  $20^\circ$ . Konieczność spełnienia tego wymagania powodowała problemy przy montażu w łodziach z wysoką burtą. Dodatkowo, po wypłynięciu na mieliznę wał śruby nie wychylał się samoczynnie. Inną istotną wadą było niebezpieczeństwo zanurzenia silnika („przytopienia”) ze względu na jego montaż blisko lustra wody. Zastosowanie silnika bocznego w łodzi wymagało dodatkowo użycia płetwy sterowej w celu zapewnienia sterowności łodzi. Mimo tych wad silniki te znajdowały wielu nabywców ze względu na niski koszt zakupu, niskie koszty eksploatacji i prostotę obsługi.

Silnik przyczepny kolumnowy składa się z zasadniczego silnika z osprzętem oraz pionowej kolumny z wałem napędowym, przekładnią kół zębatych z wałkiem poziomym i śrubą napędową oraz uchwyty widlastego służącego do za-

licant differences in relation to the structure of the well known car engines or even major drive marine engines.

Not so long ago the outboard engines could generally be divided into two types: side and rear (column) ones. Such division still existed in the 1980's when the side engines, otherwise called kayak engines were available in the market. Today the division is not up to date anymore as the side attachable combustion engines that were used to power small boats or kayaks, gave way to small and low-noise marine electric engines that generate power sufficient to drive small vessels. The side combustion engines, however, had a few structural characteristics that will be indicated further herein

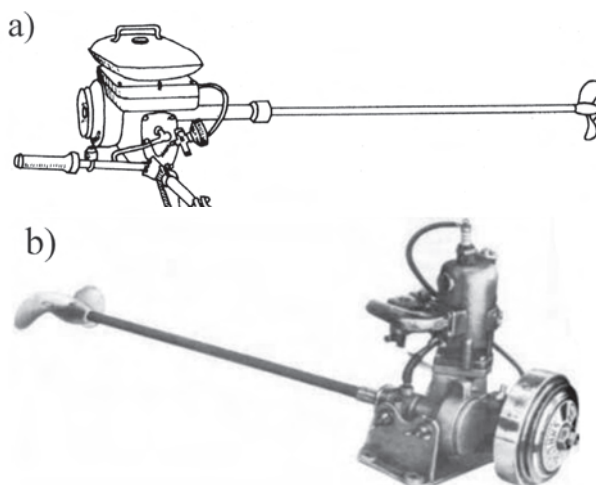
Presently the attachable engines appear in the form of column engines mounted in the back of the boat: they are available as two-stroke or four-stroke engines in the power range from 1.5 to ca. 220 kW (2 to 300 HP).

### 3. Outboard engine structure

The side attachable engine (Fig. 2) principally was a single-cylinder, two-stroke engine, of compact structure and power not exceeding 3.7 kW (5 HP). The screw propeller shaft was powered from the crankshaft by the gear, directly or indirectly. The screw shaft was mounted in a bearing whose housing was attached to the engine crank chamber. There is a small fuel tank above the engine, allowing for ca. 2-hour engine operation.

On the side of the lateral engine a device for mounting it on the boat side was placed in order to set the engine in two positions. The first one allowed taking out of the screw from the water and the other – for immersing it in the water.

The side engine had several significant disadvantages. The principal one was the necessity to mount it on the boat in such a way that the angle between the water level and the screw propeller did not exceed  $20^\circ$ . The necessity to meet this requirement caused problems with mounting it on high-sided boats. In addition, upon entering the shoal the screw shaft did not deflect automatically. Another significant dis-

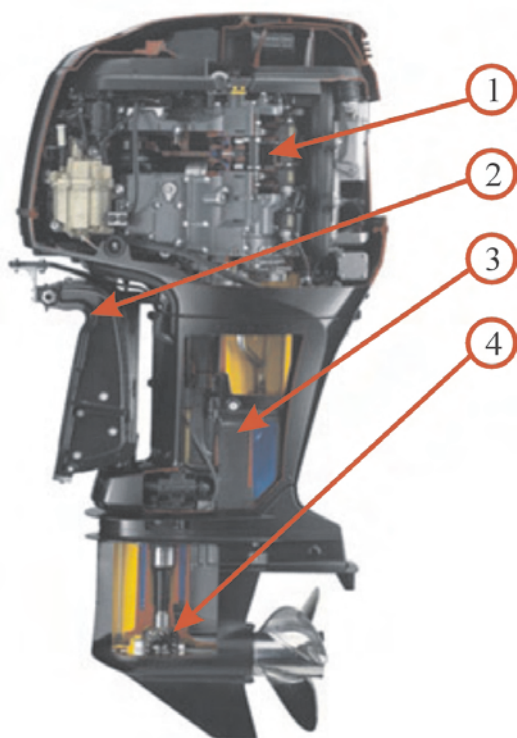


Rys. 2. Przykłady silników bocznych, przyczepnych (kajakowych): a) silnik boczny Warta, b) SM-98, WNP, Zuch, konstrukcji S. Malcherka [2]

Fig. 2. Examples of side attachable (kayak) engines: a) SM-98, WNP, Zuch, b) engine constructed by S. Malcherek [2]

wieszenia silnika na pawęży łodzi (rys. 3). Kolumna silnika umocowana jest do uchwyty w osi poziomej i pionowej. Oś pozioma pozwala na wychylenie silnika do prawie 90° od płaszczyzny dna, pionowa służy do sterowania łodzią przez zmianę kierunku siły ciągu, którą wytwarza śruba napędowa. Przekładnia znajdująca się w kolumnie silnika umożliwia włączanie biegu w przód, biegu neutralnego i biegu w tył. W dolnej części kolumny znajduje się pompa wody, która pobiera wodę z otoczenia do otwartego, przepływowego układu chłodzenia silnika.

Cechą charakterystyczną małych silników przyczepnych jest rumpel, czyli rączka do sterowania łodzią. W rumpelu umieszczona jest obrotowa manetka do sterowania przepustnicą gaźnika lub układem wtryskowym paliwa, która najczęściej jest sprzęgnięta z rączką do przyspieszania kąta zapłonu. Połączenie to pozwala na sterowanie łodzią i regulację prędkości obrotowej silnika jedną ręką. Możliwe jest montowanie rumpeli w silnikach, które rozwijają moc nawet do 30 kW (40 KM), jednak prowadzenie łodzi z silnikiem o mocy powyżej ok. 20 kW wyposażonym w rumpel jest uciążliwe ze względu na konieczne użycie znacznej siły do sterowania. Silniki o większych mocach wyposażane są w spe-



Rys. 3. Przekrój silnika firmy Suzuki, model DF 250 ZX [9]

Fig. 3. Suzuki engine cross-section, model DF 250 ZX [9]

1 – Silnik z osprzętem (tzw. główka silnika)/Engine with fittings (engines head); 2 – Uchwyt mocujący silnik do pawęży łodzi (tzw. koziolatek lub zawiesia)/Handle fixing the engine to the boat's escutcheon („lifting – sling”); 3 – Pionowa kolumna z wałem napędowym/Vertical column with driving shaft; 4 – Przekładnia kół zębatych z wałkiem poziomym i śrubą napędową (tzw. stopa silnika)/Transmission gear with horizontal shaft and propeller screw (engine foot); **kolor żółty** – układ wydechowy (wydech spalin przez śrubę); **kolor niebieski** – układ chłodzenia silnika/**yellow** – exhaust system (gas exhaust through the screw); **blue** – engine cooling system

advantage was the danger of the engine's immersion („partial sinking”), due to its mounting close to the water level. The application of the side engine in a boat required an additional use of the rudder blade in order to ensure the boat's controllability. Despite the disadvantages, the engines found numerous buyers, due to low purchase cost, low operating cost and simple operation.

Attachable column engine is composed of the principal engine with fittings and a vertical column with a propeller shaft, transmission with a horizontal shaft, a propeller screw and a fork holder to hand the engine on the boat's escutcheon (Fig. 3). The engine column is mounted to the holder in the horizontal and vertical axes. The horizontal axis allows the engine deflection by up to 90° from the bottom surface, the vertical one serves for controlling the boat through the change of the direction of the draught force, formed by the propeller screw. The gear placed in the engine's column is fixed to the propeller and allows switching to the forward, neutral and the reverse gear. There is a water pump in the lower part of the column taking water from the environment to the open, flow-through engine cooling system.

A characteristic of small attachable engines is the rudder crosshead, i.e. handle to steer the boat. There is a rotating throttle lever in the rudder crosshead to control the carburetor's throttling/choke valve or fuel injection system, most frequently connected to the handle to accelerate the ignition angle. The connection enables steering the boat and adjusting the engine speed with one hand. It is possible to install rudder crossheads in the engines of even 30 kW (40 HP), however, steering the boat with 20 kW engine fitted with a rudder crosshead is strenuous, due to the necessary use of considerable force to steer. Engines of higher power are furnished with special throttle levers installed inside the boat's cockpit. The throttle levers allow switching on gears, increasing the engine's rotation speed or lifting the engine above the water level. In some solutions sound signaling on defective engine operation is used.

The attachable engine, depending on the cubic capacity and power attained may have 1, 2, 3, 4, or even 6 cylinders. The cylinders may be arranged vertically in-line or in a V-arrangement with bifurcation angle 55°, 60°, 76° and 90°; the V-type engines are also set vertically. The vertical set of the engine block is a result of an easier power transmission by means of the shaft and transmission gear onto the propeller screw. The in-line engines are usually 1-, 2-, 3-, 4- and 6-cylinder with cubic capacity between 74,6 cm<sup>3</sup> and ca. 2500 cm<sup>3</sup>. The V-type engines have cubic capacity above 2500 cm<sup>3</sup> and reaching 4000 cm<sup>3</sup>; these are usually V-4 or V-6.

#### 4. Polish attachable engines

The first attachable boat engines appeared in Poland in 1922; they were made by western companies, mainly by Evinrude and Johnson. The GAD 125 built by Gajęcki and Danielewicz, was an acknowledged the first Polish engine, the prototype of which was made as late as in 1935.

The GAD 125 was a one-cylinder engine with cubic capacity of 124 cm<sup>3</sup>. It was built with the use of craftsman

cialne manetki montowane wewnątrz kokpitu łodzi. Manetki te umożliwiają załączanie biegów, zwiększanie prędkości obrotowej silnika lub unoszenie silnika nad poziom wody. W niektórych rozwiązaniach używane jest dźwiękowe powiadomianie o nieprawidłowościach w pracy silnika (np. braku chłodzenia).

Silnik przyczepny, w zależności od pojemności skokowej i rozwijanej mocy, może mieć 1, 2, 3, 4, a nawet 6 cylindrów. Cylindry te mogą być ustawione pionowo w rzędzie lub w układzie V o kącie rozwidlenia  $55^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $76^\circ$  i  $90^\circ$ ; silniki typu V są posadowione również pionowo. Pionowe położenie bloku silnika wynika z łatwiejszego przeniesienia napędu za pomocą wału i przekładni zębatej na śrubę napędową. Silniki rządowe są zwykle 1-, 2-, 3-, 4- i 6-cylindrowe, o pojemności skokowej od 75 do około 2500  $\text{cm}^3$ . Silniki typu V mają pojemność skokową przekraczającą 2500  $\text{cm}^3$  i dochodzącą do 4000  $\text{cm}^3$ ; są to zwykle silniki V-4 lub V-6.

#### 4. Polskie silniki przyczepne

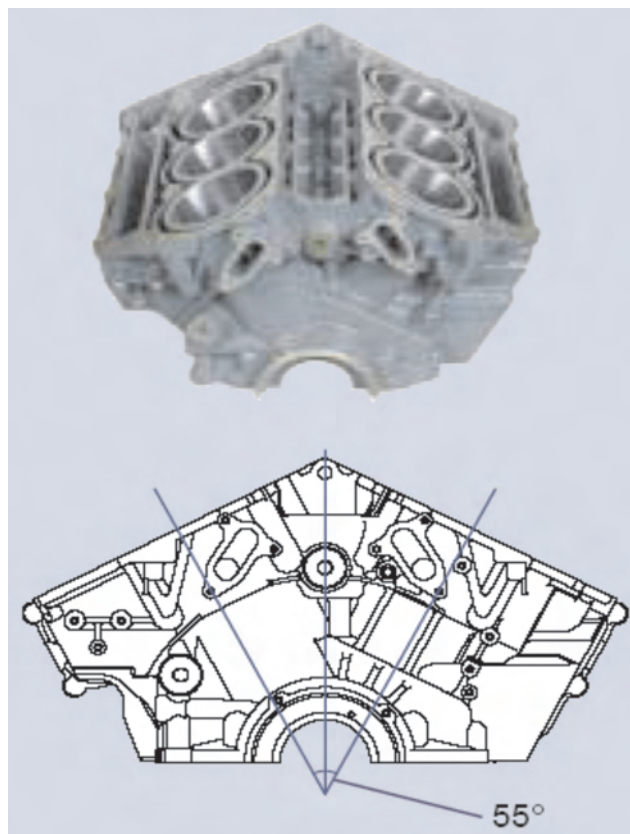
Pierwsze silniki przyczepne do łodzi pojawiły się w Polsce w 1922 roku; były to silniki produkcji firm zachodnich, głównie Evinrude i Johnson. Za pierwszy polski silnik przyczepny uznaje się silnik GAD 125 konstrukcji Gajęckiego i Danielewicza, którego prototyp powstał dopiero w 1935 roku.

GAD 125 był silnikiem jednocylindrowym o pojemności skokowej 124  $\text{cm}^3$ . Budowany był sposobem rzemieślniczym, jednak wykazywał się dobrymi osiągnięciami i walorami użytkowymi. Literatura odnotowuje fakt pokonania łodzi z silnikami marek amerykańskich o pojemności skokowej 250  $\text{cm}^3$  w zawodach na trasie Warszawa – Wilanów – Warszawa [3]. Niestety do dnia dzisiejszego nie ocalało wiele dokumentów, które umożliwiałyby rzetelne przedstawienie cech konstrukcyjnych tego silnika.

W 1936 roku Gajęcki i Danielewicz zaprojektowali kolejny silnik przyczepny, tym razem o pojemności skokowej 250  $\text{cm}^3$  i oznaczyli go jako GAD 250. Budową tego silnika zajęły się warsztaty inż. Rodkiewicza w Warszawie. Do wybuchu wojny Gajęcki i Danielewicz startowali w licznych zawodach motorowodnych, bijąc wiele rekordów prędkości w swoich klasach. Jesienią 1938 roku Gajęcki zaczął próby z prototypowym silnikiem GAD 500, jednak wybuch wojny nie pozwolił na wprowadzenie silnika do produkcji.

Po wojnie sytuacja ekonomiczna i społeczna nie sprzyjała szybkiemu odrodzeniu się sportu motorowodnego. Dopiero w 1947 roku Gajęcki wznowił rzemieślniczą produkcję silnika GAD 250 z ocalałych projektów i z wysiłkiem zdobywanych materiałów. Odtworzony silnik GAD 250 (rys. 5) był przeznaczony głównie do sportu motorowodnego i był wykorzystywany w klasie łodzi z silnikiem o pojemności do 250  $\text{cm}^3$ .

GAD 250 był silnikiem o zapłonie iskrowym, dwusuwowym z przepłukaniem zwrotnym, jednocylindrowym, o pojemności skokowej 248  $\text{cm}^3$ , chłodzonym cieczą. Głowica i kadłub skrzyni korbowej wykonano ze stopów lekkich, zaś kadłub z żeliwa. Wał korbowy był kuty, a jego konstruk-



Rys. 4. Przykładowy blok silnika przyczepnego V-6 o kącie rozwidlenia  $55^\circ$  [9]

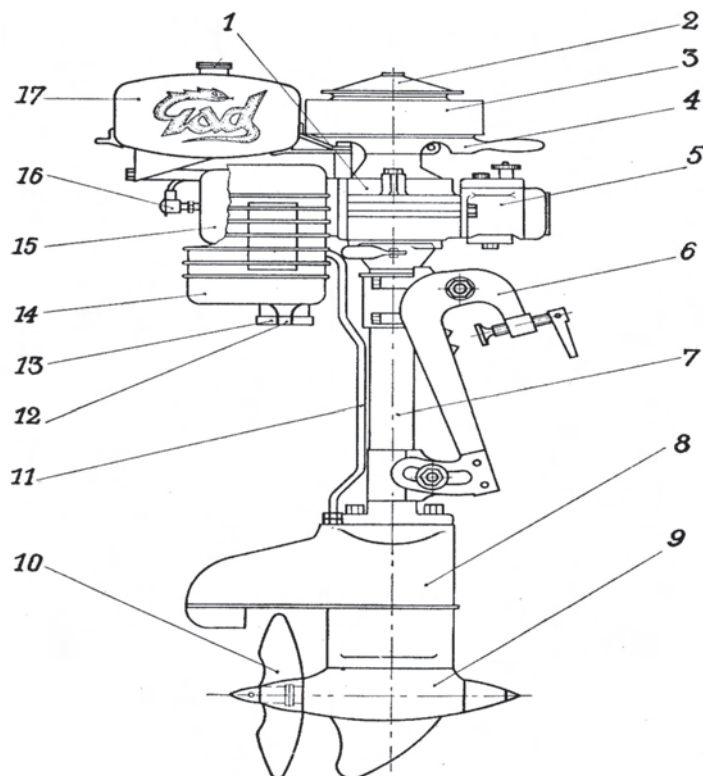
Fig. 4. Example of a V-6 attachable engine with bifurcation angle  $55^\circ$  [9]

methods, however, showed good performance and usable values. The references note the fact of beating the boats with American makers' engines with cubic capacity 250  $\text{cm}^3$  in the race Warsaw – Wilanów – Warsaw [3]. Unfortunately, very few documents survived that would let us check the engineering characteristics of the engine.

In 1936 Gajęcki and Danielewicz designed another attachable engine, this time, with the cubic capacity of 250  $\text{cm}^3$  marking it GAD 250. The workshops of Eng. Rodkiewicz in Warsaw took up the building of the engine. By the time of the war outbreak, Gajęcki and Danielewicz participated in numerous motorboat races, breaking a lot of speed records in their class. In the autumn 1938 Gajęcki started tests with the GAD 500 engine, however, the outbreak of the war impeded the engine production.

After the war the economic and social situation did not enhance any fast rebirth of the motorboats sport. It was only in 1947 that Gajęcki resumed the craftsman production of the GAD 250 based upon the saved design blueprints, using materials obtained with a great deal of difficulty. The reconstructed engine (Fig. 5) was mainly designated for the motorboat sports and used in the class of boats with up to 250  $\text{cm}^3$  capacity.

GAD 250 was a one-cylinder, spark ignition, two-stroke, back-flow scavenging, liquid-cooled engine with 248  $\text{cm}^3$  cubic capacity. The head and crank case were made with



Rys. 5. Silnik przyczepny GAD 250 z początku lat 50-tych [3]: 1) blok silnika, 2) pokrywa koła zamachowego, 3) koło zamachowe, 4) podstawa iskrownika, 5) gaźnik, 6) uchwyt, 7) kolumna, 8) górna część obudowy przekładni, 9) dolna część obudowy przekładni, 10) śruba napędowa 11) rurka do wody chłodzącej, 12) wylot wody chłodzącej, 13) wylot spalin, 14) tłumik, 15) głowica, 16) świeca zapłonowa, 17) zbiornik paliwa

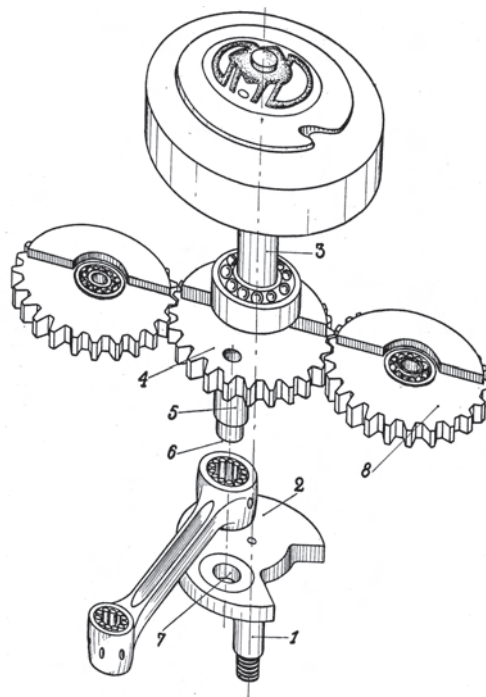
Fig. 5. The GAD 250 attachable engine of the early 1950's [3]: 1) engine block, 2) the flywheel cover, 3) the flywheel, 4) the magneto base, 5) the carburetor, 6) the handle, 7) column, 8) upper part of gear casing, 9) lower part of gear casing, 10) propeller screw, 11) cooling water tube, 12) Cooling water outlet, 13) exhaust outlet, 14) silencer, 15) head 16) spark plug, 17) fuel tank

cja była składana (rys. 6). Czop dolny (1) z przeciwciężarem (2) stanowiły jedną część wału, a drugą część – czop górny (3) z ramieniem tarczowym (4) oraz czopem korbowym (5). Wał łączył się przez wsunięcie końca czopu korbowego (6) w otwór wykonany w przeciwciężarze (7). Wał korbowy miał również dodatkowe przeciwciężary (8) w celu dobrego wyrównoważenia mas w układzie korbowo-tłokowym.

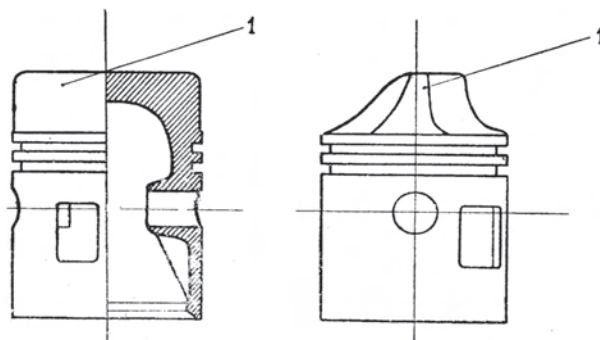
Korbówód łożyskowany był na wale za pomocą łożyska igielkowego smarowanego olejem zawartym w mieszance paliwowej w stosunku 1:25 (olej:paliwo). Tłok silnika wykonany był ze stopów lekkich (rys. 7); na jego denku umieszczony został garb, tzw. deflektor (1), służący do odchylenia strugi napływającego ładunku w kierunku głowicy i ograniczenia strat wynikających z ucieczki świeżego ładunku bezpośrednio do układu wydechowego typowych dla silnika z przepłukaniem poprzecznym.

Gaźnikowy układ grawitacyjnego zasilania silnika zawierał zbiornik paliwa o pojemności 7,5 dm<sup>3</sup>. Układ zapłonowy tworzył iskrownik z magnesem wirującym umieszczonym pod kołem zamachowym. Silnik ten osiągał moc maksymalną 16 KM (12 kW) przy 6000 obr/min. Ciekawostką jest fakt, że silnik GAD 250 był wykorzystany do

light alloys, while the body was made with cast iron. The crank shaft was forged and its structure assembled (Fig. 6). The lower journal (1) with counterbalance (2) comprised one part of the shaft, while the other part – the upper journal (3) with the crank disk (4) and the crank journal (5). The shaft was connected through inserting the end of the crank journal (6) in the hole made in the counterbalance (7). The crankshaft also had additional counterbalances (8), in order to balance the weights well in the crank-piston assembly.



Rys. 6. Układ korbowy silnika GAD 250 [3]; opis w tekście  
Fig. 6. The crank system of the GAD 250 engine [3]; description included in the text



Rys. 7. Tłok silnika GAD 250; 1) deflektor [3]  
Fig. 7. Piston of the GAD 250 engine; 1) deflector [3]

The connecting-rod was mounted on the shaft by means of a needle bearing lubricated with the oil contained in the fuel mix in the 1:25 oil/fuel ratio. The engine's piston was made with light alloys (Fig. 7); a kind of lump, a so-called deflector was placed on its bottom (1), for deflecting the

napędu motocykla o tej samej nazwie, który w 1953 roku zdobył pierwszy powojenny polski rekord prędkości (124,5 km/h) w klasie 250 cm<sup>3</sup>. W 1951 roku dotychczasowe rzemieślnicze wytwarzanie silników GAD przejął Polski Związek Motorowy i rozpoczął ich produkcję seryjną w specjalnie utworzonym do tego celu dziale.

GAD 500 był dwucylindrowym silnikiem o zapłonie iskrowym, dwusuwowym, z przepłukaniem zwrotnym, o pojemności skokowej 496 cm<sup>3</sup>, chłodzonym cieczą. Ponieważ powstał przez powiększenie silnika GAD 250, miał dokładnie taką samą konstrukcję głowicy, kadłuba i skrzyni korbowej. Podobnie, wał korbowy był kuty i składany, a tłoki o takim samym kształcie wykonane były ze stopów lekkich. Silnik ten rozwijał moc 23 KM (17 kW) przy 4500 obr/min. Ciekawostką jest to, że silnik GAD 500 po dość dużych zmianach konstrukcyjnych został zastosowany do napędu mikrosamochodu o nazwie GAD.

Powodzenie, jakim cieszyły się silniki GAD, wywołało zainteresowanie innych konstruktorów. W latach 60-tych powstały kolejne silniki polskiej konstrukcji: Niesob i Warta. Były to silniki przyczepne boczne (kajakowe) o pojemności skokowej 123 cm<sup>3</sup> i mocy 4 KM (3 kW) wykorzystywane głównie do napędu małych łodzi. Niestety, silniki te nie cieszyły się dużym uznaniem użytkowników i zostały szybko zastąpione przez lepsze silniki obcej produkcji. Wśród niekorzystnych cech użytkowych silników krajowych trzeba wymienić m.in. bardzo hałaśliwą pracę wynikającą z braku tłumików wydechu oraz znaczne dymienie spowodowane błędami w konstrukcji systemu spalania. Te cechy silników krajowych spowodowały, że w roku 1970 zaprzestano ich produkcji.

W latach 60-tych w Poznaniu rozpoczęto produkcję silników o nazwie AS w wersji 500 i 1000 cm<sup>3</sup>. Silniki te zaprojektował i produkował Antoni Schneider. W 1967 roku przystąpiono do produkcji silnika o symbolu AS1000. Był to silnik o zapłonie iskrowym, dwusuwowy, czterocylindrowy, w układzie „podwójny bokser”, o pojemności skokowej 996 cm<sup>3</sup> (rys. 8). W układzie zasilania umieszczono zbiornik paliwa o pojemności 20 dm<sup>3</sup>, który był połączony z silnikiem za pomocą przewodów ciśnieniowych, a zamocowana na silniku pompa paliwa dostarczała paliwo do czterech gaźników, oddzielnych na każdy cylinder. Do paliwa musiał być dodawany olej smarujący w stosunku 1:25 (smarowanie mieszankowe). Silnik był chłodzony cieczą, a obieg cieczy chłodzącej był wymuszony przez pompę wodną umieszczoną w spodzinie. Układ wydechowy był tak skonstruowany, że wydech spalin następował przez śrubę napędową, co zapewniało znaczne obniżenie poziomu hałasu emitowanego przez silnik. Zastosowano również urządzenie zwane rewersem, które zapewniało włączenie biegu w przód, biegu wstecz oraz biegu neutralnego. Silnik ważył – jak podaje jego producent – 89 kg. Przy stopniu sprężania 8,5 silnik rozwijał moc 58–60 KM (43–44 kW) przy 6000–6300 obr/min.

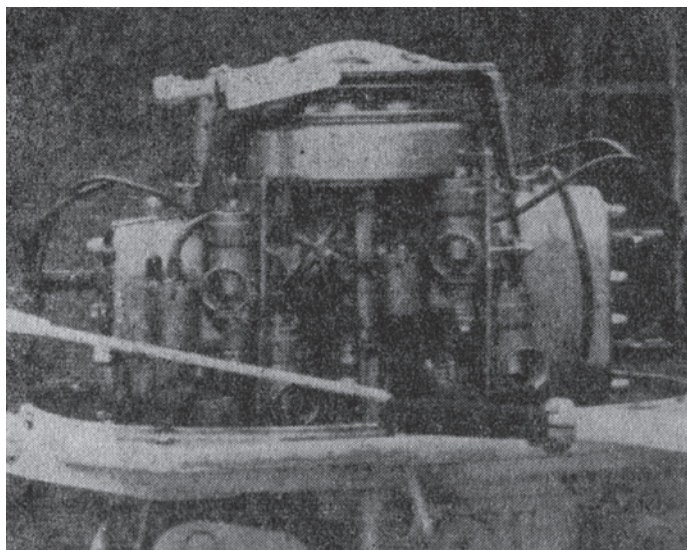
Największą liczbę silników produkcji polskiej wprowadziły na rynek Zakłady Metalowe im. T. Dąbala

stream of charge flowing in the head direction and restrict the losses resulting from the fresh charge outflow directly to the exhaust system which are typical for engines with cross-flow scavenging.

The carburetor gravity feed system included a fuel tank of 7,5 dm<sup>3</sup> capacity. The ignition system comprised a magneto with a rotating magnet placed under the flywheel. The maximum power obtained by the engine was 16 HP (12 kW) at 6000 rpm. Curious is the fact that the GAD 250 engine was used to power a motorcycle of the same name that won the first postwar Polish speed record in 1953 (124,5 km/h) in the 250 cm<sup>3</sup> class. In 1951, the existing craftsman production of the GAD engines was taken over by the Polish Automobile and Motorcycle Federation that started its serial production at a special department established for this purpose.

The GAD 500 was a spark-ignition, two-stroke, back-flow scavenging, two-cylinder, liquid-cooled engine with 496 cm<sup>3</sup> cubic capacity. As it was made through enlarging the GAD 250, the structure of the head, body and crankcase were exactly the same. Similarly the crankshaft was forged and assembled and the pistons of the same form were made with light alloys. The engine obtained power of 23 HP (17 kW) at 4500 rpm. Another curiosity is that the GAD 500 upon significant structural changes was used to power a microcar of the name GAD.

The popularity gained by the GAD engines triggered the interest of other design engineers. In the 1960's further engines made in Poland arrived: Niesob and Warta. These were attachable side (kayak) engines with 123 cm<sup>3</sup> cubic capacity and 4 HP (3 kW) power, mainly used to power small boats. Unfortunately, the engines were not highly valued by the users and soon were replaced with better overseas products. The disadvantages of the domestic engines include, without limitation, very noisy operation, caused by the lack of exhaust silencers and substantial smoke caused by combustion system structure imperfections. A significant drawback for the users was the lack of spare parts. Such characteristics of



Rys. 8. Silnik AS1000 [4]

Fig. 8. The AS1000 engine [4]

w Nowej Dębie. Zakłady te produkowały silniki o wspólnym symbolu DE, o różnych mocach: 6, 18, 25 i 35 KM (4,5; 14; 18; 26 kW). Pierwsze silniki, które ukazały się w produkcji w 1967 roku, były oznaczone symbolem DE-6. Jednostki te miały zastąpić nieudane silniki Warta i Niesob, gdyż zapotrzebowanie rynku na małe silniki pomocnicze było coraz większe.

DE-6 był jednocylindrowym silnikiem o zapłonie iskrowym, dwusuwowym, z przepłukaniem zwrotnym, o pojemności skokowej 123 cm<sup>3</sup>, chłodzonym cieczą. Średnica cylindra wynosiła 52 mm, a skok tłoka 58 mm; stopień sprężania był równy 7,5. Silnik ten rozwijał moc 5,2 KM (3,8 kW) przy 5000 obr/min. Konstrukcja silnika DE-6 była zbliżona do popularnego silnika motocyklowego WSK-125. W obu silnikach zastosowano wspólne elementy: tłok, układ korbowy, iskrownik, gaźnik, a więc zespoły mające decydujący wpływ na jego pracę. W 1969 roku wprowadzono na rynek poprawioną wersję silnika DE-6 (rys. 9), który rozwijał moc zwiększoną do 9,5 KM (7 kW) przy 6000 obr/min. Zastosowano przy tym nowy gaźnik bezpływakowy, zredukowano zużycie paliwa do 2,7 dm<sup>3</sup>/h oraz masę silnika do 20 kg.

W 1969 roku prowadzono intensywne próby nad prototypowym silnikiem o symbolu DE-25. Był to dwucylindrowy silnik o zapłonie iskrowym, dwusuwowy, z przepłukaniem zwrotnym, o pojemności skokowej 350 cm<sup>3</sup>, chłodzony cieczą. Średnica cylindra wynosiła 61 mm, a skok tłoka 59,5 mm, stopień sprężania określono na 7,8. Ciężar silnika wynosił 45 kg. Do silnika tego adaptowano cylindry oraz tłoki z silnika motocyklowego „Wiatr”. W układzie zapłonowym zastosowano iskrownik i mechanizm przyspieszenia zapłonu szwedzkiej firmy Haldex. W układzie zasilania wykorzystano gaźnik i przeporną pompę paliwa firmy Bing. Istotną wadą tego silnika był jednak brak tzw. rewersu, czyli biegu wstecznego i biegu neutralnego.

Silniki przyczepne polskiej produkcji oceniane były w sporcie motorowodnym jako bardzo dobre konstrukcje. Zastosowano w nich wiele prostych, a zarazem praktycznych i skutecznych rozwiązań. Niestety polscy producenci tych silników nie byli w stanie zapewnić takiej wielkości produkcji, która pokryłaby zapotrzebowanie rynku. Inną istotną przeszkodą w ich upowszechnieniu był brak części zamiennych, który zahamował zapotrzebowanie i dalszy ich rozwój.

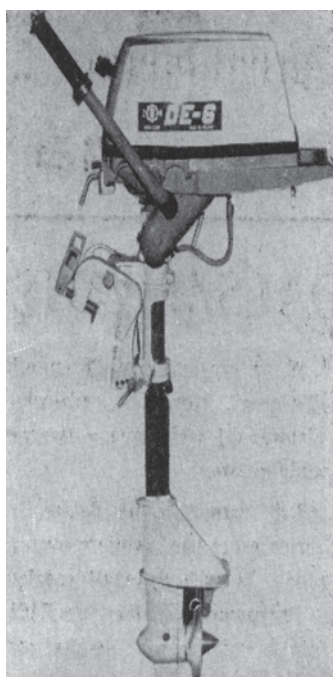
the domestic engines caused the discontinuation of their production in 1970.

The production of engines under the name AS in 500 and 1000 cm<sup>3</sup> versions was started in Poznań in the 1960's. They were designed and manufactured by Antoni Schneider. In 1967 the production of the AS1000 engine was commenced. This was a spark ignition, two-stroke, four-cylinder engine in a “double boxer” arrangement and 996 cm<sup>3</sup> cubic capacity (Fig. 8). A fuel tank of 20 dm<sup>3</sup> capacity was put in the feed system. The tank was connected with the engine by means of pressure conduits and the fuel pump fixed in the engine supplied the fuel to four carburetors, separate for each cylinder. The lubricant oil had to be added to the fuel at 1:25 ratio (mix lubrication). The engine was liquid-cooled and the coolant circulation was forced by water pump placed in the bottom. The exhaust system was so constructed that the exhaust gases escaped through the propeller screw, which provided substantial reduction of noise emitted by the engine. A device called reverse was also applied, this assured the forward, back and neutral gear switching. The engine weighed 89 kg, according to its manufacturer – 89 kg. With compression ratio 8,5 the engine reached power 58–60 HP (43–44 kW) at 6000–6300 rpm.

Metal Works [Zakłady Metalowe im. T. Dąbala] in Nowa Dęba launched on the market the largest number of engines made in Poland. They produced engines marked with common symbol DE, of various power values: 6, 18, 25 and 35 HP (4,5; 14; 18; 16 kW). The first engines that were manufactured in 1967 were marked with symbol DE-6. They were to replace the failed Warta and Niesob engines, due to the continuous growth in demand for small auxiliary engines.

DE-6 was a one-cylinder, spark ignition, two-stroke, back-flow scavenging, liquid-cooled engine with 123 cm<sup>3</sup> cubic capacity. The cylinder's diameter was 52 mm and the piston stroke was 58 mm; the compression grade was 7.5. the engine obtained power 5.2 HP (3.8 kW) at 5000 rpm. The structure of the DE-6 was close to that of the WSK-125 motorcycle engine. In both engines common elements were used: the piston, the crank system, the magneto, the carburetor, i.e. units that decided on the engine's operation. In 1969 the improved version of the DE-6 engine (Fig. 9) was introduced, its power being increased to 9.5 HP (7 kW) at 6000 rpm. The new floatless carburetor was used then, the fuel consumption was reduced to 2.7 dm<sup>3</sup>/h and the engine weight – to 20 kg.

In 1969 intensive tests were carried out on the prototype DE-25 engine. It was a two-cylinder, spark ignition, two-stroke, back-flow scavenging, liquid-cooled engine with 350 cm<sup>3</sup> cubic capacity. The cylinder's diameter was 61 mm and the piston stroke 59.5 mm, the compression grade was determined as 7.8. The engine's weight was 45 kg. The cylinders and pistons for that engine were adapted from the „Wiatr” motorcycle engine. In the ignition system the magneto and ignition acceleration mechanism from Haldex, Sweden were applied. The carburetor and fuel pump from Bing were used in the feeding system. A significant disadvantage of the engine, however, was the lack of the so-called reverse, i.e. the back and neutral gear.



Rys. 9. Silnik DE-6 z roku 1970 [4]

Fig. 9. The DE-6 engine of 1970 [4]

## 5. Współczesne rozwiązania konstrukcyjne silników przyczepnych

### 5.1. Ogólne uwarunkowania

Rozwój konstrukcji silników przyczepnych następował niezależnie w grupach silników dwu- i czterosuwowych. Obecnie znaczny udział w stymulowaniu zmian konstrukcyjnych mają coraz bardziej wymagające normy dotyczące ochrony środowiska. W odniesieniu do silników przyczepnych normy te określają przepisy *United States Environmental Protection Agency* – US EPA (tab. 1).

Tabela 1. Wymagania normy EPA w odniesieniu do emisji HC+NO<sub>x</sub>  
Table 1. EPA requirements – HC+NO<sub>x</sub> emission

Rok produkcji modelu/Model year of manufacture	HC+NO <sub>x</sub> , g/(kW·h)	
	Moc silnika poniżej 4,3 kW/ Engine power below 4.3 kW	Moc silnika powyżej 4,3 kW*/ Engine power above 4.3 kW*
1998	278	$0,917 \cdot (151 + 557/P^{0,9}) + 2,44$
1999	263	$0,833 \cdot (151 + 557/P^{0,9}) + 2,89$
2000	226	$0,750 \cdot (151 + 557/P^{0,9}) + 3,33$
2001	204	$0,667 \cdot (151 + 557/P^{0,9}) + 3,78$
2002	179	$0,583 \cdot (151 + 557/P^{0,9}) + 4,22$
2003	155	$0,500 \cdot (151 + 557/P^{0,9}) + 4,67$
2004	130	$0,417 \cdot (151 + 557/P^{0,9}) + 5,11$
2005	105	$0,333 \cdot (151 + 557/P^{0,9}) + 5,56$
2006	81	$0,250 \cdot (151 + 557/P^{0,9}) + 8,00$

\* dla silników osiągających moc powyżej 4,3 kW emisja jest określona w funkcji mocy silnika P podanej w kilowatach/for engines attaining power above 4,3 kW the emission is defined in the function of underwater power of the engine P (kW).

Spełnienie ostrych norm emisji węglowodorów w dwusuwowych silnikach przyczepnych wymaga wyposażenia ich we wtrysk paliwa oraz wtryskowe dozowanie oleju smarującego. Dzięki wprowadzeniu bezpośredniego wtrysku paliwa silniki dwusuwowe stały się ponownie konkurencyjne w stosunku do wprowadzonych na początku lat 90-tych silników czterosuwowych. Jednak silniki czterosuwowe wykazują mniejsze zużycie paliwa i hałaśliwość pracy, i coraz bardziej dominują na rynku. Na rok 2008 zostało przez wielu produ-

The Polish attachable engines contributed in the history of the motorboat sports as very good designs. Numerous simple, but practical and efficient solutions were applied. Unfortunately, the Polish manufacturers of the engines were not able to provide the production volume to cover the market demand. Another substantial obstacle in their large-scale distribution was the lack of spare parts that impeded the demand and their further development.

## 5. New structural solutions in the attachable engines

### 5.1. Main overall conditions

The development of modern attachable engines occurred independently in the groups of two- and four-stroke engines. Presently the large contribution in stimulation the structural changes are the more and more stringent environment protection standards. As far as the attachable engines are concerned, the standards are determined by the rules of *United States Environmental Protection Agency* – US EPA (Tab. 1).

It is required to fit the engines with fuel and lubricant oils injection and injection in order to meet the stringent hydrocarbon emission standards for two-stroke attachable engines. Thanks to the introduction of direct fuel injection, the two-stroke engines have again become competitive towards the four-stroke engines introduced in the early 1990's. However, the four-stroke engines outrank them in terms of fuel consumption and noise of operation and are more and more dominant on the market. Numerous manufacturers announced termination of two-stroke engine production in 2008, justified by further, more stringent emission standards. The comparison of the main usable characteristics of the outboard engines is presented in Tab. 2.

Tabela 2. Porównanie zalet i wad silników przyczepnych w zależności od zastosowanego układu zasilania  
Table 2. Comparison of advantages and disadvantages of attachable engines, depending on the feeding system used

Rodzaj układu zasilania/ Type of feeding system	Silnik dwusuwowy/ Two-stroke engine			Silnik czterosuwowy/ Four-stroke engine	
	Gaźnik/ Carburetor	Układ wtryskowy DFI/ Direct fuel injection DFI	Układ wtryskowy EFI*/ Electronic Fuel Injection EFI*	Gaźnik/ Carburetor	Układ wtryskowy EFI/Electronic Fuel Injection EFI
Cecha/Characteristic					
Cena/Price	++	+/-	+	-	--
Waga/Weight	++	+/-	+	--	--
Zużycie paliwa/Fuel consumption	--	++	+/-	+	++
Przyspieszenie/Acceleration	+	++	++	-	-
Poziom hałasu/Noise level	-	+	+/-	-	++
Koszty naprawy/Repair costs	++	-	+/-	++	++
Niezawodność/Reliability	+/-	+	+/-	--	--

DFI – Direct Fuel Injection

EFI – Electronic Fuel Injection; \*) jedynie firma Mercury/Mercury only

+ zaleta, - wada

centów zapowiedziane zakończenie produkcji silników dwusuwowych uzasadniane dalszym zaostreniem norm toksyczności. Porównanie głównych cech użytkowych silników zaburtowych przedstawione zostało w tabeli 2.

Firmy współcześnie produkujące silniki zaburtowe oferują różne ich typoszeregi i wiele wersji mocy. Rozwijane moce zależą w dużym stopniu od zastosowanego układu zasilania, tabela 3.

## 5.2. Rozwiązania

### konstrukcyjne silników dwusuwowych

Początki rozwoju silników zaburtowych związane były z silnikami dwusuwowymi, co wynikało z prostoty ich konstrukcji i małych kosztów produkcji. Nie występowały w nich istotne problemy z zasilaniem, smarowaniem i chłodzeniem w specyficznych, trudnych warunkach pracy. Prowadzone w kolejnych latach prace nad doskonaleniem konstrukcji spowodowały, że silnik tego typu był najczęstszym rozwiązaniem stosowanym do napędu łodzi w charakterze napędu przyczepnego.

#### Gaźnikowe systemy zasilania silników dwusuwowych

Silniki dwusuwowe o mocach nie przekraczających 25 KM (18 kW) mogą spełnić współczesne normy emisji mimo, że są one z reguły wyposażone w gaźnik. Warunkiem osiągnięcia zadowalającego poziomu emisji węglowodorów jest jednak zastosowanie wtryskowego dozowania oleju smarującego do ważniejszych węzłów konstrukcji.

W typowym układzie zasilania stosowana jest membranowa pompa paliwa pracująca zgodnie z cyklem pracy silnika. Przestrzeń nad membraną jest połączona ze skrzynią korbową, w której odbywa się proces rozprężania, a przestrzeń pod membraną połączona jest z drugą częścią skrzyni korbowej, w której odbywa się sprężanie. Powstająca w trakcie pracy cykliczna zmiana ciśnienia wywołuje ugięcie membrany powodujące tłoczenie paliwa do komory pływakowej w gaźniku. Tę zasadę działania ilustruje rysunek 10. Uruchomienie silnika następuje po wcześniejszym zalaniu pompy paliwem przez naciskanie na tzw. „gruszkę”, która znajduje się na przewodzie paliwowym.

#### Systemy wtryskowe wykorzystywane do zasilania silników dwusuwowych

Na początku lat 90-tych wszystkie firmy produkujące silniki przyczepne prowadziły intensywne badania nad zastosowaniem wtrysku paliwa do silników dwusuwowych; niektóre z nich zakończyły się niepowodzeniem. Oczekiwano, że wprowadzenie wtryskowego systemu zasilania do takich silników pozwoli na uzyskanie podobnych wskaźników po-

Tabela 3. Zestawienie wybranych silników przyczepnych z zaznaczeniem stosowanego układu zasilania (tabela nie obejmuje wszystkich silników)

Table 3. Comparison of selected attachable engines indicating the feeding system applied (the table does not include all the manufacturers of such engines)

Silnik dwusuwowy/ Two-stroke engine			Silnik czterosuwowy/ Four-stroke engine		
Rodzaj układu zasilania/ Type of feeding system	gaźnik/ carburetor	układ wtryskowy DFI/Direct Fuel Injection DFI	układ wtryskowy EFI*)/ Electronic Fuel Injection EFI*)	gaźnik/ carburetor	układ wtryskowy EFI/Electronic Fuel Injection EFI
Firma i oznaczenie silnika/ Company and engine marking	Mercury Classic Yamaha 2-stroke Johnson 2-stroke	Evinrude FICHT Evinrude E-Tech Mercury Optimax Yamaha HPDI	Mercury EFI	Mercury 4-stroke Yamaha 4-stroke Johnson 4-stroke Honda 4-stroke Suzuki 4-stroke	Mercury 4-stroke EFI Honda 4-stroke EFI Yamaha 4-stroke EFI Suzuki 4-stroke
Przedział mocy*)/ Power range*)	2-25 KM (1,5-18,5 kW)	75-250 KM (55-185 kW)	150-250 KM (110-185 kW)	2-70 KM (1,5-51 kW)	30-225 KM (22-165 kW)

\*) dla różnych producentów może występować różny przedział oferowanych mocy/various ranges of powers offered may apply to various manufacturers

The companies manufacturing outboard engines nowadays offer various series of types and power versions. The power values largely depend on the feeding system applied (Tab. 3).

### 5.2. Two-stroke engine structural solutions

The beginnings of outboard engine development were related to the two-stroke engines, which resulted from the simplicity of their structure and low production costs. No significant problems with feeding, lubrication and cooling occurred in them in the specific, hard operation conditions. The work done in the subsequent years on the structure improvement caused that this type of engine was the most frequent solution applied to power the boats within the attachable power group.

#### Carburetor systems of feeding two-stroke engines

Two-stroke engines with powers not exceeding 25 HP (18 kW) may comply with the contemporary emission standards, despite the fact that they are furnished with carburetor, as a rule. The condition for reaching satisfactory hydrocarbon emission level, however, is the application of lubricant injection for more important structural joints.

In a typical feeding system the membrane fuel pump is being applied, which operates according to the engine operation cycle. The space over the membrane is connected to the crankcase where the decompression takes place and the space under the membrane is connected to the other part of the crank case where the compression takes place. The cyclic change of pressure arising during the operation evokes the membrane's deflection causing the fuel being pumped into the float chamber in the carburetor. This operating principle is illustrated by Fig. 10. In order to start the engine, the fuel pump must be primed by the fuel; this is done by pressing the so-called "bulb", mounted on the fuel conduit.

#### Injection systems used for feeding two-stroke engines

In the early 1990's all the attachable engine manufacturers carried out intensive research on the application of fuel

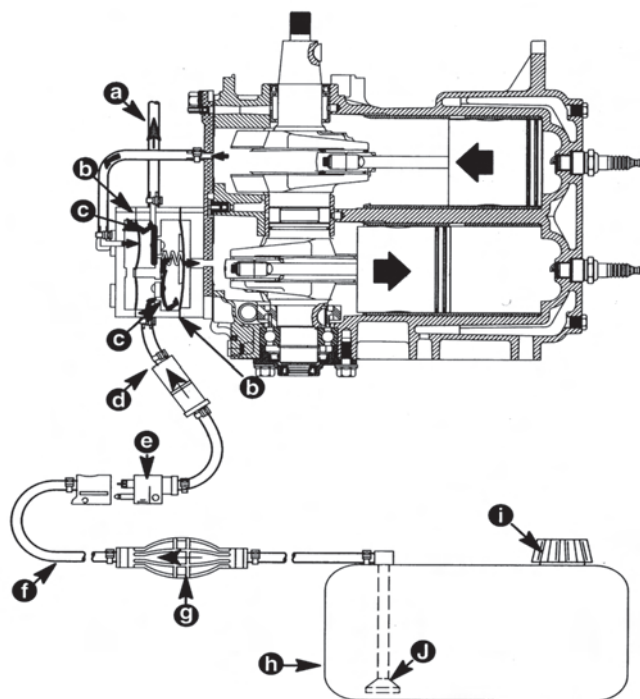
równawczych, jak we wchodzących na rynek silnikach czterosurowych, z jednoczesnym zachowaniem korzystnych wartości masowego wskaźnika mocy.

Pierwszą firmą, która wprowadziła bezpośredni wtrysk paliwa do dwusuwowych silników przyczepnych, była firma Evinrude, stosując system o nazwie FICHT. Następnie w 1996 roku firma Mercury wprowadziła system wtryskowy o nazwie Optimax do silnika o mocy 200 KM (ok. 150 kW), a kolejną firmą była Yamaha ze swoim systemem o symbolu HPDI. W tabeli 4 przedstawiono parametry techniczne tych silników.

W silnikach przyczepnych powietrze zasysane jest z otoczenia przez specjalnie skonstruowaną obudowę, która uniemożliwia dostawanie się wody do przewodów dolotowych. W systemie Optimax powietrze znajdujące się już pod obudową silnika dostaje się do przewodu dolotowego i do przepustnicy. Na osi przepustnicy umieszczony jest czujnik jej położenia. W kanale dolotowym przed przepustnicą znajduje się czujnik temperatury zasysanego powietrza. Po przejściu przez przepustnicę powietrze trafia do zasobnika, który jest od dołu zamknięty płytą kierującą przepływ powietrza i wyposażoną w zawory płytkowe. Po przejściu przez zawory płytkowe powietrze trafia do skrzyni korbowej, a następnie – zgodnie z ruchem tłoka po odsłonięciu okna dolotowego – do cylindra. Konstrukcję układu dolotowego silnika Mercury 150 DFI Optimax pokazano na rys. 11.

Zastosowana w silniku sprężarka jest chłodzona wodą w celu zmniejszenia temperatury powietrza mieszającego się z paliwem. Powietrze jest zasysane przez filtr, a następnie przez zawór płytkowy trafia do sprężarki, gdy tłok porusza się w dół. Po zmianie kierunku ruchu tłoka następuje zamknięcie zaworu płytkowego i sprężanie powietrza. Sprężone powietrze trafia do przewodu rozdzielającego. Po przekroczeniu ciśnienia 550 kPa następuje otwarcie zaworu regulatora ciśnienia, a upuszczane powietrze dostaje się do układu wydechowego i wypływa razem ze spalinami przez śrubę napędową (w innych wersjach silnika powietrze trafia do kanału dolotowego).

Układ paliwowy składa się z typowego zbiornika paliwa umieszczonego w łodzi, przewodów paliwowych z tzw. gruszką, filtra paliwa, który pełni także funkcję separatora wody, pompy membranowej niskiego ciśnienia i pompy wysokiego ciśnienia (rys. 12). Paliwo tłoczone jest



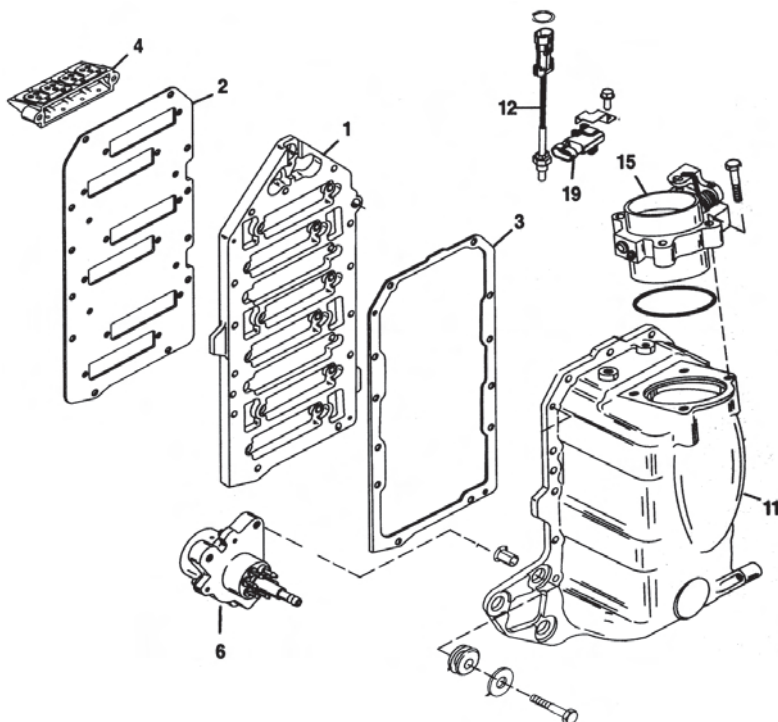
Rys. 10. Typowy układ paliwowy silnika dwusuwowego [5]:  
a) przewód doprowadzający paliwo do gaźnika, b) membrana w pompie paliwa, c) zawór kontrolny, d) filtr paliwa, e) połączenie przewodów paliwowych, f) przewód paliwowy, g) „gruszka”, h) zbiornik paliwa, i) wlew paliwa, j) smok zasysania paliwa

Fig. 10. Typical fuel system of a two-stroke engine: a) the conduit leading the fuel to the carburetor, b) membrane in the fuel pump, c) control valve, d) fuel filter, e) fuel conduit connection, f) fuel conduit, g) „bulb”, h) fuel tank, i) filler, j) suction rose

Tabela 4. Dane techniczne dwusuwowych silników zaburtowych: Mercury 150 DFI Optimax i Yamaha 150 HPDI

Table 4. Technical data of the Mercury 150 DFI Optimax engine

Model/Model	Mercury 150 DFI Optimax	Yamaha 150 HPDI
Cykl pracy/Operation cycle	dwusuwowy, z przepłukaniem zwrotnym/two-stroke with backflow scavenging	dwusuwowy, z przepłukaniem zwrotnym/two-stroke with backflow scavenging
Układ cylindrów - liczba cylindrów/Cylinder arrangement - number of cylinders	V-6, kąt rozwidlenia 60°/V-6, bifurcation angle 60°	V-6, kąt rozwidlenia 76°/V-6, bifurcation angle 76°
Pojemność skokowa/Cubic capacity	2508 cm <sup>3</sup>	2596 cm <sup>3</sup>
Skok tłoka/Piston stroke	67,3 mm	-
Średnica cylindra/Cylinder diameter	88-92,5 mm	-
Moc/Power output	150 KM (111,8 kW)	150 KM (110,3 kW)
Prędkość obrotowa przy pełnym obciążeniu/Engine speed with full load	5250-5750 obr/min	4500-5500 obr/min
Prędkość obrotowa biegu jałowego/Engine speed in idle run	550 ±25 obr/min	550 ±25 obr/min
Ciśnienie w przewodzie przed wtryskiwaczem/ Pressure in the conduit before injector	613,5 ±13,8 kPa	brak danych
Smarowanie/Lubrication with fuel/lubricant mix	mieszanka paliwo:olej smarujący, na biegu jałowym 400:1, przy pełnym obciążeniu 60:1	wtrysk oleju
Waga/Weight	195 kg	216 kg

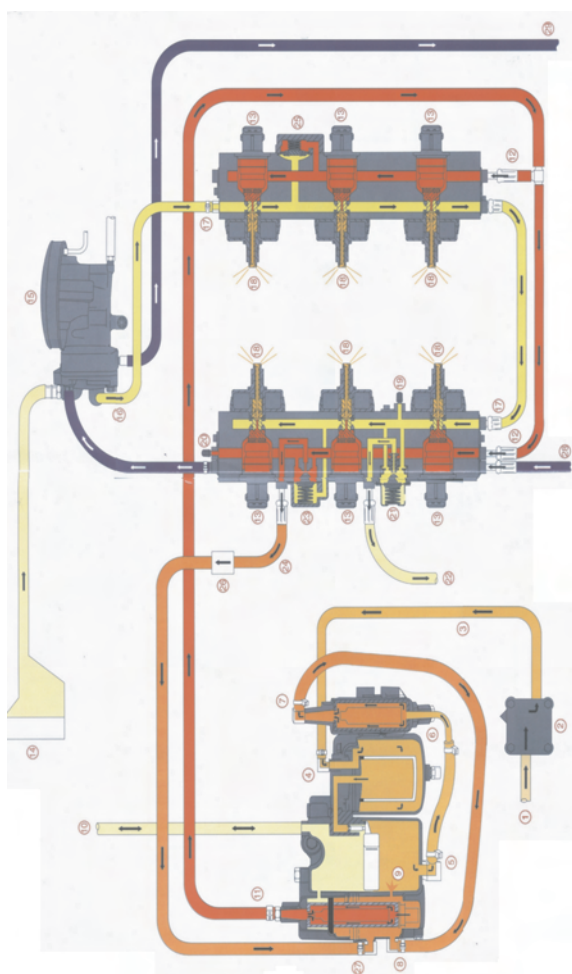


Rys. 11. Układ dolotowy silnika Mercury 150 DFI Optimax [5]: 1) płyta kierująca przepływ powietrza, 2, 3) uszczelki, 4) zawór płytkowy, 6) pompa oleju, 11) zasobnik powietrza, 12) czujnik temperatur, 15) obudowa przepustnicy, 19) czujnik podciśnienia

Fig. 11. The inlet system of the Mercury 150 DFI Optimax engine; 1) plate directing air flow; 2, 3) gaskets; 4) plate valve; 15) throttling valve casing; 11) air container

injection in two-stroke engines some of which failed. It was expected that the introduction of fuel injection system to two-stroke engines would allow obtaining similar comparable indexes as in the four-stroke engines entering the market with simultaneous maintenance of favorable values of the mass power index.

The first company that introduced direct fuel injection to its two-stroke attachable engines was Evinrude applying a system named FICHT. Next, in 1996 Mercury introduced injection system named Optimax in a 200 HP (ca. 150 kW) engine, and the next company was Yamaha with



Rys. 12. Schemat obiegu paliwa i powietrza w silniku Mercury 150 DFI Optimax [5]: 1) doprowadzenie paliwa z gruszki, 2) pulsacyjna pompa paliwa założona na silniku, 3) przewód doprowadzający paliwo do filtra paliwa, 4) filtr paliwa z separatorem wody, 5) odpływ paliwa z separatora wody, 6) dołot paliwa do elektrycznej niskociśnieniowej pompy, 7) odpływ paliwa z elektrycznej niskociśnieniowej pompy, 8) doprowadzenie paliwa do elektrycznej pompy wysokociśnieniowej, 9) kanał przejściowy, 10) dopływ powietrza do separatora wody, 11) odpływ paliwa z elektrycznej pompy wysokociśnieniowej, 12) doprowadzenie paliwa pod wysokim ciśnieniem do szyny powietrzno-paliwowej, 13) złącze elektryczne umożliwiające sterowaniem wtryskiwacza, 14) dopływ powietrza do sprężarki powietrza, 15) sprężarka powietrza, 16) wylot powietrza pod zwiększonym ciśnieniem, 17) doprowadzenie powietrza pod wysokim ciśnieniem do szyny powietrzno-paliwowej, 18) wtrysk mieszanki paliwowo-powietrznej do komory spalania, 19) zawór skalujący ciśnienie powietrza, 20) zawór skalujący ciśnienie paliwa, 21) membranowy zawór regulujący ciśnienie robocze powietrza, 22) przewód odprowadzający powietrze do układu wydechowego, 23) membranowy zawór regulujący ciśnienie robocze paliwa, 24) przewód odprowadzający paliwo do separatora wody, 25) zawór pochłaniający pulsacje paliwa powstałe przy działaniu pomp paliwa, 26) zawór kontrolny, 27) powrót paliwa do elektrycznej pompy wysokiego ciśnienia, 28) dołot wody chłodzącej szynę paliwowo-powietrzną oraz sprężarkę powietrza, 29) powrót wody chłodzącej do otoczenia

Fig. 12. Fuel/air circulation diagram in the Mercury 150 DFI Optimax engine [5]; 1) fuel supply from the filter, 2) pulsating fuel pump mounted on the engine, 3) hose supplying fuel to the filter, 4) fuel filter with water separator, 5) fuel outflow from the water separator, 6) fuel intake to the electric low-pressure pump, 7) fuel outflow from the electric low-pressure pump, 8) fuel supply to the high-pressure electric pump, 9) transition hose, 10) air inflow to the water separator, 11) fuel outflow from the electric high-pressure pump, 12) fuel supply under high pressure to the air-fuel rail, 13) electric coupling enabling injector control, 14) air intake to the air compressor, 15) air compressor, 16) air outflow under increased pressure, 17) air supply under high pressure to the air-fuel rail, 18) air-fuel mixture injection into the combustion chamber, 20) valve scaling the fuel pressure, 21) membrane valve regulating the air operating pressure, 22) duct directing the air to the exhaust system, 23) membrane valve

regulating the fuel operating pressure, 24) hose taking off the fuel to the water separator, 25) valve absorbing fuel pulsations occurring when the fuel pumps operate, 26) control valve, 27) fuel return to the high-pressure electric pump, 28) inflow of water cooling the fuel-air rail and the air compressor, 29) cooling water return to the environment

przez pompę wysokiego ciśnienia do przewodu rozdzielającego pod ciśnieniem ok. 620 kPa. Paliwo znajdujące się w przewodzie rozdzielającym musi mieć ciśnienie wyższe o ok. 70 kPa od powietrza znajdującego się w tym przewodzie. Taka różnica ciśnień zapewnia właściwe sterowanie i kalibrację układu. Zawór przelewowy paliwa zapewnia utrzymanie stałego ciśnienia (620 kPa), ale również stale koryguje wartość różnicy ciśnień między paliwem a powietrzem. W zaworze na jedną stronę membrany dopływa paliwo, a na drugą powietrze. Membrana jest połączona ze sprężyną zapewniającą odpowiednią różnicę ciśnień. Ugięcie membrany powoduje zamknięcie lub otwarcie dopływu paliwa. Paliwo z zaworu przelewowego za pośrednictwem przewodów trafia do filtra paliwa z wbudowanym separatorem wody. W celu uniknięcia pulsacji ciśnienia paliwa i powietrza pochodzących od pompy paliwa i sprężarki w przewodzie rozdzielającym wbudowano gumową membranę, która ugina się pod wpływem pulsacji ciśnienia i tłumi je.

Główną cechą systemu Optimax jest wtrysk mieszanki paliwowo-powietrznej do cylindra silnika. W celu utworzenia tej mieszanki stosuje się wtrysk paliwa do przewodu rozdzielającego pod ciśnieniem 6,2 bar, w którym znajduje się powietrze. Z przewodu mieszanka jest wtryskiwana do cylindra silnika przy wykorzystaniu wtryskiwacza specjalnej konstrukcji, w którym iglica otwiera się na zewnątrz, w głąb komory spalania (rys. 13). Ta zasada pracy przypomina system zasilania silnika typu Orbital (wg koncepcji Saricha).

Układ wtryskowy sterowany jest komputerem, który analizuje sygnały z czujników: położenia wału korowego, położenia przepustnicy, podciśnienia w przewodzie dolotowym i temperatury silnika. Na podstawie uzyskanych informacji program komputerowy dokonuje doboru czasu początku wtrysku, czasu trwania wtrysku oraz czasu wystąpienia zapłonu.

Jednym z systemów wtryskowych wykorzystywanych do zaburtowych silników dwusuwowych jest system firmy Yamaha o symbolu HPDI (*High-Pressure Direct Injection*). Został on zastosowany w siedmiu wersjach silników o pojemności 2596 cm<sup>3</sup>, V6 o kącie rozwidlenia 76°; silniki te rozwijają moc w przedziale od 150 do 300 KM (110–220 kW), a dzięki zastosowaniu układu wtryskowego HPDI spełniają normy emisji EPA 2006. W tabeli 4 porównawczo przedstawiono dane techniczne silnika Yamaha 150 HPDI.

Zasada działania układu wtryskowego HPDI jest podobna do układu Optimax. Firma Yamaha wprowadziła tylko niewielkie zmiany konstrukcyjne w budowie poszczególnych elementów składowych układu, wśród których najistotniejsza jest inna konstrukcja wtryskiwacza. Wtryskiwacz otwiera się nie w głąb komory spalania, jak w systemie Optimax, lecz jak klasyczny wtryskiwacz samochodowy.

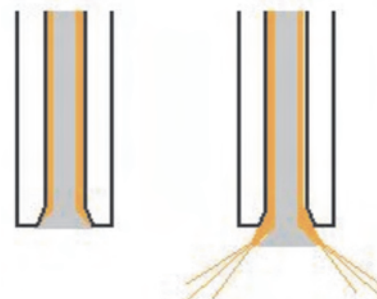
W nowoczesnych silnikach zaburtowych rezygnuje się ze smarowania mieszankowego na rzecz oddzielnego układu smarowania, często o skomplikowanej budowie. W silniku Mercury 150 DFI Optimax stosuje się układ olejenia złożony z dwóch zbiorników oleju (jednego całkowicie wypełnionego), pomp olejowych i przewodów dostarczających olej (rys. 14). Olej smarujący tłoczony jest dzięki wykorzy-

its HPDI system. In Table 4 the technical parameters of these engines have been presented.

The air in the attachable engines is sucked into the engine from the environment by special casing that stops the water getting into the inlet conduits. The air right under the engine housing in the Optimax system gets to the inlet conduit and to the throttling valve. The throttling valve location sensor is placed on the throttling valve axis. After passing through the throttling valve, the air gets in the storage tank closed from the bottom with the plate directing the air flow and fitted with plate valves. The air having passed the plate valves gets in the crank case and then – according to the piston movement after opening the inlet window – gets into the cylinder. The structure of the Mercury 150 DFI Optimax engine is shown in Fig. 11.

The compressor used in the engine is water-cooled, in order to reduce temperature of the air mixed with the fuel. The air is sucked in through the filter and then reaches the compressor through the plate valve while the piston is in its downward movement. After the piston movement direction changes, the plate valve locks and the air is compressed. Upon exceeding the pressure of 550 kPa, the pressure regulator valve opens and the air released passes to the exhaust system and flows out together with the exhaust through the screw propeller (in other versions of the engine the air passes into the intake duct).

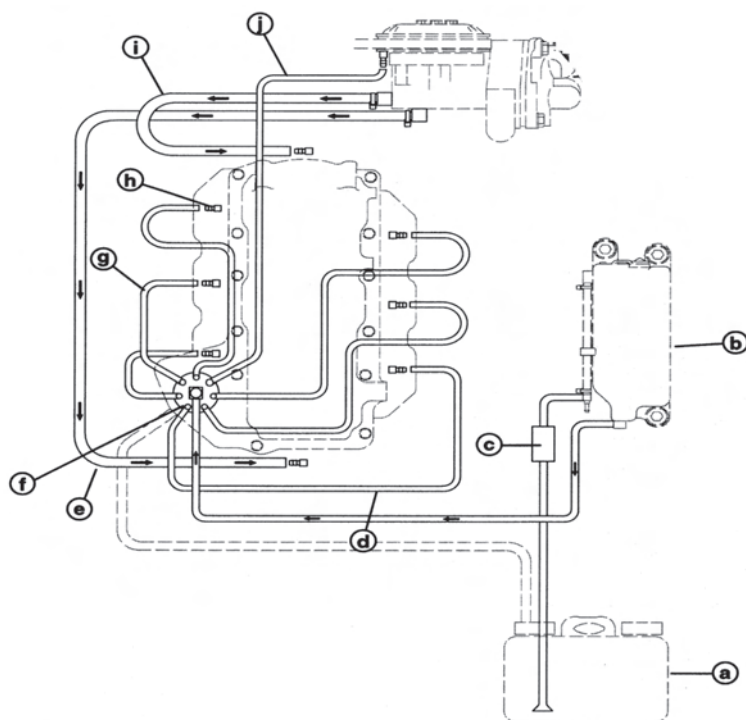
The fuel system consists of a typical fuel tank fitted in the boat, fuel hoses with a so-called bulb, fuel filter also functioning as the water separator, low-pressure membrane pump and high-pressure pump (Fig. 12). The fuel is forced through the high-pressure pump to the separator hose under the pressure of approximately 620 kPa. The fuel in the separator hose must reach the pressure by approximately 70 kPa above that of the air inside the same hose. Such a pressure difference provides appropriate control and calibration of the system. The fuel overflow valve provides maintenance of constant pressure (620 kPa), but also continuously adjusts the fuel/air pressure difference value. Fuel flows on one side of the membrane in the valve, while the air flows on the other. The membrane is connected to a spring providing appropriate pressure difference. Bending the membrane causes a locking or opening of the fuel inflow. The fuel from the overflow valve flows along the hoses to the fuel filter with a built-in water separator. To avoid fuel pressure and air pulsations coming from the fuel pump and the compressor, a rubber membrane was built in the separating hose. The membrane bends under the pressure pulsation and attenuates it.



Rys. 13. Konstrukcja rozpylacza w układzie Optimax

Fig. 13. Spray nozzle structure in the Optimax system

staniu ciśnienia w skrzyni korbowej z głównego zbiornika do drugiego zbiornika zamontowanego na silniku, z którego dostarczana jest do pompy olejowej. Pompa olejowa sterowana jest przez komputer i ma siedem sekcji tłoczących. Sześć z nich wykorzystywanych jest do smarowania poszczególnych cylindrów, a siódma dostarcza olej do sprężarki powietrza. Ilość oleju dostarczana do punktów smarnych zależy od prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Zarówno w silniku Mercury, jak i w silniku Yamaha zaleca się stosowanie specjalnych olejów smarujących.



Rys. 14. Układ smarowania silnika Mercury 150 DFI Optimax [5]:

- a) główny zbiornik oleju, b) drugi zbiornik oleju, c) filtr oleju, d) przewód olejowy,
- e) przewód olejowy doprowadzający olej do dolnego łożyska wału korbowego,
- f) pompa oleju, g) przewód doprowadzający olej do cylindra, h) przyłącze z zaworem,
- i) przewód olejowy doprowadzający olej do górnego łożyska wału korbowego,
- j) przewód doprowadzający olej do sprężarki

Fig. 14. The lubricating system of the Mercury 150 DFI Optimax [5]: a) main oil tank, b) second oil tank, c) oil filter, d) oil duct, e) oil duct supplying the oil to the lower bearing of the crankshaft, f) oil pump, g) duct supplying the oil to the cylinder h) terminal with valve, i) oil duct supplying oil to the upper crankshaft bearing, j) duct supplying oil to the compressor

### 5.3. Rozwiązania konstrukcyjne silników czterosurowych

Silniki czterosurowe zastosowane do napędu łodzi pojawiły się na dużą skalę w latach 90. Ich cicha praca i małe zużycie paliwa spowodowały, że obecnie zaczynają one przeważać nad silnikami dwusurowymi. Problemy takie jak smarowanie silnika czy układ rozrzadu i duża waga silnika nie stanowią już problemu. Silniki czterosurowe dostarczane są w zakresie mocy od 2 do 250 KM. W początkowej fazie produkcji silniki małej mocy były wyposażone w gaźnik. Nowe silniki czterosurowe mają już układ wtryskowy.

#### Systemy wtryskowe do zasilania silników czterosurowych

Do zasilania czterosurowych silników przyczepnych wykorzystywany jest układ wtryskowy. We wszystkich sil-

The main characteristic of the Optimax system is the injection of the fuel-air mixture into the engine cylinder. In order to form such a mixture, the fuel injection is applied under 6.2 bar pressure into the separating hose containing the air. From the hose the mixture is injected to the engine cylinder with the use of injector with specific structure in which the needle opens outside into the combustion chamber (Fig. 13). This principle of operation resembles the Orbital engine supply system (according to the Sarich concept).

The injection system is controlled by a computer that analyzes the signals from the crankshaft position sensors, throttling valve position sensors, vacuum in the intake duct and engine temperature. Based on the acquired information the computer program selects the moment of initializing the injection, the injection duration and the point of ignition.

One of the injection systems used for outboard two-stroke engines is the system from Yamaha bearing the symbol HPDI (*High-Pressure Direct Injection*). It was used in seven versions of the 2596 cm<sup>3</sup> V6 with 76° bifurcation angle engines; the power of such engines is within the range from 150 to 300 HP (110–220 kW), and thanks to the injection system applied, the HPDI engines meet the emission standards of EPA 2006. Table 4 presents the comparative technical data of the Yamaha 150 HPDI engine.

The injection system operating principle in HPDI engines is similar to that of the Optimax system. Yamaha implemented some minor design modifications only in the construction of the particular system components. Instead of opening into the combustion chamber, like in the Optimax system, the injector opens like a classic car engine injector.

In modern outboard engines mixed lubrication is replaced by separate lubrication system, often of a complex structure. In the Mercury 150 DFI Optimax engine, the lubrication system is composed of two oil tanks (one completely filled), oil pumps and oil supply ducts (Fig. 14). The lubrication oil is pumped under pressure in the crankcase from the main tank to the other tank

mounted on the engine and from the latter tank – further to the oil pump. The oil pump is computer controlled and has seven pumping sections. Six of them are used for lubricating the particular cylinders and the seventh one supplies the oil to the air compressor. The quantity of oil supplied to the lubricating points depends on the engine speed and load. Both in the Mercury and the Yamaha engines the use of special lubricating oils is recommended.

### 5.3. Design solutions of four-stroke engines

The four-stroke engines used for boat propulsion became widely used in the 1990's. Their low-noise operation and low fuel consumption have recently made them prevail over the two-stroke engines. Such issues as engine lubrication or

nikach Mercury jest to system o nazwie EFI (*Electronic Fuel Injection*). W silnikach o mocach 40/50/60 KM stosowany jest taki sam układ, jedynie jednostka sterująca (komputer) ma inną mapę wtrysku paliwa, co pozwala na zróżnicowanie osiąganych mocy. W tabeli 5 zestawiono dane techniczne zaburtowych silników czterosuwowych: Mercury 60 EFI i Suzuki DF 250.

Układ dolotowy silnika Mercury 60 EFI został przedstawiony na rysunku 15. Wyposażony jest w przepustnicę

timing-gear system and heavy weight of the engine cause no problems any more. The four-stroke engines are available within the power range from 2 to 250 hp. At the initial production stage the low-power engines were fitted with a carburettor. The new four-stroke engines already have an injection system.

#### Injection systems for four-stroke engines

The injection system is used to feed four-stroke attached engines. For all the Mercury engines, it is a system called

EFI (*Electronic Fuel Injection*). In engines with the power 40/50/60 HP the same system is applied, except that the control unit (computer) has a different fuel injection map that allows different power ratings. Table 5 lists the technical data of the outboard four-stroke engines: Mercury 60 EFI and Suzuki DF 250.

The intake system of the Mercury 60 EFI engine has been presented in Fig. 15. It is fitted with a throttling valve with position sensor and idle run stepper motor. The system has an air chamber, separate supply ducts for each cylinder and vacuum sensor in the intake duct and intake air temperature sensor.

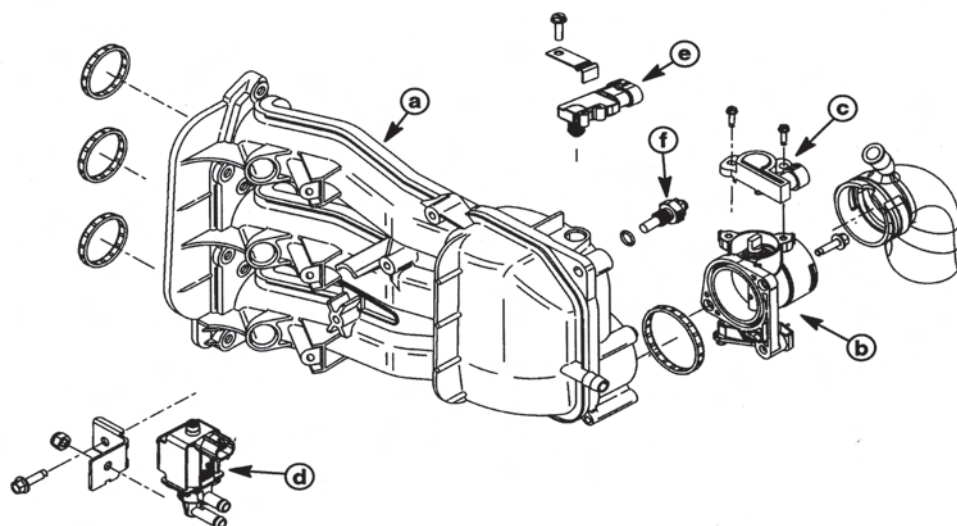
Tabela 5. Dane techniczne zaburtowych silników czterosuwowych: Mercury 60 EFI i Verado 250 oraz Suzuki DF 250

Table 5. Technical data of outboard four-stroke engines: Mercury 60 EFI, Verado 250 and Suzuki DF 250

Model/Model	Mercury 60 EFI	Mercury Verado 250	Suzuki DF 250
Rodzaj silnika/Engine type	czterosuwowy, wałek rozrządu w głowicy/four-stroke, in-head camshaft	czterosuwowy, DOHC, 24 zawory/four-stroke, DOHC, 24 valves	czterosuwowy, DOHC, 24 zawory/four-stroke, DOHC, 24 valves
Układ i liczba cylindrów/Arrangement and number of cylinders	rzędowy, 4/ in line, 4	rzędowy, 6/ in line, 6	V-6, kąt rozwidlenia 55°/ V-6, bifurcation angle 55°
Pojemność skokowa/Displacement	995 cm <sup>3</sup>	2598 cm <sup>3</sup>	3614 cm <sup>3</sup>
Skok tłoka x średnica cylindra/Bore and stroke	75 x 65 mm	-	-
Moc/Power	60 KM (44,7 kW)	250 KM (184 kW)	250 KM (184 kW)
Prędkość obrotowa przy pełnym obciążeniu/Engine speed at full load	5500-6000 obr/min	5800-6400 obr/min	5500-6100 obr/min
Prędkość obrotowa biegu jałowego/Idle run engine speed	725 ±25 obr/min	-	-
System wtryskowy/Injection system	EFI	EFI	-
Waga/Weight	112,7 kg	288 kg	263 kg

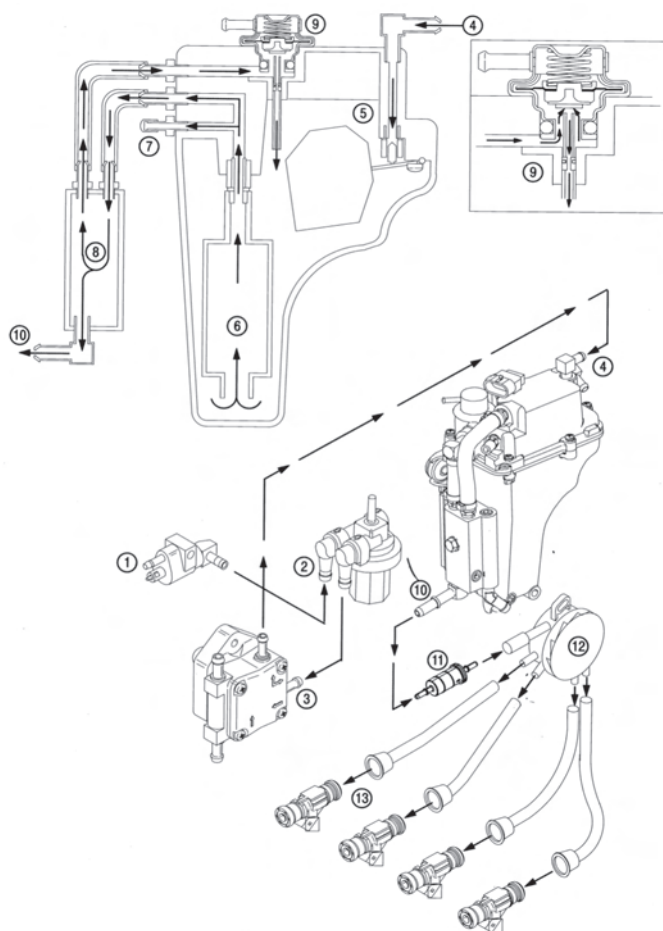
z czujnikiem położenia i silnikiem krokowym biegu jałowego. Układ ma zasobnik powietrza, osobne przewody dolotowe dla każdego cylindra oraz czujnik podciśnienia w kanale dolotowym i czujnik temperatury powietrza dolotowego.

W układzie zasilania z systemem wtryskowym EFI jest zastosowana mechaniczna pompa niskiego ciśnienia (rys. 16, poz. 3) podająca paliwo przez specjalne złącze (poz. 1) do filtra paliwa (2). Pompa jest chłodzona wodą i odizolowana przez specjalną obudowę od nagrzewania silnika, paliwo dostarczane jest do separatora wody (4).



Rys. 15. Układ dolotowy silnika Mercury 60 EFI [5]; a) przewody dolotowe i zasobnik powietrza, b) obudowa przepustnicy, c) czujnik położenia przepustnicy, d) silnik krokowy biegu jałowego, e) czujnik podciśnienia, f) czujnik temperatury

Fig. 15. The Mercury 60 EFI engine intake system [5]; a) intake ducts and air chamber; b) throttling valve housing, c) throttling valve position sensor; d) idle run stepper motor; e) vacuum sensor; f) temperature sensor



Rys. 16. Układ zasilania silnika Mercury 60 EFI [5]; opis w tekście  
Fig. 16. The Mercury 60 EFI engine fuelling system [5]; description in the text

W obudowie separatora wody jest umieszczony zawór pływakowy (5) i elektryczna pompa paliwa (6), która przez króciec (10) tłoczy paliwo pod ciśnieniem ok. 300 kPa do filtra wysokiego ciśnienia (11) i do przewodu rozdzielającego (12). Przez przewody paliwowe paliwo jest dostarczane do wtryskiwaczy (13). W układzie występuje również chłodnica paliwa (8) znajdująca się na obudowie separatora wody oraz regulator ciśnienia paliwa (9), przez który nadmiar paliwa wraca do separatora wody. Zadaniem regulatora ciśnienia paliwa jest utrzymywanie stałego ciśnienia między pompą wysokiego ciśnienia a wtryskiwaczem.

Wtryskiwacze elektromagnetyczne są sterowane z jednostki centralnej (ECU), która podaje sygnał otwarcia wtryskiwacza; zamykanie następuje po zwolnieniu napięcia z

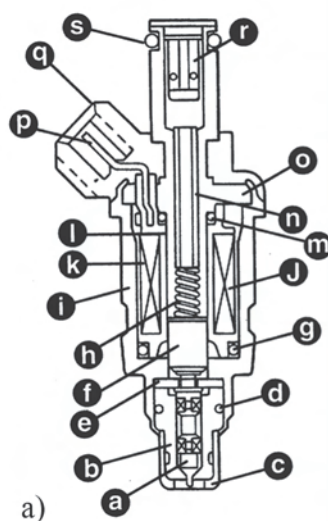
In the fuelling system with the EFI injection system, a mechanical low-pressure pump is applied (Fig. 16. item 3) supplying the fuel through a special connector (item 1) to the fuel filter (2). The pump is water cooled and isolated from the engine heating by special casing, the fuel is supplied to the water separator (4).

A float valve (5) and an electric fuel pump (6) are installed in the water separator casing. The fuel pump pumps the fuel under the pressure of approximately 300 kPa into the high-pressure filter (11) and to the separating duct (12). The fuel is supplied to the injectors (13) through the fuel ducts. The system also includes a fuel cooler (8) mounted on the water separator casing and a fuel pressure regulator (9), along which the excessive fuel returns to the water separator. The fuel pressure regulator task is to maintain the constant pressure between the high-pressure pump and the injector.

The solenoid injectors are controlled from the central unit (ECU), that gives the injector the opening signal; locking occurs after a release of voltage from the coil by the spring force installed in the injector casing. The injectors are placed in the intake ducts of the individual cylinders and directed onto the supply valve. Fig. 17 presents the injector cross-section of the EFI system and a comparative photograph of the EFI and Optimax injectors.

#### Intake system

Particularly good effects of dynamic supercharging that allows an increased cylinder charging efficiency and an increase in the engine power, may be achieved by using intake ducts of various lengths. Suzuki proposed



Rys. 17. Budowa wtryskiwacza układu wtryskowego EFI (a) oraz porównanie wtryskiwaczy typu EFI i (b) wtryskiwacz z układu Optimax: a) zawór iglicowy, b) dysza, c) końcówka wtryskiwacza, d), g), m), s) O-Ring, e) nasadka zaworu iglicowego, f) rdzeń, h) sprężyna, i) obudowa, j) uzwojenie cewki, k) taśma, l) szpul, n) pierścień wewnętrzny, o) nakładka, p) przyłącze, q) wtyczka, r) filtr

Fig. 17. Structure of the EFI injector (a) and comparison of the EFI injectors and (b) Optimax injector: a) needle valve, b) nozzle, c) injector terminal, d), g), m), s) O-Ring, e) needle valve cap, f) core, h) spring, i) casing, j) coil winding, k) tape, l) spool, n) internal ring, o) cap, p) terminal, q) plug, r) filter

cewki przez siłę sprężyny, która znajduje się w obudowie wtryskiwacza. Wtryskiwacze umieszczone są w przewodach dolotowych poszczególnych cylindrów i skierowane na zawór dolotowy. Na rysunku 17 pokazano przekrój wtryskiwacza z układu EFI oraz porównawcze zdjęcie wtryskiwaczy typu EFI i Optimax.

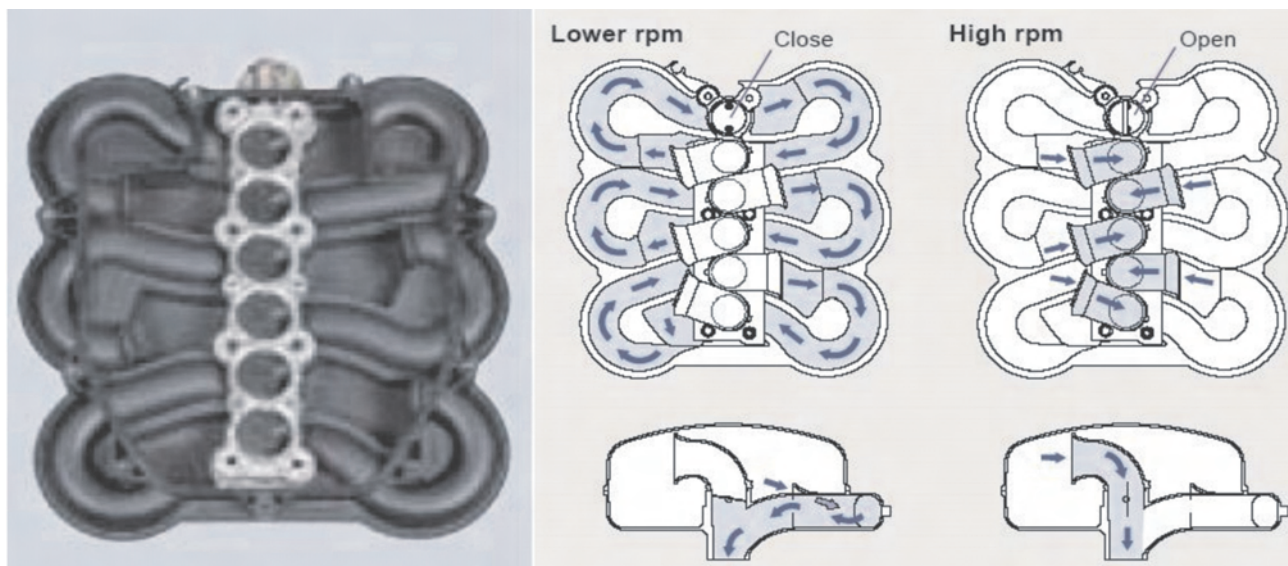
#### Układ dolotowy

Uzyskanie szczególnie dobrych efektów doładowania dynamicznego, które pozwala na zwiększenie współczynnika napełniania cylindrów i wzrost mocy silnika, można osiągnąć przez zastosowanie przewodów dolotowych o zmien-

nej długości. Takie rozwiązanie zaproponowała firma Suzuki w silniku DF 250 (tab. 5). Zastosowany w nim układ (rys. 18) składa się z dwóch przewodów dolotowych na każdy cylinder. Pierwszy, długi przewód dolotowy, wykorzystywany jest przy małych prędkościach obrotowych silnika, a drugi – przy dużych. Sterowanie wykorzystaniem przewodów odlotowych przy odpowiedniej prędkości obrotowej silnika jest wykonywane przez zawór, który zamyka lub otwiera krótki przewód dolotowy. Takie rozwiązanie konstrukcyjne pozwala na korzystną zmianę przebiegu momentu obrotowego przy mniejszych i średnich prędkościach obrotowych (rys. 19).

#### Four-stroke engine valve-timing system

The valve-timing system in the four-stroke attached engines appears in two versions: OHV (*single camshaft in cyl-*



Rys. 18. Konstrukcja układu dolotowego silnika Suzuki DF 250 [9]

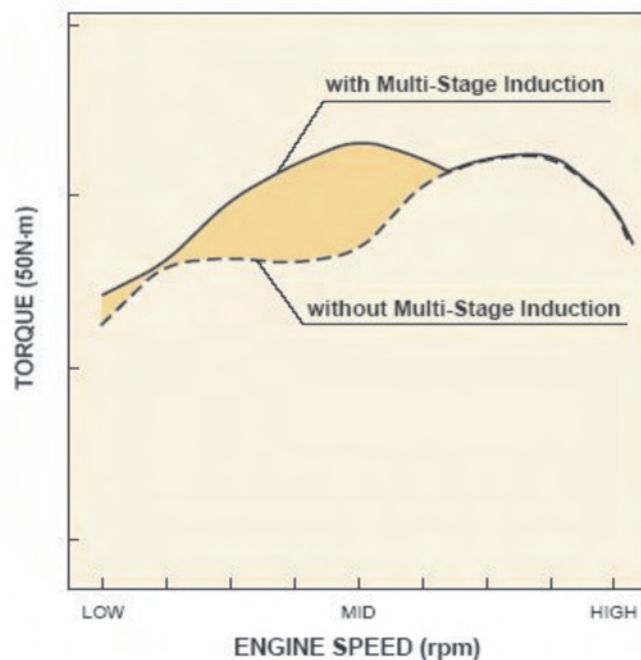
Fig. 18. The Suzuki DF 250 engine intake system [9]

nej długości. Takie rozwiązanie zaproponowała firma Suzuki w silniku DF 250 (tab. 5). Zastosowany w nim układ (rys. 18) składa się z dwóch przewodów dolotowych na każdy cylinder. Pierwszy, długi przewód dolotowy, wykorzystywany jest przy małych prędkościach obrotowych silnika, a drugi – przy dużych. Sterowanie wykorzystaniem przewodów odlotowych przy odpowiedniej prędkości obrotowej silnika jest wykonywane przez zawór, który zamyka lub otwiera krótki przewód dolotowy. Takie rozwiązanie konstrukcyjne pozwala na korzystną zmianę przebiegu momentu obrotowego przy mniejszych i średnich prędkościach obrotowych (rys. 19).

#### Układ rozrządu silników czterosuwowych

Układ rozrządu w czterosuwowych silnikach przyczepnych występuje w dwóch wersjach: OHV (pojedynczy wałek rozrządu w kadłubie, *Overhead Valves*) i DOHC (dwa wałki rozrządu w głowicy, *Double Overhead Camshaft*). Układy z pojedynczym wałkiem rozrządu są wykorzystywane w silnikach rzędowych, zazwyczaj małej mocy. Dwa wałki rozrządu stosowane są z silnikami o układzie cylindrów V osiągających duże moce.

Firma Suzuki w swoim modelu DF 250 zastosowała układ rozrządu ze zmiennymi fazami typu VVT (*Variable*



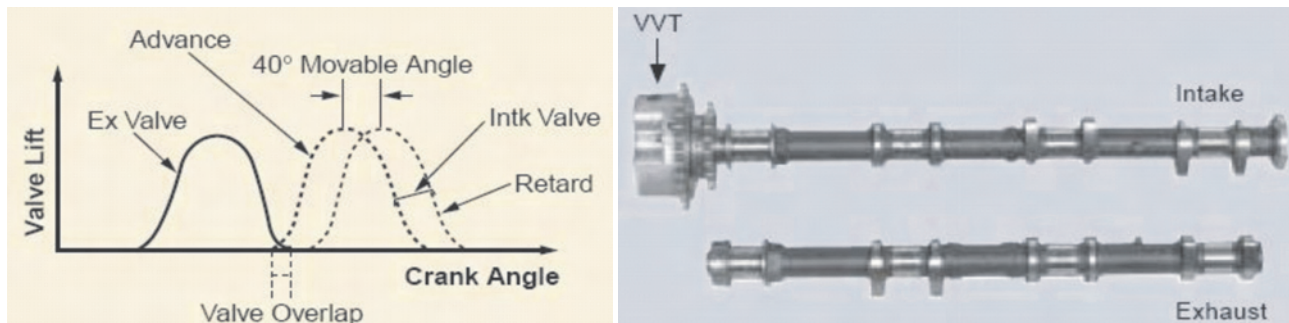
Rys. 19. Przebieg momentu obrotowego w zależności od prędkości obrotowej z zastosowaniem przewodu o zmiennej długości (Suzuki DF 250) [9]

Fig. 19. The torque course depending on the engine speed with the use of various length ducts (Suzuki DF 250) [9]

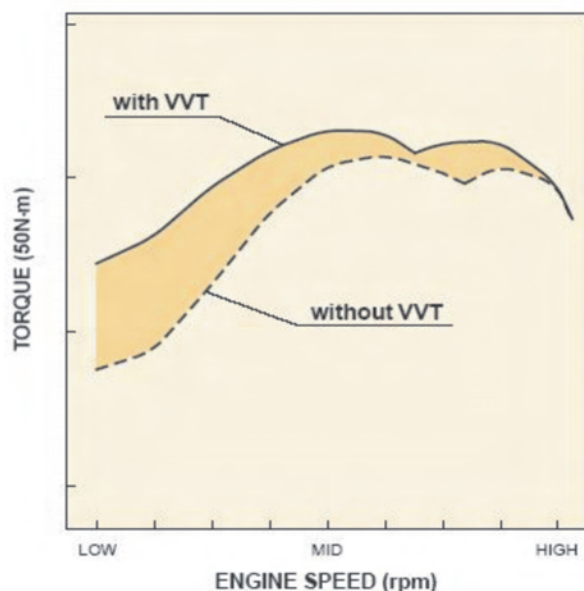
Valve Timing), dwoma wałkami rozrządu w głowicy DOHC i z czterema zaworami na cylinder. Możliwość zmiany czasoprzekroju otwarcia zaworu przez zastosowanie odpowiedniej konstrukcji wałka rozrządu wprowadzono dla zaworów ssących. Na rysunku 20 przedstawiono czasoprzekroje dla zaworu dolotowego i wylotowego oraz widok stosowanych

in-line block, Overhead Valves) and DOHC (Double Overhead Camshaft). The systems with single camshaft are used for in-line engines, usually of low power. Two camshafts are used in high power V-engines.

Suzuki in its DF 250 model applied VVT valve-timing system (Variable Valve Timing), DOHC and four valves per



Rys. 20. Układ rozrządu silnika Suzuki DF 250: a) wykres czasoprzekrojów dla zaworów dolotowych i wylotowych, b) konstrukcja wałków rozrządu  
Fig. 20. The Suzuki DF 250 valve timing system: a) timing diagram for intake and exhaust valves, b) camshaft structure



Rys. 21. Przebieg momentu obrotowego w silniku Suzuki DF 250 w zależności od prędkości obrotowej z zastosowaniem zmiennych faz rozrządu i bez niej

Fig. 21. Torque course in the Suzuki DF 250 engine depending on the engine speed with the use of variable valve timing and without it

wałków rozrządu. Wprowadzenie możliwości regulacji faz rozrządu pozwoliło na znaczącą poprawę przebiegu momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy (rys. 21).

#### Doładowanie

Znane z silników samochodowych doładowanie mechaniczne stosowane jest także w silnikach przyczepnych. W 2005 roku firma Mercury wprowadziła na rynek czterocylindrowy, sześciocylindrowy, rzędowy silnik Verado (rys. 22) o pojemności 2598 cm<sup>3</sup> wyposażony w doładowanie mechaniczne. Silnik ten o zunifikowanej konstrukcji jest produkowany o mocach 200, 225, 250 i 275 KM (150–200 kW). Zmiana mocy wynika z zastosowania innej jednostki steru-

cylinder. The possibility of changing the timing of the valve opening by using appropriate camshaft design was implemented for intake valves. Fig. 20 presents the timing for the intake and exhaust valve and the view of the camshafts used. The introduction of the possibility to adjust the valve-timing allowed a significant improvement of the torque course on full power characteristics (Fig. 21).

#### Supercharging

The mechanical supercharging known in car engines is also used in attached engines. In 2005 Mercury launched a four-stroke, six-cylinder, Verado in-line engine (Fig. 22) on the market, with the capacity of 2598 cm<sup>3</sup> mechanically supercharged. The engine of unified design is produced in 200, 225, 250 and 275 HP (150–200 kW) varieties. The variation of power is the result of applying a different ECU controlling the operation of EFI sequential injection. Table 5 presents the technical data of the Verado engine in 250 HP (184 kW) power version.

In the Verado engine supercharging system design a lot of focus was put to the noise reduction that is generated during the air intake and during the operation of the compressor. The air is sucked into the engine through a special lid that absorbs the noises resulting from ambient air flow to the intake duct. In addition, a filter preventing the contaminants from coming getting into the system was applied in the lid. The air gets to the suction noise silencer through the intake ducts. The volume of air sucked into the engine is controlled by a set of two throttling valves with a position sensor and temperature sensors for the sucked air and vacuum in the intake duct.

In the intake system, a device was applied that operates in the same way as the idle run stepper motor and enabling the operation on low loads without the necessity to open the throttling valve and facilitating the appropriate dosage of the injected fuel. Further, the air gets into the displacement compressor with two spiral shafts (Fig. 22b), driven from the engine crank-



Rys. 22. Silnik Mercury Verado: a) widok silnika, b) główka silnika w dwóch widokach [7]  
Fig. 22. The Mercury Verado engine: a) side-view of engine, b) two views of engine head [7]

jącej pracą układu wtrysku sekwencyjnego typu EFI. W tabeli 5 przedstawiono dane techniczne silnika Verado w wersji o mocy 250 KM (184 kW).

W konstrukcji systemu doładowania silnika Verado dużo uwagi zwrócono na obniżenie emisji hałasu, który powstaje podczas zasysania powietrza oraz podczas pracy samej sprężarki. Powietrze zasysane jest do silnika przez specjalną pokrywę, która pochłania szumy wynikające z przepływu powietrza z otoczenia do kanału dolotowego. W pokrywie tej dodatkowo zastosowano filtr, który zatrzymuje zanieczyszczenia pochodzące z powietrza. Przez przewody dolotowe powietrze trafia do tłumika szmerów ssania. Objętość powietrza zasysanego do silnika jest kontrolowana przez układ dwóch przepustnic z czujnikiem położenia oraz czujniki temperatury powietrza zasysanego i podciśnienia w kanale dolotowym.

W układzie dolotowym dodatkowo zastosowano urządzenie, które działa tak jak silnik krokowy biegu jałowego oraz umożliwia pracę na małych obciążeniach bez konieczności otwierania przepustnicy i ułatwia odpowiednie dawkowanie wtryskiwanego paliwa. Dalej powietrze trafia do waporowej sprężarki z dwoma wałkami spiralnymi (rys. 22b), napędzanej od wału korbowego silnika. Sprężarka ta umożliwia maksymalne sprężenie powietrza doładowanego do wartości ok. 100 kPa nadciśnienia.

Sprężarka zastosowana w silniku Verado ma w swojej dolnej części dwa otwory, przez które zasysa powietrze. Większy przewód dolotowy umieszczony na wlocie do sprężarki służy do zasysania powietrza z otoczenia (*Ambient Air In*, rys. 23). Przewód mniejszy służy do zasysania powietrza, które zostało już sprężone i przez kanał obejściowy wróciło z kolektora dolotowego do sprężarki (*Bypass Inlet*). Ilością tego powietrza steruje elektromagnetyczny zawór regulacji ciśnienia doładowania.

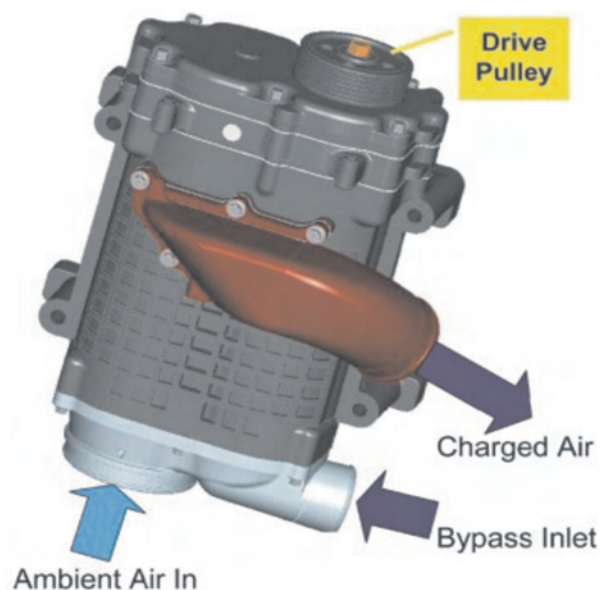
W trakcie zwiększania obciążenia silnika komputer sterujący wykorzystuje sygnały z: czujnika położenia przepustnicy, czujnika podciśnienia w kanale dolotowym przed sprężarką, czujnika temperatury powietrza zasysanego oraz czujnika prędkości obrotowej wału korbowego, i na ich podstawie określa czas domknięcia zaworu obejściowego po-

shaft. The compressor allows a maximum compression of the supercharged air to the level of approximately 100 kPa.

The compressor used in the Verado engine has two holes in its bottom part through which it sucks the air in. The larger intake duct placed on the compressor inlet serves to suck the ambient air in (Fig. 23). The shorter duct is to suck the air already compressed and returned from the bypass inlet to the compressor. The volume of the air is controlled by a solenoid valve regulating the charging pressure.

While the engine load is increased, the controlling computer uses signals from: throttling valve position sensor, vacuum sensor in the intake duct before the compressor, ambient air temperature sensor and crankshaft speed sensor and basing thereon, it determines the bypass valve locking up time causing momentary charging pressure increase. Such an operation mode allows a significant engine power increase at the acceleration stage.

The air compressed by the compressor achieves 80°C temperature and must be cooled prior to inlet in the combus-



Rys. 23. Sprężarka mechaniczna silnika Verado [7]  
Fig. 23. The Verado engine mechanical compressor [7]

wodując chwilowe zwiększenie ciśnienia doładowania. Taki tryb pracy pozwala na znaczne zwiększenie mocy silnika w fazie przyspieszania.

Powietrze sprężone przez sprężarkę osiąga temperaturę ok. 80°C i musi zostać schłodzone przed wprowadzeniem do komory spalania ze względu na zwiększone niebezpieczeństwo wystąpienia spalania stukowego. Chłodnica powietrza doładowanego jest wymiennikiem typu woda-powietrze, a woda chłodząca jest zasysana z otoczenia do wymiennika. Powietrze opływa wymiennik i dostaje się do kolektora z sześcioma kanałami dolotowymi. Dzięki zastosowaniu sprężarki i chłodnicy powietrza do cylindrów dostaje się powietrze o większej gęstości, co umożliwia zwiększenia dawki paliwa i uzyskiwanej w silniku koncentracji mocy.

tion chamber, due to the increased hazard of pinkling combustion. The supercharged air cooler is an air-water type exchanger and the cooling water is sucked from the environment into the exchanger. The air flows around the exchanger and gets into the bypass inlet with six fuelling channels. Thanks to the application of air compressor and cooler the air that gets into the cylinders has higher density, which enables the fuel dosage increase and power concentration obtained in the engine.

## 6. Contemporary outboard engine rating

The obtained operating index values are the measure of progress in the development of combustion engine design. Tables 6, 7 and 8 list the values of characteristic operating indexes in three classes: up to 25 kW (two-cylinder engines),

Tabela 6 A. Silniki dwusuwowe, przedział mocy od 2–25 KM (1,5–18 kW)

Table 6 A. Two-stroke engines, power range from 2–25 HP (1.5–18 kW)

Firma/Producer Oznaczenie silnika/Engine denotation	Mercury 10	Yamaha 9.9F	Suzuki DT 9.9
Wskaźniki pracy silnika/Engine rating			
Pojemność skokowa/Displacement, cm <sup>3</sup>	262	246	284
Średnica cyl./skok./Bore/Stroke, mm	60/46	56/50	59/52
Liczba cylindrów/Cylinder number układ cylindrów/Cylinder arrangement	2 w rzędzie/in line	2 w rzędzie/in line	2 w rzędzie/in line
Maksymalna prędkość obrotowa, obr./min/Engine speed, rpm	5000-6000	4500-5500	4500-5500
Masa silnika/Engine weight, kg masa jednostkowa/Elementary engine mass, kg/kW	35 4,7	36 4,9	38,5 5,3
Średnie ciśnienie użyteczne/Mean effective pressure, MPa	0,31	0,36	0,31
Moc/Power, kW objętościowy wskaźnik mocy/Power concentration, kW/dm <sup>3</sup>	7,4 28,2	7,3 29,7	7,3 25,7
Układ zasilania/Fueling system	gaźnik/carb.	gaźnik/carb.	gaźnik/carb.

\* Silniki te już nie są produkowane. Informacje z katalogów producentów z lat 2000–2004/The engines are not in production anymore. Information from manufacturer catalogues of 2000–2004.

Tabela 6 B. Silniki czterosuwowe, przedział mocy 4–25 KM (3–18 kW)

Table 6 B. Four-stroke engines, power range from 4–25 HP (3–18 kW)

Firma/Producer Oznaczenie silnika/Engine denotation	Mercury 9.9	Yamaha 9.9C	Suzuki DF 9.9	Honda BF 9.9
Wskaźniki pracy silnika/Engine rating				
Pojemność skokowa/Displacement, cm <sup>3</sup>	209	323	302	222
Średnica cylindra/skok/Bore/Stroke, mm	55/44	59/59	58/57	58/42
Liczba cylindrów/Cylinder number układ cylindrów/Cylinder arrangement	2 w rzędzie/in line	2 w rzędzie/in line	2 w rzędzie/in line	2 w rzędzie/in line
Maksymalna prędkość obrotowa, obr./min/Engine speed, rpm	5000-6000	4500-5500	4500-5500	5000-6000
Masa silnika/Engine weight, kg masa jednostkowa/Elementary engine mass, kg/kW	38 5,2	45 6,2	44 6,0	42 5,8
Średnie ciśnienie użyteczne/Mean effective pressure, MPa	0,76	0,54	0,58	0,72
Moc/Power, kW Objętościowy wskaźnik mocy/Power concentration, kW/dm <sup>3</sup>	7,3 34,9	7,3 22,6	7,3 24,2	7,3 32,9
Układ zasilania/Fueling system	gaźnik/carb.	gaźnik/carb.	gaźnik/carb.	gaźnik/carb.
Układ rozrządu/Valve drive system	SOHC	SOHC	SOHC	SOHC

## 6. Wskaźniki pracy współczesnych silników zaburtowych

Miarą postępu w rozwoju konstrukcji silników spalinywych są uzyskiwane wartości wskaźników operacyjnych. Zależą one od rodzaju silnika (dwusuwowy, czterosuwowy) i od klasy mocy. W tabelach 6, 7 i 8 zestawiono wartości charakterystycznych wskaźników operacyjnych w trzech klasach: do 25 kW (silniki dwucylindrowe), od 25 do 150 kW (silniki czterocylindrowe) i powyżej 150 kW (silniki sześciocylindrowe). Należy zauważyć, że we współczesnych

from 25 to 150 kW (four-cylinder engines) and above 150 kW (six-cylinder engines). It should be noted that in the outboard engines two-stroke engines have been replaced in most cases by four stroke ones.

According to the lists included in tables 6–8, the power concentration index reaches the maximum values 57–59 kW/dm<sup>3</sup>; these are significant values, considering the maximum engine speed values being not too high. Moreover, it is worth noting that the power concentration measured by this coefficient and obtained in four-stroke engines approaches the values typical for two-stroke engines. The mean effec-

Tabela 7 A. Silniki dwusuwowe, przedział mocy od 30–115 KM (22–85 kW)

Table 7 A. Two-stroke engines, power range 30–115 hp (22–85 kW)

Firma/Producer Oznaczenie silnika/Engine denotation	Mercury 115	Yamaha 115 C	Suzuki DT 115
Wskaźniki pracy silnika/Engine rating			
Pojemność skokowa/Displacement, cm <sup>3</sup>	1848	1730	1773
Średnica cylindra/skok/Bore/Stroke, mm	89/75	90/68	84/80
Liczba cylindrów/Cylinder number układ cylindrów/Cylinder arrangement	4 w rzędzie/in line	4 V-90	4 w rzędzie/in line
Maksymalna prędkość obrotowa, obr/min/Engine speed, rpm	4750-5250	4500-5500	5250-5750
Masa silnika/Engine weight, kg masa jednostkowa/Elementary engine mass, kg/kW	158 1,9	167 2,0	171 2,0
Średnie ciśnienie użyteczne/Mean effective pressure, MPa	1,1	1,2	1,0
Moc/Power; kW Objętościowy wskaźnik mocy/Power concentration, kW/dm <sup>3</sup>	84,6 45,8	84,6 48,9	84,6 47,7
Układ zasilania/Fueling system	4 gaźniki/4 carb.	2 gaźniki dwugardz./ 2 double carb.	EFI

\* Silniki te już nie są produkowane. Informacje z katalogów producentów z lat 2000–2004/The engines are not in production anymore. Information from manufacturer's catalogues of 2000–2004.

Tabela 7 B. Silniki czterosuwowe, przedział mocy od 30–115 KM (22–85 kW)

Table 7 B. Four-stroke engines, power range from 30–115 hp (22–85 kW)

Firma/Producer Oznaczenie silnika/Engine denotation	Mercury 115	Yamaha 115 A	Suzuki DF115	Honda BF 115
Wskaźniki pracy silnika/Engine rating				
Pojemność skokowa/Displacement, cm <sup>3</sup>	1741	1741	1950	2254
Średnica cylindra/skok/Bore/Stroke, mm	79/89	79/88,8	84/88	86/97
Liczba cylindrów/Cylinder number układ cylindrów/Cylinder arrangement	4 w rzędzie/in line	4 w rzędzie/in line	4 w rzędzie/in line	4 w rzędzie/in line
Maksymalna prędkość obrotowa, obr/min/Engine speed, rpm	5000-6000	5000-6000	5000-6000	5000-6000
Masa silnika/Engine weight, kg masa jednostkowa/Elementary engine mass, kg/kW	175 2,0	194 2,3	184 2,2	225 2,7
Średnie ciśnienie użyteczne/Mean effective pressure, MPa	1,0	1,0	0,95	0,82
Moc/Power; kW objętościowy wskaźnik mocy/Power concentration, kW/dm <sup>3</sup>	84,6 48,6	84,6 48,6	84,6 43,3	84,6 37,5
Układ zasilania/Fueling system	EFI	EFI	M-PFI*	PFI**
Układ rozrządu/Valve drive system	DOHC/16	DOHC/16	DOHC/16	SOHC/16

\* M-PFI – digital sequential multi-point fuel injection

\*\* PFI – Programmed Fuel Injection

Tabela 8 A. Silniki dwusuwowe, powyżej 150 KM (110 kW)  
 Table 8 A. Two-stroke engines, power range above 150 HP (110 kW)

Firma/Producer Oznaczenie silnika/Engine denotation	Mercury 200 EFI	Mercury Optimax 200 DTS	Yamaha 200 F	Yamaha HPDI 200	Suzuki DT 200
Wskaźniki pracy silnika/Engine rating					
Pojemność skokowa/Displacement, cm <sup>3</sup>	2507	3032	2596	2596	2693
Średnica cylindra/ skok/Bore/Stroke, mm	89/67	92/76	90/68	90/68	84/81
Liczba cylindrów/Cylinder number układ cylindrów/Cylinder arrangement	6 V-60	6 V-60	6 V-90	6 V-76	6 V-90
Maksymalna prędkość obrotowa, obr/min/Engine speed, rpm	5000-5600	5000-5750	4500-5500	4500-5500	5000-5600
Masa silnika/Engine weight, kg masa jednostkowa/Elementary engine mass, kg/kW	184 1,3	225 1,5	164 1,1	216 1,5	209 1,4
Średnie ciśnienie użyteczne/Mean effective pressure, MPa	1,3	1,1	1,4	1,4	1,2
Moc/Power, kW Objętościowy wskaźnik mocy/Power concentration, kW/dm <sup>3</sup>	147,1 58,7	147,1 48,5	147,1 56,7	147,1 56,7	147,1 54,6
Układ zasilania/Fueling system	EFI	DFI	3 gaźniki dwugardz./ 3 double carb.	HPDI	EFI

Tabela 8 B. Silniki czterosuwowe, powyżej 150 KM (110 kW)  
 Table 8 B. Four-stroke engines, above 150 HP (110 kW)

Firma/Producer Oznaczenie silnika/Engine denotation	Mercury Verado 200	Yamaha 200 A	Suzuki DF 200	Honda BF 200
Wskaźniki pracy silnika/Engine rating				
Pojemność skokowa/Displacement, cm <sup>3</sup>	2598	3352	3614	3471
Średnica cylindra/skok/Bore/Stroke, mm	82/82	94/80,5	95/85	89/93
Liczba cylindrów/Cylinder number układ cylindrów/Cylinder arrangement	6 w rzędzie/in line	6 V-60	6 V-55	6 V-60
Maksymalna prędkość obrotowa, obr/min/Engine speed, rpm	5800-6400	5000-6000	5000-6000	5000-6000
Masa silnika/Engine weight, kg masa jednostkowa/Elementary engine mass, kg/kW	288 2,0	278 1,9	263 1,8	268 1,8
Średnie ciśnienie użyteczne/Mean effective pressure, MPa	1,1	0,96	0,88	0,92
Moc/Power, kW objętościowy wskaźnik mocy/Power concentration, kW/dm <sup>3</sup>	147,1 56,6	147,1 43,9	147,1 40,7	147,1 42,7
Układ zasilania/Fueling system	EFI	EFI	M-PFI	PFI
Układ rozrządu/Valve drive system	DOHC/24	DOHC/24	DOHC/24	SOHC/24

silnikach zaburtowych odchodzi się od stosowania cyklu dwusuwowego.

Jak wynika z zestawienia zawartego w tablicach 6–8 objętościowy wskaźnik mocy osiąga maksymalne wartości 57–59 kW/dm<sup>3</sup>; są to wartości znaczne biorąc pod uwagę niezbyt duże wartości maksymalnej prędkości obrotowej. Warto zauważyć także, że mierzona tym współczynnikiem koncentracja mocy uzyskiwana w silnikach czterosuwowych zbliża się do wartości typowych dla silników dwusuwowych. Wartości średniego ciśnienia użytecznego w większości silników oscylują w okolicach 1,0 MPa, ale osiągają także wysoki poziom 1,2–1,4 MPa. Jeden kilowat mocy silnika uży-

tywe pressure values oscillate in most engines around 1.0 MPa, but also reach a high level of 1.2–1.4 MPa. One kilowatt of the engine power is obtained from its decreasing mass; the elementary engine mass index approaches the value 1.1–1.0 kg/kW in two-stroke engines and approximately 2.0 kg/kW in four-stroke engines.

## 7. Summary

A more detailed analysis of the structure of combustion engines for motor-boats would require further research. The designs described herein, however, are to draw attention to the specific character of the solutions for this type of en-

skuje się z coraz mniejszej jego masy; wskaźnik masy jednostkowej zbliża się do wartości 1,1–1,0 kg/kW w silnikach dwusuwowych oraz ok. 2,0 kg/kW w silnikach czterosuwowych.

## 7. Zakończenie

Bardziej szczegółowa analiza rozwoju konstrukcji silników spalinowych przeznaczonych do łodzi motorowych wymagałaby dalszego opracowania. Opisanie konstrukcje mają jednak zwrócić uwagę na specyfikę rozwiązań tego rodzaju silników i współczesny stan ich rozwoju. Jest to o tyle celowe, że w ciągu ostatnich lat obserwuje się na świecie nieustanny wzrost zainteresowania sportem motorowodnym, zarówno w formie wyczynowej, jak i turystycznej. Taka tendencja jest również zauważalna w Polsce.

Nie ulega wątpliwości, że dalszy rozwój silników przyczepnych będzie zdeterminowany coraz bardziej rygorystycznymi normami ochrony środowiska odnoszącymi się zarówno do poziomu emisji związków toksycznych, jak również do poziomu emisji hałasu. Specyficzne, bardzo trudne warunki pracy silników zaburtowych już teraz wymagają stosowania bardzo zaawansowanych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych. Osiągane wartości wskaźników operacyjnych: koncentracji mocy zbliżające się do wartości 60 kW/dm<sup>3</sup> i średniego ciśnienia użytecznego przekraczające 1,0 MPa te wymagania podkreślają (silniki ZI).

gines and to the contemporary stage of their development. This is purposeful in as much as the constant growth of interest in motorboat sports is being observed worldwide. Such trend is also noticeable in Poland.

It is doubtless that the further development of attached engines will be determined by more and more stringent environmental standards applicable both in toxic emission level and noise emission. The specific, very difficult conditions of outboard engine operation require the use of highly advanced engineering and technological solutions. The engine rating values i.e. power concentration approaching 60 kW/dm<sup>3</sup> and mean effective pressure exceeding 1.0 MPa emphasize such requirements (the SI engines).

## Podziękowania/Acknowledgements

Autorzy artykułu składają podziękowania firmie Serwis Motorowodny Gapski i Syn za udostępnienie materiałów serwisowych firmy Mercury i Yamaha/*The authors of this paper would like to thank Serwis Motorowodny Gapski and Son for making the servicing materials of Mercury and Yamaha available to them.*

*Artykuł recenzowany*

## Literatura/Bibliography

- [1] Regulamin UIM wydany przez Polski Związek Motorowodny i Narciarstwa Wodnego w 2005 roku (Regulamin UIM: [www.uimpowerboating.com](http://www.uimpowerboating.com)).
- [2] Adelt T.: Turystyka motorowodna dla wtajemniczonych, Wyd. Sport i Turystyka, Warszawa 1985.
- [3] Gajęcki S., Adelt T.: Sport motorowodny, Wyd. Sport i Turystyka, Warszawa 1954.
- [4] Komunikaty PZMWiNW: Nr 4 Kwiecień 1967, Nr 8 Sierpień 1968, Nr 2 Luty 1968, Nr 12 Grudzień 1969, Nr 9 Wrzesień 1969, Nr 8 Sierpień 1969, Nr 12 Grudzień 1970.
- [5] Materiały serwisowe firmy Merkury.
- [6] Materiały serwisowe firmy Yamaha.
- [7] [www.mercurymarine.com](http://www.mercurymarine.com).
- [8] [www.yamaha-motor-europe.com](http://www.yamaha-motor-europe.com).
- [9] [www.suzukimarine.com](http://www.suzukimarine.com).
- [10] [www.honda-marine.com](http://www.honda-marine.com).
- [11] [www.popularmechanics.com](http://www.popularmechanics.com).

Mgr inż. Jakub Czajka – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

*Mr Jakub Czajka, MEng – Postgraduate in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.*



Dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki – profesor nadzw. na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

*Mr Krzysztof Wisłocki, DSc, DEng. – professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.*



## Endoskopowe obserwacje rozprzestrzeniania się płomienia w komorze spalania silnika ZS z wtryskiem bezpośrednim i wstępną homogenizacją mieszanki

*W artykule przedstawiono wyniki badań silnika o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim i częściową homogenizacją ładunku w cylindrze. Uwzględniając potrzeby badawcze w rozwoju systemów wtrysku paliwa i spalania w nowoczesnych silnikach, szczególnie dotyczących uwarstwienia ładunku i propagacji płomienia, do szczegółowych badań wybrana została metoda optyczna. Wykonane zostały obserwacje endoskopowe wtrysku paliwa, samozapłonu i procesu spalania oraz przeprowadzono numeryczną analizę wyników obserwacji wraz z ich oceną.*

*Wykorzystując numeryczną obróbkę otrzymanych obrazów możliwe było ich sparometryzowanie i ocena jakościowa. Obserwacje przeprowadzone w komorze spalania pracującego silnika pozwoliły na określenie prędkości rozprzestrzeniania się płomienia i rozkładu temperatury w obszarze komory spalania. Badania przeprowadzono dla różnych wartości ciśnienia doładowania i dla różnych systemów zasilania: konwencjonalnego i z częściową homogenizacją ładunku.*

*W artykule sformułowano wnioski dotyczące struktury płomienia i prędkości jego rozprzestrzeniania się w komorze spalania z częściową homogenizacją ładunku w porównaniu do systemu konwencjonalnego.*

*Słowa kluczowe: silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym, wtrysk bezpośredni, spalanie, endoskopia silnikowa, płomień dyspersyjny, rozkład temperatury, homogenizacja mieszanki (silnik HCCI)*

## Endoscopic observations of flame propagation in combustion chamber of an DI Diesel engine with mixture partial homogenisation

*In the paper the results of the research on CI direct injection combustion engines with partial homogenisation of the cylinder charge have been presented. Based on the research needs in the development of injection and combustion systems in modern engines, particularly in the range of stratification of the charge and flame propagation optical investigation methods have been chosen for the detailed studies. The endoscopic observations of the injection, self ignition and combustion processes have been carried out and a numerical analysis of the observation results has been evaluated and discussed.*

*The observations carried out in the combustion chamber on running engines allowed the estimation of the flame propagation and the flame temperature distribution in the combustion chamber. Research has been executed for a variety of cylinder charging pressures and for different fuelling systems: conventional and with partial homogenisation of the charge.*

*Some conclusions concerning problems of the flame structure and its propagation in the combustion chamber with partial homogenisation of the charge in comparison to the conventional system have been formulated.*

*Key words: internal combustion engine, DI, CI engines, combustion process, engine endoscopy, sooting flame, temperature distribution, mixture homogenisation (HCCI engine)*

### 1. Wstęp

Istotą działania silnika spalinowego jest przetwarzanie energii chemicznej zawartej w paliwie na pracę mechaniczną. Najważniejszym ogniwem zachodzących w nim przemian jest więc proces spalania, którego jakość determinuje nie tylko sprawność wyzwania energii chemicznej i jej przetworzenia na energię cieplną opisaną parametrami termodynamicznymi, ale także wiąże się z powstawaniem wielu nowych związków chemicznych, z których niektóre stanowią toksyczne składniki spalin.

Ocena współczesnych wymagań stawianych procesowi spalania prowadzi do wniosku o konieczności sterowania zmiennymi w czasie i przestrzeni parametrami tego procesu, wśród których najistotniejszymi są: lokalna dostępność paliwa i utleniacza w odpowiedniej proporcji, energia akty-

### 1. Introduction

The essence of a combustion engine operation is the transformation of the chemical energy contained in the fuel into mechanical work. Thus, the most important element of the transformations going on there is the combustion process whose quality not only determines the chemical energy release efficiency and its transformation into thermodynamic parameters, but is also related to the formation of numerous new chemical compounds some of which are the toxic components of exhaust gases.

The evaluation of contemporary demands set to the combustion process leads to the conclusion on the necessity to control the process parameters, varying in time and space. The most significant parameters are: local availability of fuel and oxidant in appropriate proportion, activation energy of

wacji łańcuchowych reakcji spalania, prędkość rozprzestrzeniania się płomienia i jego zdolności dyfuzyjne.

Sterowanie przebiegiem procesu spalania w komorze spalania silnika spalinowego wymaga opanowania techniki jego diagnozowania, szczególnie prędkości i kierunków rozprzestrzeniania się płomienia oraz rozkładu temperatury płomienia i stężenia cząstek stałych w przestrzeni spalania. Zastosowanie diagnostyki tego rodzaju wymaga bieżącej rejestracji obrazów uzyskanych z obserwacji przemian zachodzących wewnątrz cylindra pracującego silnika i ich interpretacji jakościowej oraz – trudniejszej – interpretacji ilościowej.

Nową, obecnie proponowaną metodą poprawy wskaźników pracy silnika ZS jest spalanie w warunkach wstępnie zhomogenizowanej mieszanki palnej. Uzyskuje się je przez wtrysk części dawki paliwa do przewodu dolotowego lub do cylindra we wczesnej fazie procesu sprężania. Ta druga propozycja jest realizowana z wykorzystaniem wielofazowego wtrysku, w którym dawka paliwa przypadająca na jeden cykl roboczy dzielona jest na kilka dawek częściowych. W tym kontekście powstało pytanie, na ile zastosowanie wtrysku wielofazowego (wieloczęściowego) wpływa na strukturę powstającego w komorze spalania płomienia oraz na parametry jego rozprzestrzeniania oraz, czy podobny wpływ występuje przy zastosowaniu doładowania. Próba odpowiedzi na te pytania stanowiła istotę omawianych badań.

## 2. Przedmiot badań i metoda badawcza

W systemach spalania ze wstępną homogenizacją ładunku upatruje się możliwości obniżenia emisji cząstek stałych (głównie sadzy) i emisji tlenków azotu przy jednoczesnym uzyskaniu zadowalającej ekonomiczności pracy silnika. Jednocześnie, wielofazowe dostarczanie paliwa do cylindra silnika, wstępna homogenizacja ładunku i przebieg procesu spalania w takim środowisku istotnie zmieniają warunki termodynamiczne obiegu silnikowego. Rozpoznanie parametrów i wskaźników termodynamicznych charakterystycznych dla procesu spalania i obiegu silnikowego realizowanego w takim systemie spalania stanowi istotny problem badawczy.

Zasadniczym celem prowadzonych prac była ocena wpływu wstępnej homogenizacji mieszanki oraz doładowania silnika na strukturę płomienia powstającego w przestrzeni spalania oraz na wskaźniki porównawcze tego procesu. Podjęto próbę oceny takiego wpływu na przebieg tworzenia mieszanki, powstawanie ognisk samozapłonu oraz na prędkość rozprzestrzeniania się płomienia w silniku o zapłonie samoczynnym.

Ocenę przebiegu procesu spalania postanowiono przeprowadzić z wykorzystaniem metody obserwacji bezpośredniej i numerycznej obróbki obrazów cyfrowych. Cechą płomieni silnikowych istotną dla tego wyboru były ich właściwości radiacyjne, szczególnie w odniesieniu do silników o ZS. Postanowiono wykorzystać metodę badań optycznych pozwalającą na pomiary radiacji, której intensywność jest związana z promieniowaniem temperaturowym oraz rodzajem promiennika i koncentracją promieniujących cząstek w ośrodku. Poszukiwano przy tym takiej metody, która pozwoliłaby na prowadzenie obserwacji w czasie ciągłej pra-

combustion chain reactions, flame propagation rate and its diffusion capacities.

The combustion process control in the combustion chamber of a combustion engine requires the knowledge of its diagnosing technique, particularly the flame propagation rate and directions as well as the flame temperature distribution and particle concentration in the combustion space. The application of this type of diagnostics requires current recording of images obtained from observation of transformations taking place inside the running engine's cylinder and their qualitative interpretation and the more difficult quantitative analysis.

A new method now proposed to improve performance of Diesel engine is combustion in the conditions of partially premixed, homogenized charge fuel mixture. This is obtained through partial fuel dose injection to the inlet duct or to the cylinder at an early stage of compression. The other proposal is performed with the use of multiple injection where the fuel dose per 1 working cycle is divided into several partial doses. In this context the question arose whether similar influence occurs when supercharging is applied. An attempt to answer the questions was the essence of the tests discussed here.

## 2. Material and method

The combustion systems with premixed, homogenized charge are considered as the potential factor of simultaneous reduction of particle (mainly soot) and  $\text{NO}_x$  emissions, obtaining satisfactory level of engine operation at the same time. However, the fuel multiple injection into the cylinder, charge pre-homogenization and the course of the combustion process in such environment significantly change the thermodynamic conditions of the engine cycle. Recognition of the parameters and thermodynamic indexes, characteristic of the combustion process and engine cycle performed in such combustion system constitutes a significant research issue.

The principal purpose of the work done was the valuation of the influence of the charge pre-homogenization and supercharging on the flame structure. An attempt was made to value such influence on the process of mixture formation, on the rise of self-ignition foci and on the flame propagation rate in the internal combustion engine.

The evaluation of the combustion process was made by optical direct observation method and numerical analysis of the digital images). The feature of the engine flame relevant for this selection comprises their properties of radiation, particularly concerning the CI engines. The method of optical research was decided upon allowing radiation measuring whose intensity is related to temperature induced radiation, a kind of radiator and concentration of radiating particles in the center. Simultaneously such method was searched for that would allow observations during continuous operation of the engine. An important element of the method usability valuation was also the possibility of prompt obtaining photographic material and its relatively fast interpretation.

For the interpretation of the results, the digital record of some images filmed in video technique was applied, which

cy silnika oraz na ich rejestrację w dowolnie wybranej chwili, określonej położeniem wału korbowego silnika. Ważnym elementem oceny przydatności metody była także możliwość szybkiego pozyskiwania materiału zdjęciowego i jego interpretacji.

Do interpretacji wyników wykorzystano cyfrowy zapis poszczególnych obrazów sfilmowanych z wykorzystaniem techniki obserwacji stroboskopowej. Obraz procesu jest zapamiętywany w elektronicznym układzie rejestracji, a następnie zapisywany w pamięci masowej komputera. Proces przetwarzania elektronicznego i zapamiętywania obrazu trwa jednak na tyle długo (0,1–1 s), że niemożliwy jest zapis wielu obrazów z jednego krótkotrwałego procesu. Rejestruje się więc zdjęcia metodą stroboskopową, co kilka kolejnych cykli roboczych silnika. Jeżeli kolejne rejestrowane zdjęcia są przesunięte względem chwili początku rejestracji wyrażonej kątem obrotu wału korbowego o kąt  $\Delta\alpha$ , to otrzymuje się sekwencję zdjęć, którą – pod pewnymi warunkami – można uznać za reprezentatywny obraz przebiegu procesu [1].

Obraz uzyskiwany z kamery zapamiętywany jest w pamięci komputera w postaci mapy pikseli, których liczba wynika z rozdzielczości kamery. Przy zastosowanej rozdzielczości rejestrowanego obrazu obserwowana powierzchnia obiektu reprezentowana przez piksel wynosiła  $33,1 \times 51,7$  mm. Każdy z pikseli opisany jest słowem 16-bitowym zawierającym informację o barwie, nasyceniu i jasności (zgodnie z modelem barw HSI/HSB/HSL<sup>1)</sup>). W celu ilościowej, parametrycznej interpretacji materiału zdjęciowego opracowano własny program numeryczny PatEV (*Image Analysis and Transformation for Engine Video Observations*), który posłużył do analizy zdjęć oraz oceny przebiegu wtrysku paliwa i rozprzestrzeniania się płomienia w czasie spalania [2, 3].

Płomienie węglowodorowych paliw silnikowych promieniują zarówno w zakresie widzialnym, jak i w nadfiolecie. Promieniowanie w nadfiolecie jest charakterystyczne dla płomieni gazowych, rozprzestrzeniających się w ośrodku o równomiernym składzie mieszanki, a poszczególne widma wskazują promieniowanie określonych substancji i związków. Promieniowanie w podczerwieni jest emitowane głównie przez rozgrzane ciała stałe. Promieniowanie płomieni w silniku spalinywym w widzialnym zakresie fal jest interpretowane następująco [4]:

- kolor niebiesko-zielony – promieniowanie występuje w początkowych fazach spalania i jest związane ze spalaniem kinetycznym we wstępnie wymieszanej mieszance; typowa jest mała luminancja, a temperatura strefy płomienia wynosi ok. 2070 K;
- kolor biały i jasnożółty – charakteryzuje wypalanie cząsteczek węgla w płomieniu dyfuzyjnym przy temperaturze ok. 2300–2800 K;
- kolor żółty i pomarańczowoczerwony – oznacza wypalanie cząsteczek węgla w płomieniu dyfuzyjnym w niższej temperaturze; promieniowanie jest widoczne, gdy temperatura przekracza ok. 1270 K;
- kolor brązowy – oznacza wypalanie sadzy w obszarach bardzo bogatej mieszanki; wypalanie sadzy w obszarach

allows observations to be made in a stroboscopic manner. The image of the process is stored in an electronic recording system and then saved in the mass storage of the computer. The electronic processing and the storage of the image is too long (ca. 0.1–1 s) for saving several images from a short-term process. Therefore, images are recorded in the stroboscopic method, once in a few subsequent working cycles of the engine. If subsequent images recorded are displaced in relation to the recording onset, expressed in the crankshaft angle by  $\Delta\alpha$ , then a sequence of photographs is obtained that under certain conditions may be construed as the representative image of the process [1].

The image obtained from the camera was stored in the computer storage in the form of a pixel map, whose number results from the camera superficial resolution. With the resolution of the recorded image applied the observed area of the object, represented by a pixel was  $33.1 \times 51.7$  mm. Each pixel was described by a 16-bit computer word containing information about the hue, saturation, intensity, brightness and luminance, according to the HSI/HSB/HSL hue model. For the quantitative, parametric interpretation of the photographic material, proprietary numerical program PatEV (*Image Analysis and Transformation for Engine Video Observations*) was developed and used for the analysis of photographs and the fuel injection course and flame propagation during combustion [2, 3].

The flames of liquid hydrocarbon-based engine fuels emit both visible and UV range of radiation. The UV radiation is characteristic of gas flames propagating in the center with relatively regular air/fuel ratio and the individual spectra indicate defined substances and compounds substances and molecules. The IR is mainly emitted by heated solid state. The flame radiation in the combustion engine in the visible range of radiation is interpreted as follows [4]:

- Bluish and green – radiation occurs in the first combustion stages and is related to kinetic combustion in the pre-mixed fuel mixture, low luminance is typical while the temperature exceeds ca. 2070 K;
- White and bright yellow – means burning of coal particles in the diffusion flame at the temperature ca. 2300–2800 K;
- Yellow and orange-red – means burning out of coal particles in the diffusion flame at a lower temperature, the radiation is visible when the temperature exceeds ca. 1270 K;
- Brown – means burning of soot in very rich mixture areas; burning out of soot in areas with higher oxygen content causes the occurrence of a white rim around the hot flame;
- Dark brown – means burning liquid fuel injected into the flame.

Upon analysis of literature in the scope of examining engine combustions processes, the most significant radiation ranges include [4–7]:

- 1) UV range:
  - $\lambda < 200$  nm (so-called vacuum UV) – CO emission,
  - $\lambda = 297; 306; 307.84; 309.04; 317$  nm – radicals  $\text{OH}^*$  (hydroxyl) radiation,

<sup>1</sup> HSI/HSB/HSL – ang. Hue, Saturation, Intensity/Brightness/Luminance

o większej zawartości tlenu powoduje powstawanie białej obwódki dookoła gorącego płomienia;

– kolor ciemnobrązowy – to spalanie ciekłego paliwa wtryskiwanego do płomienia.

Jak wynika z analizy literatury w zakresie badań silnikowych procesów spalania, do najistotniejszych zakresów promieniowania należą [4–7]:

1) zakres ultrafioletowy:

–  $\Lambda < 200$  nm (tzw. nadfiolet próżniowy) – emisja CO,  
–  $\Lambda = 297; 306; 307,84; 309,04; 317$  nm – promieniowanie rodników OH\* (hydroksylu),

–  $\Lambda = 314,4; 387; (431)$  nm – promieniowanie wynikające z przejść rodnika CH\* ze stanu elektronowo wzbudzonego do stanu podstawowego, szczególnie silne w strefie reakcji,

2) zakres widzialny ( $\Lambda = 400\text{--}760$  nm):

–  $\Lambda = 418,1; 419,7$  nm – promieniowanie rodnika CN\* [5],  
–  $\Lambda = 431,4$  nm – promieniowanie rodnika CH\*,  
–  $\Lambda = 516$  nm (zielony zakres widma) – promieniowanie rodnika C<sub>2</sub>\*, szczególnie silne w strefie reakcji.

Pasma promieniowania rodników CH\* i C<sub>2</sub>\* są trudne do wydzielenia w zakresie światła widzialnego.

3) zakres podczerwony:

–  $\Lambda = 2752, 2554$  nm – pasma promieniowania H<sub>2</sub>O,  
–  $\Lambda = 2752, 4200, 4238$  nm – pasma promieniowania CO<sub>2</sub>.

Zawartość węglowodorów w spalinach bada się za pomocą światła podczerwonego o długości fali  $\Lambda = 3450 \pm 100$  nm, zawartość węgla przy długości fali  $\Lambda = 3950 \pm 100$  nm, zawartość CO przy  $\Lambda = 4700 \pm 200$  nm, a zawartość CO<sub>2</sub> przy  $\Lambda = 4400 \pm 200$  nm. Detekcja różnych węglowodorów wymaga zastosowania większej rozdzielczości pomiarów.

### 3. Aparat badawczy

Jako obiekt badań wykorzystano jednocylindrowy, czterozaworowy, silnik badawczy o zapłonie samoczynnym typu AVL 5804 z bezpośrednim wtryskiem paliwa, wykorzystujący komputerowe sterowanie wielkością dawki i początkiem jej wtrysku (rys. 1). Silnik współpracował z hamulcem prądnicowym i był wyposażony w układ stabilizacji temperatury cieczy chłodzącej i oleju oraz w układ niezależnego doładowania. Cylinder roboczy tego silnika ma pojemność skokową 510 cm<sup>3</sup>, a komora spalania ma kształt toroidalny i jest umieszczona w tłoku. Jej objętość oszacowano na 23,5 cm<sup>3</sup>, a całkowitą objętość przestrzeni spalania na 27,0 cm<sup>3</sup>. W komorze spalania umieszczono centralnie wtryskiwacz pięciootworowy 5 × Ø0,195 mm; kąt rozchylenia strug wynosił 145°, wznios iglicy 0,25 mm, a ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 220 bar.

Silnik przystosowano do obserwacji endoskopowych procesów wewnątrz cylindrowych przez umieszczenie dwóch przewodnic endoskopów w miejscu drugiego zaworu wylotowego; jedna z przewodnic wykorzystywana jest przez endoskop obserwacyjny, a druga – przez endoskop oświetlający, rys. 2. Endoskop obserwacyjny wprowadzany jest w głąb komory spalania w sposób pokazany na rysunku 3, co umożliwia obserwację znacznej części objętości komory. Jego umieszczenie poza obszarem zasięgu strug wtryskiwanego

–  $\Lambda = 314,4; 387; (431)$  nm – radiation resulting from transformation of the CH\* radical from the electron excited state to the basic state, particularly strong in the reaction zone,

2) visible range ( $\Lambda = 400\text{--}760$  nm):

–  $\Lambda = 418,1; 419,7$  nm – the CN\* radical radiation [5],  
–  $\Lambda = 431,4$  nm – the CH\* radical radiation,  
–  $\Lambda = 516$  nm (green range of spectrum) – the C<sub>2</sub>\* radiation, particularly strong in the reaction zone.

The CH\* and C<sub>2</sub>\* radiation bands are difficult to be separated in the visible light range.

3) the IR range:

–  $\Lambda = 2752, 2554$  nm – H<sub>2</sub>O radiation bands,  
–  $\Lambda = 2752, 4200, 4238$  nm – CO<sub>2</sub> radiation bands.

The hydrocarbon content in the exhaust gases is tested by means of IR light of wavelength  $\Lambda = 3450 \pm 100$  nm, the carbon content with the wavelength  $\Lambda = 3950 \pm 100$  nm, the CO content with  $\Lambda = 4700 \pm 200$  nm, and the CO<sub>2</sub> content with  $\Lambda = 4400 \pm 200$  nm. The detection of various hydrocarbons requires the application of higher measuring resolution.

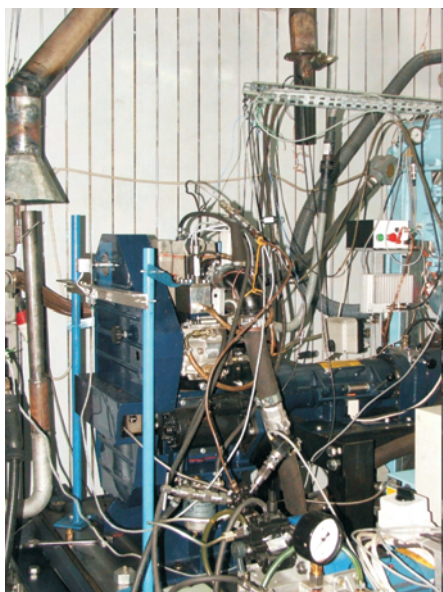
### 3. Research apparatus

A one-cylinder, four-valve, CI research engine AVL 5804 with direct fuel injection with computer controlled dose amount and start of injection (SOI, fig. 1), was used as the research object. The engine cooperated with the generator brake and was furnished with coolant and oil temperature stabilization system and an independent auxiliary supercharging system. The working cylinder of the engine has 510 cm<sup>3</sup> stroke capacity, with toroidal form of the combustion chamber placed in the piston. Its volume was estimated as 23.5 cm<sup>3</sup>, while the total combustion space volume as 27.0 cm<sup>3</sup>. A 5-hole injector was placed centrally in the combustion chamber 5 × Ø0.195 mm; the jet flare angle was 145°, the needle lift was 0.25 mm and the opening pressure 220 bar.

The engine was adapted to the endoscopic observations of the in-cylinder processes through the placement of two endoscope guides in the point of the second outlet valve; one of the guides is used by the observation endoscope and the other by the light-guide endoscope (fig. 2). The observation endoscope is inserted inside the combustion chamber in the manner shown in fig. 3, which enables the observation of a large part of the chamber volume. Its placement outside the reach of injected fuel jets allows for the reduction of sooting of the quartz-window of the shield.

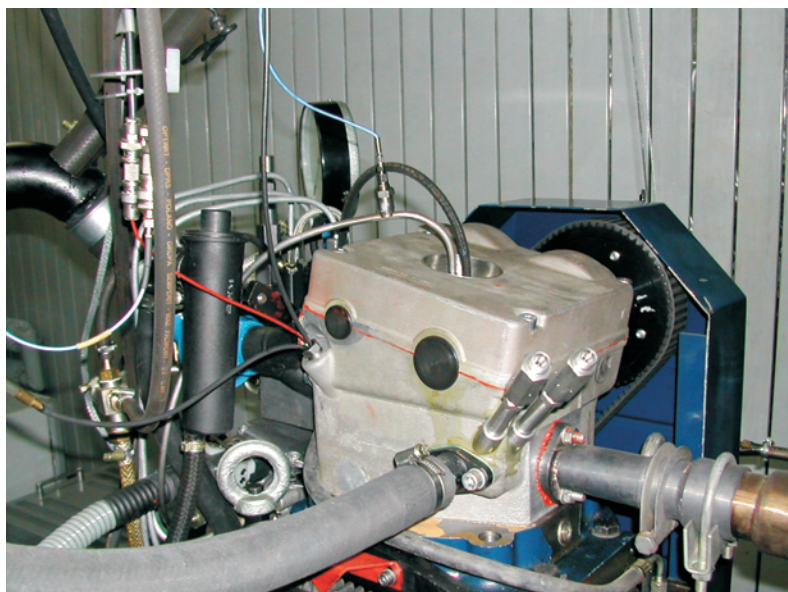
The device used for the observation of the combustion process was *Engine Video System 513D* with digital image recording, furnished with the endoscope, light-guide, image storage, image conversion and processing system and a computer. The endoscope used was of 4 mm diameter, nozzle cut-off angle 30° vision angle 70°, which allowed the observation of the combustion chamber. The endoscope in the engine head was placed in appropriate slare passing through the water coat with a quartz-window placed there.

The correct concluding related to the phenomena taking place in the operating area required the analysis of the repeatability of the recorded frames.



Rys. 1. Widok silnika AVL 5804 na stanowisku badawczym; otwarta pokrywa paska zębatego i napędu pompy wtryskowej

Fig. 1. View of the AVL 5804 engine on test site; the open cover of the geared belt and injection pump drive



Rys. 2. Widok głowicy silnika AVL od strony hamulca  
Fig. 2. View of the AVL head from the brake side

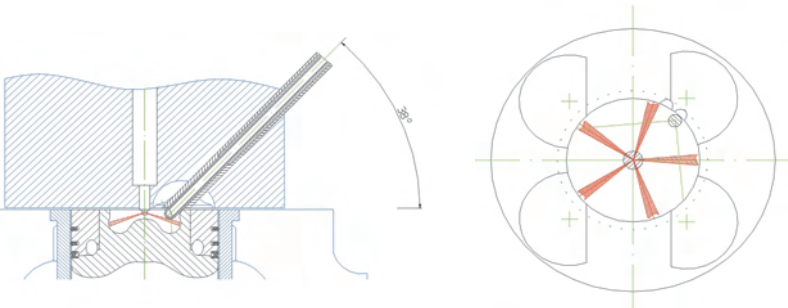
paliwa pozwala na zmniejszenie zanieczyszczenia osłonowego szkła kwarcowego.

Do obserwacji procesu spalania wykorzystano urządzenie *Engine Video System 513D* z cyfrowym zapisem obrazu, wyposażone we wzornik, światłowód, układ przetwarzania i pamięci obrazu oraz komputer. Zastosowany został endoskop  $\varnothing 4$  mm, chłodzony sprężonym powietrzem, o kącie ścięcia końcówki  $30^\circ$  i kącie widzenia  $70^\circ$ , co pozwoliło na objęcie obserwacją dużego obszaru komory spalania. Endoskop w głowicy silnika umieszczony był w odpowiedniej tulei przechodzącej przez płaszczyznę wodny, w której umieszczona była osłona zakończona bańką ze szkła kwarcowego.

Prawidłowe wnioskowanie dotyczące zjawisk zachodzących w przestrzeni roboczej wymagało przeprowadzenia analizy powtarzalności zarejestrowanych obserwacji.

#### 4. Ocena powtarzalności rejestrowanych obrazów

Analizę powtarzalności rejestrowanych obrazów przeprowadzono przy prędkości obrotowej silnika  $n = 1000$  obr/min, na biegu jałowym. Obserwacje endoskopowe prowadzono przy dodatkowym oświetleniu, a pole powierzchni zdjęć wynosiło 47208 pikseli. Otrzymane obrazy analizowano w sposób cyfrowy wyznaczając obszary występowania promieniowania o określonych parametrach zgodnie z modelem HSL i tworząc podobozary ograniczone izoliniami, tzw. warstwy. Przy ich definiowaniu wykorzystano informacje na temat barwy występujących w przestrzeni spalania promienników oraz wyniki kalibracji układu, według której określonym wartościom luminancji można przypisać pewne wartości temperatury barwowej  $T_b$  oraz – przy założeniu,

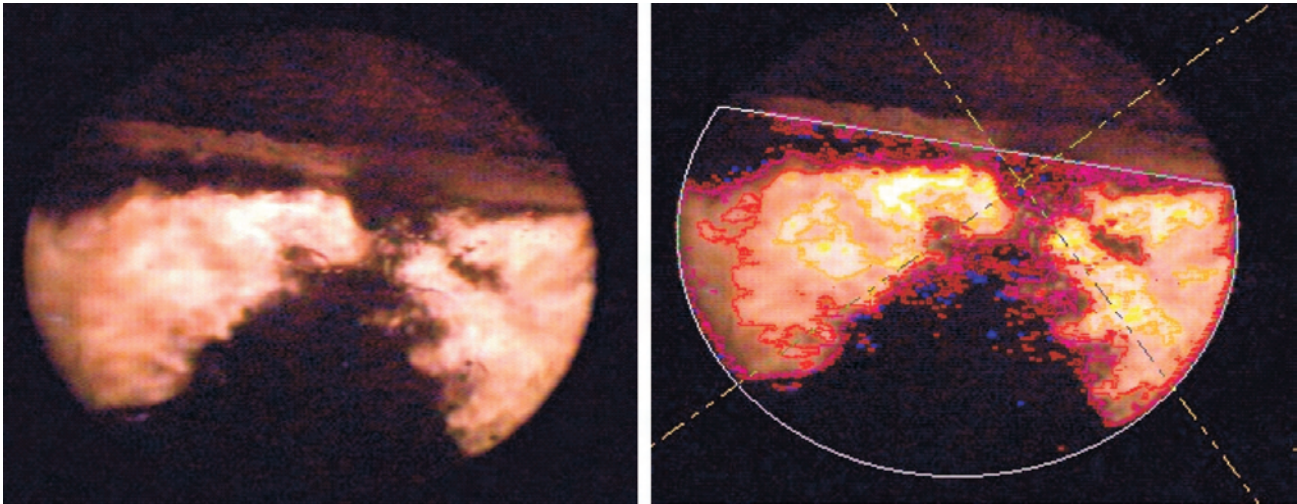


Rys. 3. Sposób umieszczenia endoskopu pokazany na przekroju cylindra silnika  
Fig. 3. Method of placing the endoscope shown on the engine cylinder cross-section

#### 4. Evaluation of the recorded frames repeatability

The evaluation of the recorded frames repeatability was carried out at engine speed  $n = 1000$  rpm, idling. The endoscopic observations were made with additional lighting and the photographs total area was 47,208 pixels. The frames obtained were analyzed digitally, determining radiation occurrence areas of defined parameters, according to the HSL model and creating sub-areas limited by isolines, so-called contour lines. For their definition the information on the hue of radiators occurring in the combustion space was used as well as system calibration results, according to which the defined luminance values may be attributed certain values of the hue-temperature  $T_b$  and – with the assumption that the coefficient of emissivity  $\epsilon = 0.65$ <sup>1)</sup> – those of the actual flame temperature  $T_f$ . The values for the assumed luminance  $L$  range limits were defined as follows (temperature ranges result from divergences between the assumed models describing the dependency of luminance on the temperature [1]):

<sup>1)</sup> This value was obtained in more detailed comparative studies discussed in [1].



Rys. 4. Zdjęcie procesu spalania oświetlonego światłem zewnętrznym: a) zdjęcie naturalne, b) zdjęcie po obróbce w programie PatEV z naniesionymi warstwicami określonych parametrów pikseli ( $n = 1000$  obr/min, bieg jałowy,  $\alpha = 6,6^\circ$ OWK po początku wtrysku)

Fig. 4. Photograph of combustion process lit with ambient light: a) natural photograph, b) photograph after processing in PatEV with plotted contour lines of defined parameters ( $n = 1000$  rpm, idling,  $\alpha = 6.6$  CA after initial injection)

że współczynnik emisyjności  $\epsilon = 0,65^2$  – także temperatury rzeczywistej płomienia  $T_f$ . Wartości te dla przyjętych granic przedziałów luminancji  $L$  określono następująco (przedziały temperatury wynikają z rozbieżności pomiędzy przyjmowanymi modelami opisującymi zależność luminancji od temperatury [1]):

- $L = 40$ :  $T_b$  [K] = 1161–1172;  $T_f$  [K] = 1780–1800;
- $L = 100$ :  $T_b$  [K] = 1276–1280;  $T_f$  [K] = 1960–1970;
- $L = 140$ :  $T_b$  [K] = 1322–1333;  $T_f$  [K] = 2035–2050;
- $L = 200$ :  $T_b$  [K] = 1404–1420;  $T_f$  [K] = 2160–2180;
- $L = 220$ :  $T_b$  [K] = 1455–1462;  $T_f$  [K] = 2240–2250;
- $L = 240$ :  $T_b$  [K] = 1620–1755;  $T_f$  [K] = 2500–2700;

Przykład zdjęcia procesu spalania w silniku, w którym zastosowano dodatkowe oświetlenie wnętrza komory spalania, pokazano na rysunku 4. Dzięki niemu łatwiejsze jest określenie miejsca umieszczenia rozpylacza oraz kształtu strug paliwa w czasie wtrysku. Obróbka obserwacji w programie PatEV pozwoliła na wyznaczenie przebiegu warstwic określających przedziały intensywności świecenia płomienia (luminancje) w sposób omówiony powyżej. W prowadzonej analizie obrazów zastosowano parametry warstwic zdefiniowane następująco (por. przypis 1):

- warstwa 0:  $H = 150$ – $200$ ;  $S = 0$ – $180$ ;  $L = 40$ – $185$ ; kolor niebieski;
- warstwa 1:  $H = 201$ – $240$ ;  $S = 0$ – $180$ ;  $L = 40$ – $230$ ; kolor brązowy;
- warstwa 2:  $H = 0$ – $50$ ;  $S = 0$ – $240$ ;  $L = 50$ – $140$ ; kolor żółty;
- warstwa 3:  $H = 0$ – $50$ ;  $S = 0$ – $240$ ;  $L = 141$ – $200$ ; kolor pomarańczowy;
- warstwa 4:  $H = 0$ – $50$ ;  $S = 0$ – $240$ ;  $L = 201$ – $240$ ; kolor czerwony.

Warstwa 0 obejmuje parametry charakterystyczne dla strugi wtryskiwanego paliwa świecącej światłem odbitym.

<sup>2)</sup> Wartość tą uzyskano w wyniku dokładniejszych badań porównawczych omówionych w pracy [1].

- $L = 40$ :  $T_b$  [K] = 1161–1172;  $T_f$  [K] = 1780–1800;
- $L = 100$ :  $T_b$  [K] = 1276–1280;  $T_f$  [K] = 1960–1970;
- $L = 140$ :  $T_b$  [K] = 1322–1333;  $T_f$  [K] = 2035–2050;
- $L = 200$ :  $T_b$  [K] = 1404–1420;  $T_f$  [K] = 2160–2180;
- $L = 220$ :  $T_b$  [K] = 1455–1462;  $T_f$  [K] = 2240–2250;
- $L = 240$ :  $T_b$  [K] = 1620–1755;  $T_f$  [K] = 2500–2700;

An example of a photograph of the combustion process in an engine where additional lighting of the combustion chamber inside was applied, is presented in fig. 4. Thanks to this the determination of the spray location and fuel jet forms during injection is easier. The observation processing in PatEV allowed determining of the courses of contour lines defining the luminance intensity ranges in the methods discussed above. In the frame analysis carried out the contour line parameters applied were defined as follows (see note 1):

- Contour line 0:  $H = 150$ – $200$ ;  $S = 0$ – $180$ ;  $L = 40$ – $185$ ; blue;
- Contour line 1:  $H = 201$ – $240$ ;  $S = 0$ – $180$ ;  $L = 40$ – $230$ ; brown;
- Contour line 2:  $H = 0$ – $50$ ;  $S = 0$ – $240$ ;  $L = 50$ – $140$ ; yellow;
- Contour line 3:  $H = 0$ – $50$ ;  $S = 0$ – $240$ ;  $L = 141$ – $200$ ; orange;
- Contour line 4:  $H = 0$ – $50$ ;  $S = 0$ – $240$ ;  $L = 201$ – $240$ ; red.

Contour line 0 comprises the parameters characteristic of the injected fuel jet emitting reflected luminance. Contour line 1 comprises particles emitting dark brown light, of low temperature, and the other contour lines comprise particles covered by the flame and emitting light of intensity resulting from the assumed luminance range (contour line 4 – the highest luminance).

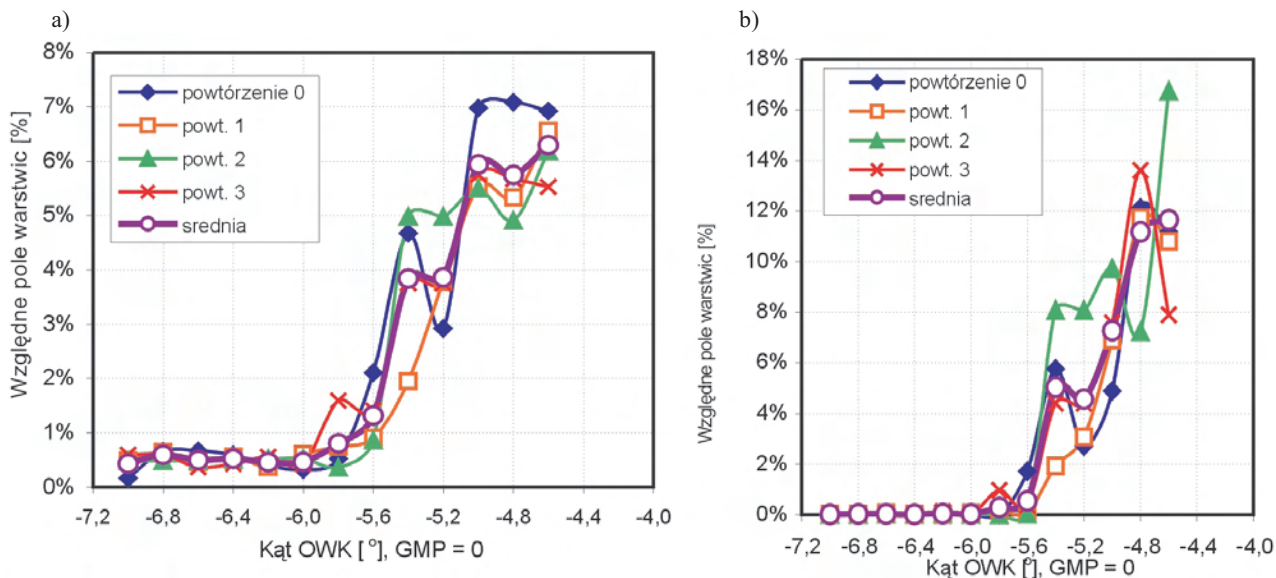
At the point of the engine operation under analysis, at the beginning of combustion, the course of changes of the field covered by the contour line 1 is formed in the manner presented in fig. 5a, and that of the field covered by the con-

Warstwica 1 obejmuje cząstki świecące światłem ciemno-brunatnym, o niskiej temperaturze, a pozostałe warstwice obejmują cząstki objęte płomieniem i świecące z intensywnością wynikającą z przyjętego przedziału luminancji (warstwica 4 – największa luminancja).

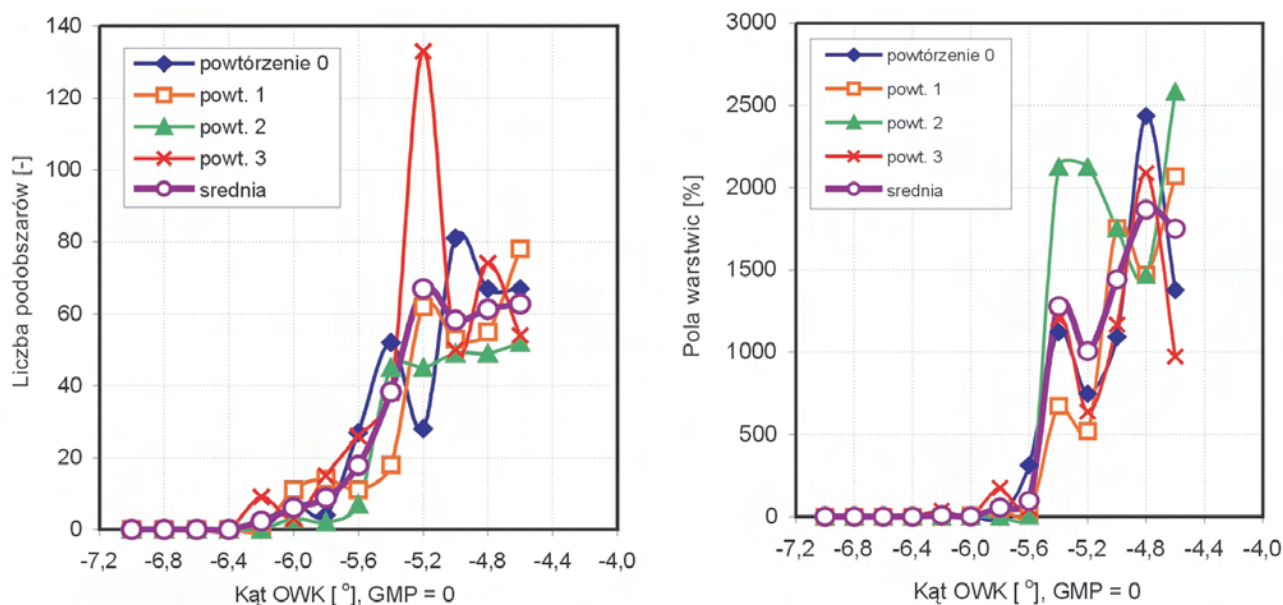
W analizowanym punkcie pracy silnika, na początku spalania, przebieg zmian pola objętego warstwicą 1 kształtuje się w sposób pokazany na rys. 5a, a pola objętego warstwicą 2 – tak jak na rys. 5b. Z przebiegu krzywej uzyskanej z uśrednienia czterech pomiarów wynika, że początek narastania pola objętego warstwicą 1 przypada na kąt  $-6,0^{\circ}$  OWK przed GMP, a dokładność jego wyznaczenia można oszacować na  $0,2^{\circ}$  OWK, choć wahania wartości wynikających z kolejnych powtórzeń dla danego kąta (np.  $-6,6^{\circ}$  OWK) osiągają 1,2%.

tour line 2 – as in fig. 5b. The course of the curve obtained from averaging the four measures indicates that the beginning of expansion of the field covered by contour line 1 falls on the angle  $-6.0$  CA before TDC, while the accuracy of its determination can be estimated as  $0.2$  CA, although the values resulting from the subsequent repeats for a given angle (e.g.  $-6.6$  CA) reach 1.2%.

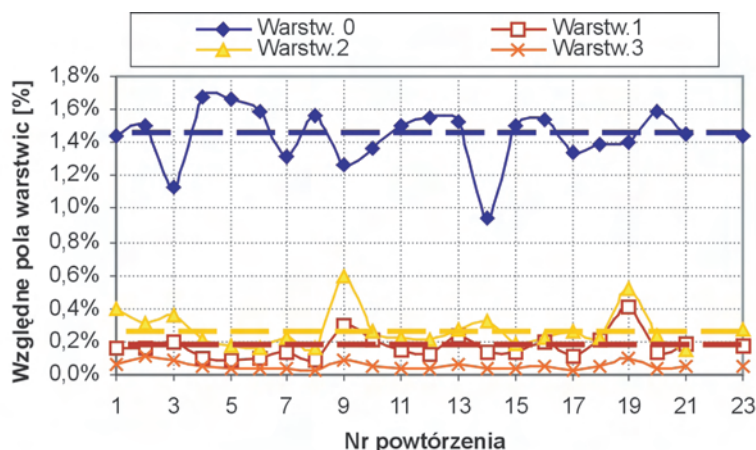
In fig. 6 the changes of the sizes of sub-areas covered by contour line 1 were presented as well as the maximum areas of the sub-areas. Although their size determined as the average of the subsequent observation repeats growth already from angle  $-6.2$  CA, however, the growth of the maximum area of the sub-areas is observed from angle  $-6.0$  CA. The increase of the sizes so determined may be interpreted as the



Rys. 5. Względne pola warstwic 1 (a) i 2 (b) w zależności od kąta OWK dla 4 powtórzeń obserwacji i wartości średniej  
Fig. 5. Relative areas of contour lines 1 (a) and 2 (b) depending on the CA for 4 observation repeats and average value



Rys. 6. Liczba podobszarów (a) oraz największe pola podobszarów (b) objętych warstwicą 1  
Fig. 6. Number of sub-areas (a) and the largest areas of sub-areas (b) covered by contour line 1



Rys. 7. Pola powierzchni poszczególnych warstwicz odniesione do pola powierzchni zdjęcia komory spalania ( $n = 1000$  obr/min,  $\alpha = -6,0^\circ$ OWK)

Fig. 7. Relative areas of contour lines related to the area of the image of combustion chamber ( $n = 1000$  rpm,  $\alpha = 6.0$  CA before TDC)

Na rysunku 6 pokazano zmiany liczebności podobszarów objętych warstwicą 1 i maksymalne pola tych podobszarów. Wprawdzie ich liczebność, określona jako średnia z kolejnych powtórzeń obserwacji, wzrasta już od kąta  $-6,2^\circ$ OWK, jednak wzrost maksymalnej powierzchni podobszarów obserwuje się od kąta  $-6,0^\circ$ OWK. Zwiększenie liczebności tak określonych obszarów można interpretować jako przyrost liczby miejsc samozapłonu, natomiast zwiększenie ich obszaru jako zapoczątkowanie propagacji płomienia.

Przy ocenie pewności wyznaczania początku spalania istotne jest określenie powtarzalności obserwacji. Ocena taką przeprowadzono dla powyżej określonych warunków pracy silnika, dla kąta  $6,0^\circ$ OWK przed GMP, przyjmując nieco zmodyfikowaną definicję warstwicz 1 i 2: warstwica 1:  $H = 1-102$ ,  $L = 38-99$ , warstwica 2:  $H = 180-240$ ,  $L = 40-190$ .

Wyniki tej oceny wyrażonej we względnych wartościach pól poszczególnych warstwicz pokazano na rysunku 7 dla 20 powtórzeń obserwacji (1–21) oraz dla wartości średniej przypisanej na rysunku odciętej oznaczonej jako 23. Warstwica 0, obejmująca pole charakterystyczne dla strugi wtryskiwanego paliwa, zajmuje względnie największe pole, a jego wahania dochodzą do ok. 0,9% pola powierzchni obserwacji. Przy obserwacjach dla tego kąta OWK warstwica 4 się nie pojawiła, a pozostałe warstwice (1–3) przybierały wartości średnie na poziomie odpowiednio ok. 0,4; 0,6; 0,1%. Stwierdzono, że większość obserwacji jest zbliżona do wartości średniej i – po odrzuceniu wartości skrajnych – wahania wokół niej można szacować na kilkanaście procent.

Przedstawione wyniki wskazują, w jakim stopniu analiza obrazu endoskopowego może być pomocna w określaniu kąta początku spalania, a szczególnie chwili pojawienia się płomienia w zakresie widma widzialnego. Pokazane na rysunkach 5–7 rozrzuty przebiegu krzywych mogą być miarą niepewności obserwacji i wyników jej analizy, a określenia początku pojawienia się płomienia widzialnego możliwe jest z dokładnością wynikającą z rozdzielczości obserwacji.

Podobną ocenę powtarzalności rejestracji płomienia w komorze spalania przeprowadzono także analizując obrazy

growth of self-ignition points, whereas the expansion of their area – as the initialization of flame propagation.

When assessing the certainty of determination of the onset of combustion, it is essential to determine the observation repeatability. Such assessment was made for the engine operation conditions described above, for angle  $6.0^\circ$  CA before TDC, assuming a slightly modified definition of contour lines 1 and 2: contour line 1:  $H = 1-102$ ;  $L = 38-99$ ; contour line 2:  $H = 180-240$ ;  $L = 40-190$ .

The results of this assessment expressed in relative values of the areas of the individual contour lines were presented in fig. 7 for 20 observation repeats (1–21) and for the average attributed to value 23 on X-axis.

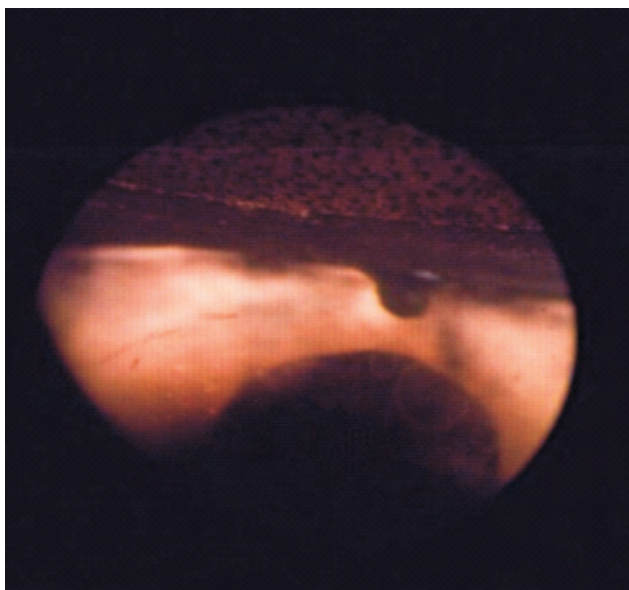
Contour line 0, covering the area characteristic for the jet of injected fuel occupies relatively the largest area and its oscillations reach ca. 0.9% of the observation area. With the observations for this angle CA the contour line 4 did not appear and the other contour lines (1–3) assumed the average values on the level of ca. 0.4; 0.6; 0.1%, respectively. It was found that most of the observations is close to the average and – after rejecting the extreme values – the oscillations around it may be estimated around a dozen per cent.

The results presented indicate the extent to which the analysis of the endoscopic image may be helpful at determining of the combustion initial angle and, particularly, the moment of flame occurrence in the visible spectrum range. The curve course dispersions shown in figures 5–7 may be the measure of observation non-repeatability and its analysis results and the determination of the beginning of visible flame occurrence is possible with accuracy resulting from the observation resolution.

A similar repeatability evaluation of the flame recording in the combustion chamber was also carried out analyzing the images obtained in 21 repeats for the angle  $-2.4$  CA (10 after the observation beginning). The averaged image was shown in fig. 8, where the surface of the head with the spray nozzle is seen and – at the bottom of the photograph – a dark contour of the hump in the piston. The area of the recorded frames amounted to 44,522 pixels in this case.

For this moment of the process the evaluation of the flame development repeatability was also carried out, obtaining the results shown in fig. 9. Contour line 0 whose parameters referred to the luminous reflection from the injected fuel jet does not appear in the analyses; the other contour lines refer to the flame emitting light of various intensity and their sum was determined as the total flame.

The dispersion of the value determined for the total flame amounted to 9–11%, which, considering the low load of the engine characterized with high non-repeatability of cycles, should be assumed as a satisfactorily low result. The oscillations for contour lines 1, 2 and 3 are ca. 14–21%. The high-



Rys. 8. Zdjęcie płomienia w silniku AVL ( $n = 1000$  obr/min,  $\alpha = -2,4^\circ$ OWK, bieg jałowy)

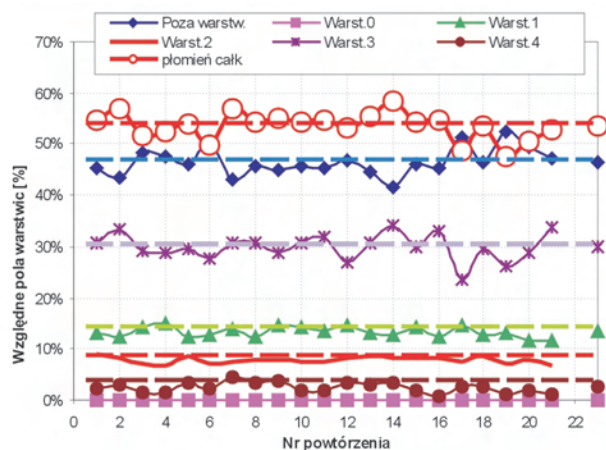
Fig. 8. Photograph of flame in the AVL engine ( $n = 1000$  rpm,  $\alpha = -2.4$  CA, idling)

uzyskane w 21 powtórzeniach dla kąta  $-2,4^\circ$ OWK ( $10^\circ$  po początku obserwacji). Uśredniony obraz pokazano na rysunku 8, na którym widoczna jest płyta głowicy z końcówką rozpylacza oraz – u dołu zdjęcia – ciemny zarys garbu w tłoku. Powierzchnia zarejestrowanych zdjęć wynosiła w tym przypadku 44 522 piksele.

Również dla tej chwili procesu przeprowadzono ocenę powtarzalności rozwoju płomienia uzyskując wyniki pokazane na rysunku 9. Warstwica 0, której parametry odnosiły się do odbicia światła od strugi wtryskiwanego paliwa nie pojawia się w analizie; pozostałe warstwy odnoszą się do płomienia świecącego z różnym natężeniem, a ich sumę określono jako płomień całkowity.

Rozrzut wartości określonej dla płomienia całkowitego wyniósł 9–11%, co – biorąc pod uwagę małe obciążenie silnika charakteryzujące się dużą niepewnością cykli – należy uznać za wynik zadowalający. Wahania wartości dla warstw 1, 2 i 3 wynoszą 14–21%. Największy rozrzut wartości wystąpił dla warstwy 4, określającej płomień o największej intensywności luminancji, ale jest to związane z bardzo małymi wartościami bezwzględными tego pola. Obszar komory nie objętej płomieniem zmienia się o 10–13% wartości średniej, co również uznano za wartość wystarczającą do wnioskowania o rozprzestrzenianiu się płomienia na podstawie zdjęcia uśrednionego.

W większości pozostałych punktów pomiarowych dla warstw 1 i 2 rozbieżności te kształtują się na poziomie do  $\pm 10\%$ . Jakkolwiek z punktu widzenia zasad statystycznych są one znaczne, jednak nie należy oczekiwać mniejszych różnic, szczególnie w warunkach małych i bardzo małych obciążeń silnika, w których niepewność procesów wymiany ładunku, zawirowania oraz procesów wtrysku i spalania jest znaczna.



Rys. 9. Wyniki analizy względnego pola powierzchni warstw dla zdjęć płomienia z rys. 8; wartość średnią z powtórzeń 1–21 przypisano odciętej nr 23

Fig. 9. Results of the analysis of relative area of contour lines for the photographs of flame from fig. 8; the value determined for X-value 23 is the average of repeats 1–21

est dispersion of the values was for contour line 4 defining the highest intensity luminance flame, but this is related to very low absolute values of the area. The area of the chamber not covered by the flame changes by ca. 10–13% of the average value, which was also considered a sufficient value for the conclusion on flame propagation based on the averaged photograph.

In most of the other measuring points for the contour lines 1 and 2 the divergences are formed on the level up to ca.  $\pm 10\%$ , however, from the point of view of the statistical principles they are significant, but lower differences should not be expected, particularly in the conditions of low and very low engine loads, where the non-repeatability of the load exchange processes, whirls and injection and combustion processes are well known.

## 5. Self-ignition delay assessment

The analysis of the area covered by contour line 2 in fig. 5b indicates that its growth occurs with delay in relation to contour line 1 (fig. 5a) by ca. 0.2...0.4 CA (33–66  $\mu$ s). However, in so much as the speed of the area growth covered by contour line 1 stabilizes after ca. 1 CA (167  $\mu$ s), in so far the area defined by contour line 2 dynamically increases, which means higher temperature flame propagation rate growth. Although the local dispersion of the area value may be significant (ca. 5...8% of the observation field), it is possible to determine the beginning of its growth with accuracy up to ca. 0.2 CA.

The endoscopic observations were applied without limitation to the analysis of combustion onset for the AVL fuelled conventionally with charge pre-homogenization. The comparison was made for the operating point:  $n = 1000$  rpm (idling). The injection initiation of the principal dose was set on 9.8 CA before TDC. In both cases the dose injected was ca. 7 mg/injection (air access ratio  $\lambda = 5$ –6), but in the engine with pre-homogenization its significant part was in

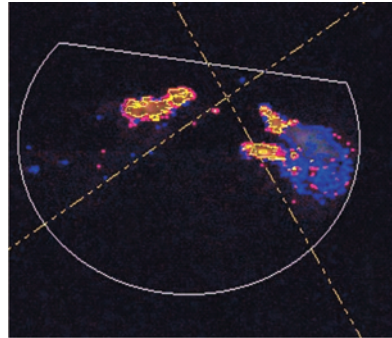
### 5. Ocena opóźnienia samozapłonu

Analiza powierzchni objętej warstwicą 2 na rysunku 5b wskazuje, że jej narastanie występuje z opóźnieniem względem warstwic 1 (rys. 5a) o ok. 0,2...0,4°OWK (33–66 μs). O ile jednak prędkość narastania pola objętego warstwicą 1 stabilizuje się po ok. 1°OWK (167 μs), o tyle pole określone warstwicą 2 dynamicznie się zwiększa, co oznacza wzrost prędkości propagacji płomienia o wyższej temperaturze. Wprawdzie lokalny rozrzut wartości tego pola może być znaczny (ok. 5...8% pola obserwacji), jednak jest możliwe określenie początku jego narastania z dokładnością do 0,2°OWK.

Obserwacje endoskopowe zastosowano m.in. do analizy początku spalania dla silnika AVL zasilanego konwencjonalnie oraz ze wstępną homogenizacją ładunku. Porównanie wykonano dla punktu pracy: n = 1000 obr/min (bieg jałowy). Początek wtrysku dawki zasadniczej ustawiono na 9,8°OWK przed GMP. W obu przypadkach wtryskiwana dawka wynosiła ok. 7 mg/wtrysk ( $\lambda = 5-6$ ), lecz w silniku ze wstępną homogenizacją znaczna jej część była wtryskiwana do przewodu dolotowego w czasie suwu ładowania (ok. 5 mg/wtrysk,  $\lambda_{wst} \gg 9$ ).

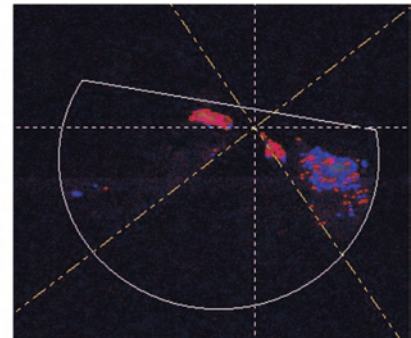
Na rysunku 10 pokazano porównanie obserwacji dla początkowych faz procesu spalania. Przy częściowej homoge-

Zasilanie konwencjonalne  
pocz. spalania 4,0°OWK po pocz. wtr.  
Conventional fueling, SOC 4.0 CA after SOI

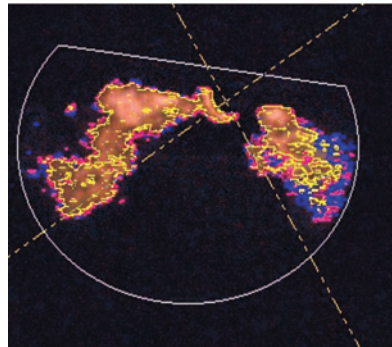


Kąt 4,2°OWK po początku wtrysku  
4.2 CA after SOI

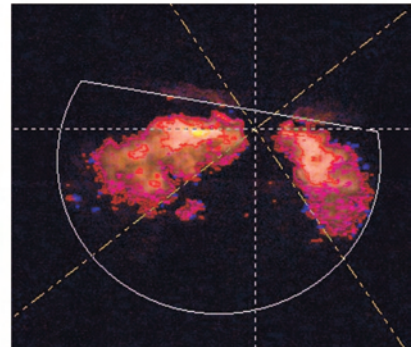
Ze wstępną homogenizacją  
pocz. spalania 3,2°OWK po pocz. wtr.  
HCCI SOC 3.2 CA after SOI



Kąt 3,4°OWK po pocz. wtrysku  
3.4 CA after SOI



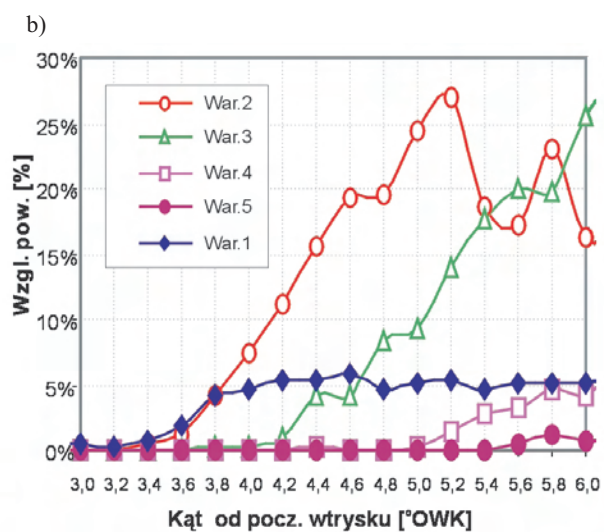
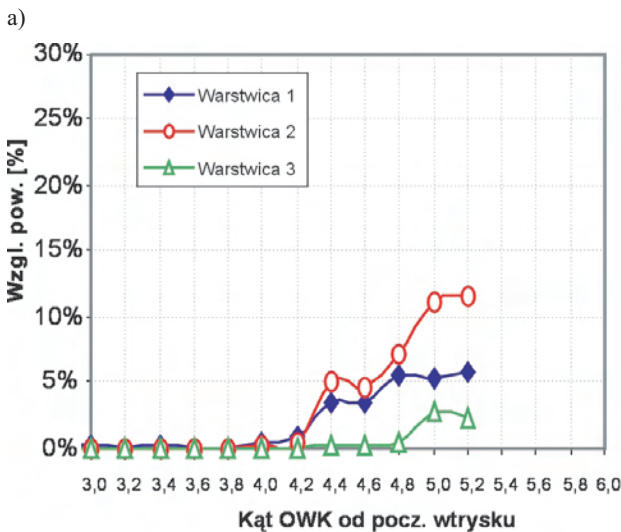
Kąt 5,0°OWK po początku wtrysku  
5.0 CA after SOI



Kąt 4,4°OWK po pocz. wtrysku  
4.4 CA after SOI

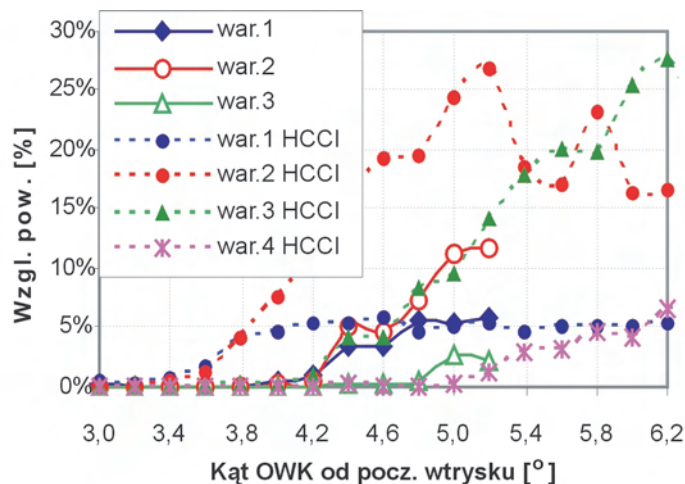
Rys. 10. Zarejestrowane obserwacje płomienia w silniku AVL w początkowym okresie spalania  
Fig. 10. The flame observations recorded in the AVL at the initial combustion period

jected into the inlet duct during the fuelling stroke (ca. 5 mg/injection,  $\lambda_{mit} \gg 9$ ).



Rys. 11. Względne pole powierzchni warstwic w zależności od kąta OWK po początku wtrysku; a) zasilanie konwencjonalne, b) zasilanie ze wstępną homogenizacją mieszanki HCCI

Fig. 11. Relative area of contour lines depending on the CA angle after initial injection; a) conventional fuelling, b) HCCI



Rys. 12. Porównanie zmian względnych powierzchni warstw 1–4 dla silnika zasilanego konwencjonalnie (linie ciągłe) i dla silnika ze wstępną homogenizacją (HCCI, linie przerywane)

Fig. 12. Comparison of changes of relative areas of contour lines 1–4 for conventionally fuelled engine (continuous lines) and for HCCI (dotted lines)

nizacji mieszanki proces spalania z widocznym promienowaniem cieplnym zaczyna się wcześniej. Na zdjęciach widać wyraźnie mniejszy obszar zaznaczony kolorem niebieskim określającym występowanie fazy ciekłej paliwa. W silniku tym już po obrocie o  $4,4^{\circ}$ OWK (0,73 ms) od początku wtrysku faza ciekła paliwa w zasadzie zanikła, podczas gdy w silniku zasilanym konwencjonalnie była jeszcze wyraźnie widoczna po obrocie o  $5^{\circ}$ OWK (0,84 ms). Zmiany względnych pól powierzchni poszczególnych warstw w tych warunkach pokazano na rysunku 11.

Charakterystyczne dla tego porównania jest wcześniejsze wystąpienie płomienia w silniku ze wstępną homogenizacją ładunku ( $3,2^{\circ}$ OWK po początku wtrysku, co odpowiada czasowi 0,53 ms) niż w silniku zasilanym konwencjonalnie ( $4^{\circ}$ OWK po początku wtrysku; 0,67 ms). Towarzyszy temu szybsze narastanie obszaru zajętego płomieniem, a obszary o temperaturze ponad 2000 K pojawiają się wcześniej:  $4,2^{\circ}$ OWK po początku wtrysku, podczas gdy w silniku zasilanym konwencjonalnie po  $4,8^{\circ}$ OWK. W silniku ze wstępną homogenizacją po  $5^{\circ}$ OWK pojawiają się obszary o temperaturze przekraczającej 2200 K; w silniku konwencjonalnym jest to opóźnione o  $6^{\circ}$ OWK. Na rysunku 12 nałożono na siebie oba przebiegi, żeby uwydatnić te różnice.

Ciekawym spostrzeżeniem może być etapowy charakter narastania obszarów objętych płomieniem; zarówno dla silnika zasilanego konwencjonalnie, jak i ze wstępną homogenizacją dają się zauważyć charakterystyczne „półki” na krzywych opisujących poszczególne warstwy; np. pomiędzy kątami  $4,2$  a  $4,4^{\circ}$ OWK występuje takie załamanie na krzywych: war. 1, war. 2 oraz war. 1 HCCI i war. 3 HCCI. Te załamania krzywych przyrostu powierzchni obszaru objętego płomieniem potwierdzają wykresy przedstawione na rysunkach 5 i 6. Sugeruje to etapowość procesu spalania w jego początkowym okresie.

Fig. 10 presents the comparison of observations for the initial combustion process phases. It is noticeable that with partial homogenization of the mixture the combustion process with visible thermal radiation starts earlier. The images on the right show a clearly smaller area marked blue determining the occurrence of the fuel liquid phase. In this engine after rotation by  $4.4$  CA (0.73 ms) from the initial injection, the liquid phase of the fuel clearly faded, while in a conventionally fuelled engine it was still clearly visible after rotation by  $5$  CA (0.84 ms). The changes of the relative areas of the particular contour lines in those conditions were shown in fig. 11.

The earlier occurrence of flame in a HCCI engine is characteristic of such a comparison ( $3.2$  CA after SOI, which corresponds to the time 0.53 ms) as compared to a conventionally fuelled engine ( $4$  CA after SOI, 0.67 ms). This is accompanied by faster expansion of the area occupied by the flame and the areas of temperature above 2000 K occur earlier; ca.  $4.2$  CA after initial injection, while in a conventionally fuelled engine – after  $4.8$ . In a HCCI

engine, areas of temperature exceeding 2200 K occur after  $5$  CA, in a classic engine this is delayed by  $6$  CA. In fig. 12 both courses have been overlapped to make the tendencies clearer.

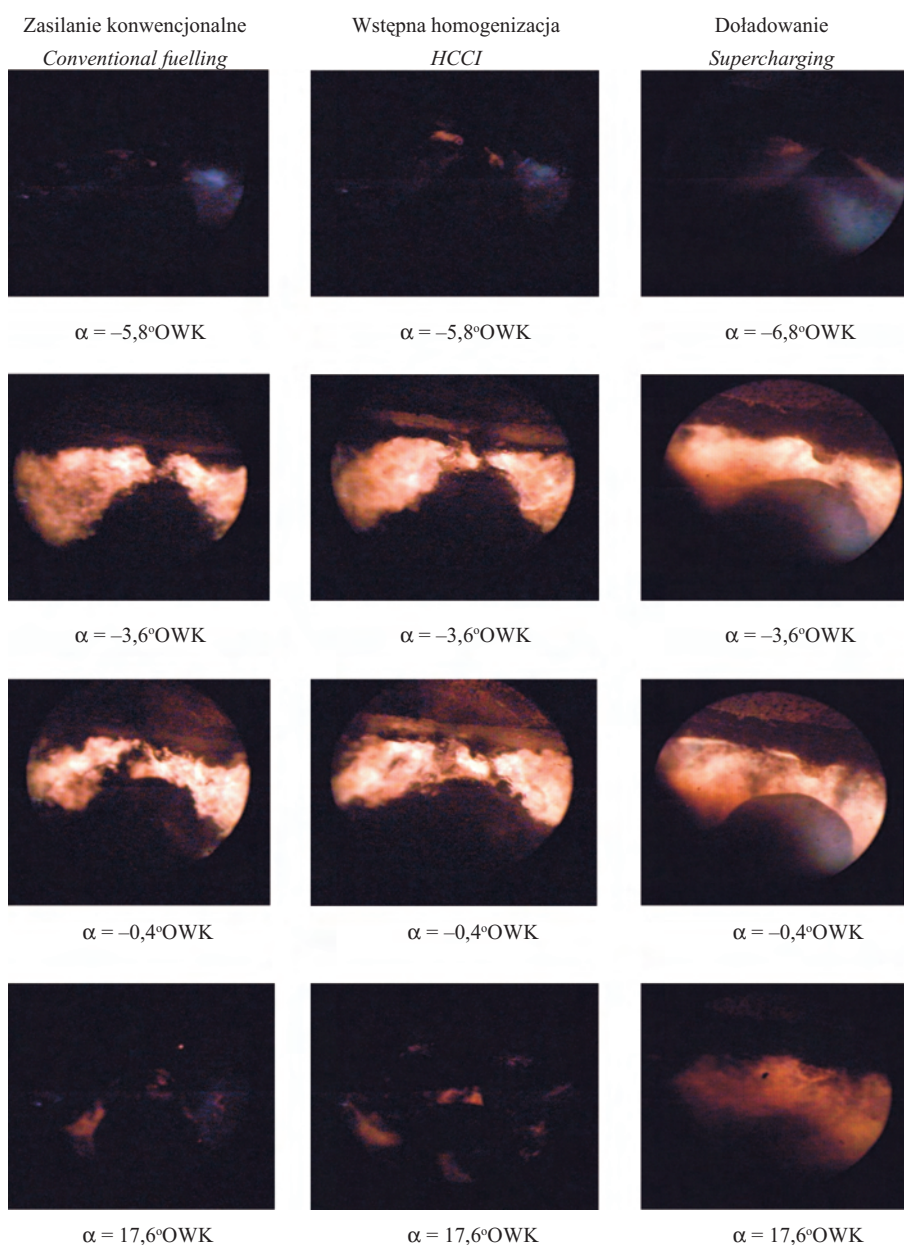
An interesting observation may be the “staginess” of the growth of areas covered by the flame: both for a conventional and a HCCI engine, characteristic “shelves” area noticeable on the curves describing the particular contour lines, e.g. between angles  $4.2$  and  $4.4$  there is such a refraction on the curves: c.line 1, c.line 2 and c.line 1 HCCI and c.line 3 HCCI. The refractions of the flame covered area growth curves are confirmed by the graphs shown in figures 5 and 6. This suggests the “staginess” of the combustion process at its initial stage.

## 6. Results of flame propagation observation in combustion chamber

### 6.1. Flame type and structure

The results of the observations recorded in an engine with partial charge homogenization were presented in fig. 13 for the same crankshaft angles in order to allow their comparison with the photographic material obtained in a conventionally fuelled engine. Similar observations were carried out for a supercharged engine. The preliminary analysis shows that the application of charge pre-homogenization causes self-ignition acceleration (at  $-5.6$  CA angle a clear flame is already visible). A similar situation is in the case of engine supercharge as the growth of supercharged air temperature causes significant acceleration of the combustion process, under the conditions tested, the combustion began  $8.4$  CA before TDC, i.e.  $1.4$  after SOI (0.23 ms). In a HCCI engine, the values were  $6.6$  CA before TDC, respectively, i.e.  $3.2$  after SOI (0.53 ms).

The comparison presented in fig. 13 also indicates that for comparable times from the initial fuel injection, various



Rys. 13. Porównanie obserwacji płomienia ( $n = 1000$  obr/min) w silniku zasilanym konwencjonalnie ( $q_0 = 2,0$  mg/wtrysk), w silniku z wstępną homogenizacją mieszanki ( $q_0 = 7,0$  mg/wtrysk) i w silniku doładowanym ( $q_0 = 7,6$  mg/wtrysk)

Fig. 13. The comparison of flame observations ( $n = 1000$  rpm) in a conventionally fuelled engine ( $q_0 = 2.0$  mg/injection), in a HCCI engine ( $q_0 = 7.0$  mg/injection) and in a supercharged engine ( $q_0 = 7.6$  mg/injection);  $\alpha = -5.8^{\circ}\text{OWK}$  means  $5.8$  CA before TDC

## 6. Wyniki obserwacji propagacji płomienia w komorze spalania

### 6.1. Charakter i struktura płomienia

Wyniki zarejestrowanych obserwacji w silniku z częściową homogenizacją ładunku przedstawiono na rysunku 13 dla tych samych kątów obrotu wału korbowego, aby umożliwić ich porównanie z materiałem zdjęciowym uzyskanym w silniku zasilanym konwencjonalnie. Podobne obserwacje przeprowadzono także dla silnika z doładaniem. Z analizy obserwacji wynika, że zastosowanie wstęp-

intensities of the flame propagation within the combustion chamber occur. At pre-homogenization of the charge, a larger area covered by the flame was found and there was lower variability of radiation intensity inside the area, which may prove the existence of lower flame temperature gradients or – more probably – lower soot concentration in the flame. In the case of engine supercharging, larger radiation intensity is observed, with lower variability in space, however. The combustion chamber fragments are better illuminated here, but the number of area with high luminance is lower. This is probably not related to the lower flame temperature, but to a clearly lower soot particle concentration. This supposition is confirmed by the exhaust smoke measurements estimated as  $0.6^{\circ}$  in the Bosch scale, while in the classically fuelled engine the smoke was doubled and in the HCCI engine it was  $0.8^{\circ}$ . It means that in the case tested concerning low loads, supercharging the engine appeared to be a beneficial method of reducing soot formation intensity.

The comparable evaluation presented above is of a qualitative nature. It was expanded by the quantitative evaluation through the application of the contour line analysis.

### 6.2. Flame propagation in the combustion chamber

The flame propagation in the research engine combustion chamber was recorded at the engine speed  $n = 1000$  rpm, ranging from forced idling to engine load of  $10$  N·m ( $p_e = -0.15 \dots 0.25$  MPa). The

observations were made in a conventionally fuelled engine and in a HCCI engine. Some of the measurements were made for an engine running without supercharging and some for the one with supercharging, which allowed collecting comparable material.

The contour line analysis results of the photographic material obtained in a **conventionally fuelled engine** are presented in fig. 14, depending on the crankshaft angle calculated from the start of injection SOI. The flame occurrence was seen after  $3.8$  CA ( $0.63$  ms), and after further  $3.4$  ( $0.57$  ms) it covers the largest combustion chamber area of

nej homogenizacji ładunku powoduje przyspieszenie samozapłonu (przy kącie  $-5,6^{\circ}\text{OWK}$  widoczny jest już wyraźny płomień). Podobnie jest w przypadku doładowania silnika, gdyż wzrost temperatury powietrza doładowanego powoduje znaczne przyspieszenie procesu spalania; w badanych warunkach początek spalania wystąpił  $8,4^{\circ}\text{OWK}$  przed GMP, tj. ok.  $1,4^{\circ}\text{OWK}$  po początku wtrysku ( $0,23\text{ ms}$ ). W silniku ze wstępną homogenizacją wartości te wyniosły odpowiednio:  $6,6^{\circ}\text{OWK}$  przed GMP, tj.  $3,2^{\circ}\text{OWK}$  po początku wtrysku ( $0,53\text{ ms}$ ).

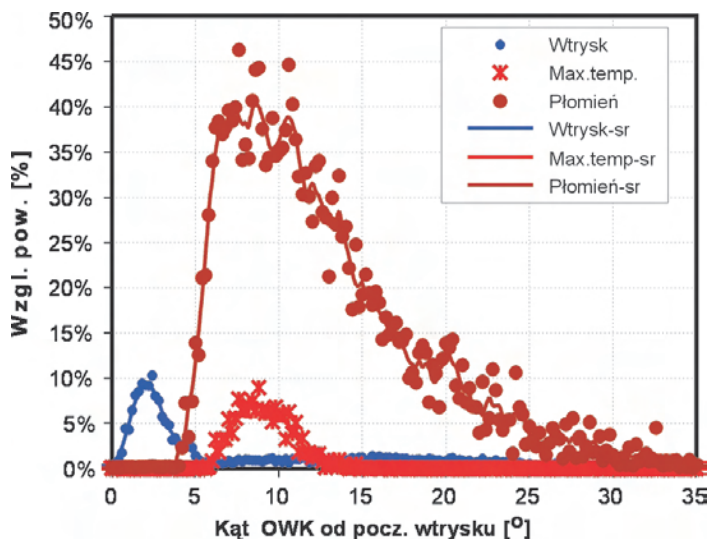
Z porównania przedstawionego na rysunku 13 wynika także, że dla porównywalnych czasów od początku wtrysku paliwa występują istotne różnice intensywności rozwoju płomienia w obrębie komory spalania. Przy wstępnej homogenizacji ładunku stwierdzono większy obszar objęty płomieniem, a w jego obrębie występuje mniejsze zróżnicowanie intensywności radiacji, co może świadczyć o mniejszych gradientach temperatury płomienia lub – co bardziej prawdopodobne – o mniejszej koncentracji sadzy w płomieniu. W przypadku doładowania silnika obserwuje się większe natężenie promieniowania, jednak o mniejszym zróżnicowaniu przestrzennym. Fragmenty komory spalania są tutaj lepiej oświetlone, ale występuje mniej obszarów o dużej luminancji. Nie jest to prawdopodobnie związane z niższą temperaturą płomienia, lecz z wyraźnie mniejszą koncentracją cząstek sadzy. Przypuszczenie to potwierdzają pomiary zadymienia spalin ocenionego na  $0,6$  jedn. w skali Boscha, podczas gdy w silniku zasilanym konwencjonalnie zadymienie było dwukrotnie większe, a w silniku niedoładowanym ze wstępną homogenizacją wynosiło  $0,8$  j.s.B. Oznacza to, że w badanym przypadku dotyczącym małych obciążeń doładowanie silnika okazało się korzystną metodą zmniejszania intensywności tworzenia sadzy.

Przedstawiona powyżej ocena porównawcza ma głównie charakter jakościowy. Rozszerzono ją o ocenę ilościową przez zastosowanie analizy warstwicowej.

## 6.2. Rozprzestrzenianie się płomienia w komorze spalania

Rozprzestrzenianie się płomienia w komorze spalania silnika badawczego rejestrowano przy prędkości obrotowej  $n = 1000\text{ obr/min}$ , w zakresie od wymuszonego biegu jałowego do obciążenia silnika wynoszącego  $10\text{ Nm}$  ( $p_e = -0,15 \dots 0,25\text{ MPa}$ ). Obserwacje te prowadzono w silniku z zasilaniem konwencjonalnym oraz ze wstępną homogenizacją mieszanki. Część pomiarów wykonano dla silnika pracującego bez doładowania, a część dla silnika z doładowaniem; pozwoliło to na zgromadzenie materiału porównawczego.

Wyniki analizy warstwicowej materiału zdjęciowego uzyskanego w silniku zasilanym konwencjonalnie przedstawiono na rysunku 14

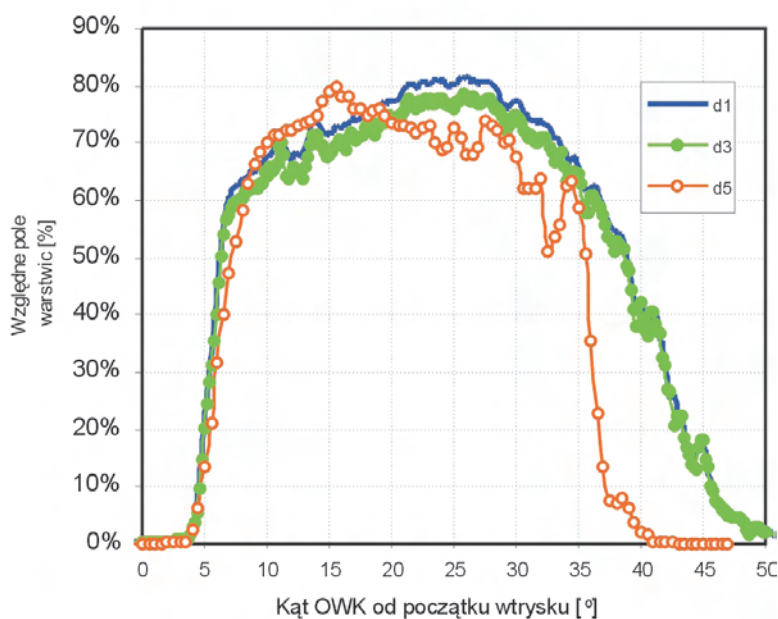


Rys. 14. Wyniki analizy warstwicowej obserwacji w komorze spalania silnika AVL zasilanego konwencjonalnie

Fig. 14. Results of contour line analysis of the observations in the combustion chamber of a conventionally fuelled AVL engine

about 40% (46% maximum). The area of temperature exceeding  $2160\text{ K}$  occurs slightly earlier, after approximately  $2.0\text{ CA}$ . After  $10\text{--}11\text{ CA}$  (ca.  $1.83\text{ ms}$ ) from SOI, the area covered by flame begins to decrease, although the area with the highest temperature fades  $1\text{--}2\text{ CA}$  later. For the tested operating point the flame faded in the combustion chamber after approximately  $35\text{ CA}$ .

The analysis of **supercharge pressure impact** on the flame propagation was carried out for the conditions determined as:  $d_1$  ( $q_0 = 6.3\text{ mg/inj.}$ ,  $p_d = 4.0\text{ kPa}$ ),  $d_3$  ( $q_0 = 7.6\text{ mg/inj.}$ ,



Rys. 15. Zmiany względnego pola objętego płomieniem w funkcji kąta OWK dla różnych wartości ciśnienia doładowania

Fig. 15. Changes of the relative area covered by the flame in the function of the crankshaft angle for various values of supercharging pressure

w zależności od kąta OWK liczonego od początku wtrysku paliwa. Wystąpienie płomienia stwierdzono po 3,8°OWK (0,63 ms), a po kolejnych 3,4°OWK (0,57 ms) obejmuje on największy obszar komory spalania wynoszący ok. 40% (maksymalnie 46%). Obszar o temperaturze przekraczającej 2160 K pojawia się chwilę wcześniej, po 2,0°OWK. Po 10–11° OWK (ok. 1,83 ms) od początku wtrysku obszar objęty płomieniem zaczyna się zmniejszać, choć obszar o najwyższej temperaturze zanika 1–2°OWK później. Dla badanego punktu pracy płomień w komorze zanikał po ok. 35°OWK.

Analizę **wplywu ciśnienia doładowania** na przebieg rozprzestrzeniania się płomienia w silniku z zasianiem konwencjonalnym przeprowadzono dla warunków oznaczonych jako: d1 ( $q_0 = 6,3$  mg/wtr.,  $p_d = 4,0$  kPa), d3 ( $q_0 = 7,6$  mg/wtr.,  $p_d = 68$  kPa) i d5 ( $q_0 = 6,6$  mg/wtr.,  $p_d = 40$  kPa). Wynika z niej, że obszary o najwyższej temperaturze płomienia, szacowanej w zakresie 2200–2800 K, wystąpiły po 4°OWK (0,7 ms) po początku spalania w przypadku wyników d1 i d3, a w przypadku d5 – nieco później, po 10–12°OWK. Przebieg zmian wielkości obszaru objętego poszczególnymi warstwicami dla zaprezentowanych przypadków jest bardzo zbliżony; krzywe wykazują podobny, charakterystyczny kształt. Przez zsumowanie obszarów objętych tymi warstwicami (z wyłączeniem warstwy 0, opisującej strugę paliwa) uzyskano przebieg zmian całego obszaru objętego płomieniem.

Porównanie krzywych względnego obszaru płomienia w komorze spalania dla analizowanych przypadków pokazano na rysunku 15. Wynika z niego znaczne podobieństwo przebiegów charakteryzujących się podobną wielkością dawki paliwa ( $q_0 = 6,3$ – $7,6$  mg/wtr) i zmiennością ciśnienia doładowania  $p_d$  w zakresie 4,0–68,0 kPa. Wartość ciśnienia doładowania sprzyja szybszemu zanikowi płomienia, a większe obciążenie (większa dawka paliwa) powoduje dwufazowość procesu spalania.

Rozprzestrzenianie się płomienia obserwowano również w silniku **ze wstępną homogenizacją mieszanki** w warunkach określonych następująco (h – homogenizacja, d – doładowanie):

- dane h;  $p_{2d} = 0,0$  kPa,  $q_0 = 7,0$  mg/wtr.,  $q_{wst}/q_0 = 71,5\%$ ,  $M_0 = -4,5$  Nm;
  - dane h2;  $p_{2d} = 0,0$  kPa,  $q_0 = 16,6$  mg/wtr.,  $q_{wst}/q_0 = 46,1\%$ ,  $M_0 = 5,0$  Nm;
  - dane hd2;  $p_{2d} = 40,0$  kPa,  $q_0 = 15,0$  mg/wtr.,  $q_{wst}/q_0 = 0,0\%$ ,  $M_0 = 8,8$  Nm;
- a dla innego pola obserwacji przy endoskopie skierowanym w kierunku komory w tłoku:
- dane hd5;  $p_{2d} = 40,0$  kPa,  $q_0 = 14,3$  mg/wtr.,  $q_{wst}/q_0 = 53,4\%$ ,  $M_0 = 8,0$  Nm;
  - dane hd6;  $p_{2d} = 40,0$  kPa,  $q_0 = 9,0$  mg/wtr.,  $q_{wst}/q_0 = 26,0\%$ ,  $M_0 = 2,0$  Nm.

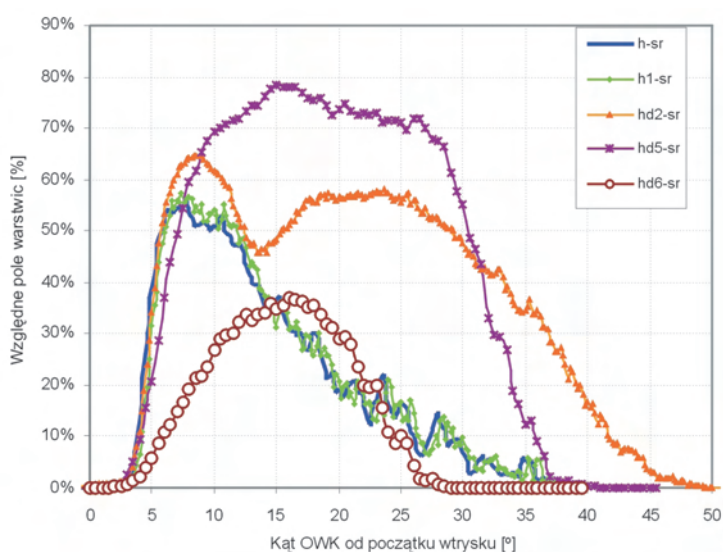
Wyniki warstwicowej analizy przeprowadzonych obserwacji potwierdzają typowy charakter zmian obszaru objętego płomieniem, podobny do pokazanych na rysunku 15. Stwierdzono, że w warunkach spalania wstępnie zhomogenizowanej mie-

$p_d = 68$  kPa) and d5 ( $q_0 = 6.6$  mg/inj.,  $p_d = 40$  kPa). It indicates that the areas of the highest flame temperature, estimated in the range 2200–2800 K, occurred after approximately 4 CA (0.7 ms) after SOI in the case of results d1 and d3, while in the case of d5 – a little later, after approximately 10–12 CA. The course of changes of the size of the area covered by the individual contour lines for the cases presented is very close; the curves present a similar characteristic form. Through summing up the areas covered by those contour lines (excluding the contour line 0, describing the fuel jet) the course of changes of the whole area covered by flame was obtained.

The comparison of the curves of the relative flame area in the combustion chamber for the cases under analysis is shown in fig. 15. This indicates high similarity between the courses characterized with similar fuel dose size ( $q_0 = 6.3$ – $7.6$  mg/inj.) and variability of supercharge pressure  $p_d$  in the range 4.0–68.0 kPa. The supercharge pressure value supports faster flame fading, while the larger load (larger fuel dose) causes a two-phase combustion process.

The flame propagation was also observed in the **HCCI engine** under the following conditions:

- data h;  $p_{2d} = 0.0$  kPa,  $q_0 = 7.0$  mg/inj.,  $q_{init}/q_0 = 71.5\%$ ,  $M_0 = -4.5$  Nm;
  - data h2;  $p_{2d} = 0.0$  kPa,  $q_0 = 16.6$  mg/inj.,  $q_{init}/q_0 = 46.1\%$ ,  $M_0 = 5.0$  Nm;
  - data hd2;  $p_{2d} = 40.0$  kPa,  $q_0 = 15.0$  mg/inj.,  $q_{init}/q_0 = 0.0\%$ ,  $M_0 = 8.8$  Nm;
- and for another observation field with the endoscope in the piston directed towards the chamber:
- data hd5;  $p_{2d} = 40.0$  kPa,  $q_0 = 14.3$  mg/inj.,  $q_{init}/q_0 = 53.4\%$ ,  $M_0 = 8.0$  Nm;
  - data hd6;  $p_{2d} = 40.0$  kPa,  $q_0 = 9.0$  mg/inj.,  $q_{init}/q_0 = 26.0\%$ ,  $M_0 = 2.0$  Nm.



Rys. 16. Zmiany względnego pola obszaru objętego płomieniem dla danych serii h i hd

Fig. 16. Changes of the relative area of the flame covered surface for data series h and hd

sżanki nie wystąpiły warstwy najwyższych wartości temperatury płomienia, natomiast obszar o temperaturach ok. 2100–2200 K został znacznie zredukowany. Powiększeniu uległy natomiast wielkości obszarów o temperaturze do ok. 2000 K. Stwierdzono także, że przy większych dawkach paliwa podawanego do cylindra zaznacza się dwufazowy charakter rozprzestrzeniania się płomienia (tutaj dla danych h2,  $q_0 = 16,6$  mg/wtr. – rys. 16). Krzywe opisujące względne pole płomienia dla danych hd6 nie wskazują na występowanie dwufazowości procesu spalania. W tym przypadku endoskop skierowany był w kierunku komory w tłoku, wewnątrz której dominuje płomień o charakterze dyfuzyjnym.

Porównanie wyników obserwacji względnego pola objętego płomieniem w różnych punktach pracy silnika pokazane na rysunku 16 wykazuje, że wspomniany dwufazowy charakter spalania zaznaczył się także dla danych hd2, uzyskanych przy podobnej wielkości dawki paliwa ( $q_0 = 15,0$  mg/wtr.) i przy zwiększonym ciśnieniu doładowania. W obu przypadkach widoczne jest na krzywych minimum lokalne odpowiadające kątowi ok.  $13,5^\circ$ OWK (2,25 ms) po początku wtrysku paliwa, a punkt gwałtownego zmniejszenia prędkości rozprzestrzeniania się płomienia w pierwszej fazie spalania odpowiada kątowi ok.  $7-8,5^\circ$ OWK (1,2–1,4 ms).

## 7. Spostrzeżenia i podsumowanie

Zastosowanie techniki obserwacji endoskopowych i modeli zależności barwy (H) i luminancji (L) od własności promieniującego ośrodka umożliwia ocenę temperatury i struktury płomienia w poszczególnych punktach przestrzeni spalania (jej płaskiej ekspozycji).

Przytoczone przykłady analizy obrazów spalania wskazują na możliwości oceny rozprzestrzeniania się płomienia w komorze spalania, jednak wymaga ona wcześniejszej oceny powtarzalności rejestrowanych obserwacji dla poszczególnych wartości kąta obrotu wału korbowego w porównywalnych warunkach pracy silnika. Niepowtarzalność w analizowanych warunkach oceniono na 9-13% i uznano ją jako wystarczającą małą do prowadzenia takich analiz na podstawie obrazów uśrednionych.

Analiza promieniowania przeprowadzona na podstawie parametrów pikseli zarejestrowanego obrazu pozwoliła na wyznaczenie chwili początku spalania z większą dokładnością niż na podstawie oceny zmian parametrów termodynamicznych (indykowania). Potwierdziła ona także występowanie wielostadynowości procesu samozapłonu (por. rys. 5, 6, 12). W początkowej fazie samozapłonu występuje wzrost liczby ogniska samozapłonu, a po okresie ocenionym na  $0,4-0,6^\circ$ OWK (w warunkach badań; 0,07-0,10 ms) następuje wzrost powierzchni płomienia (por. rys. 6).

W badaniach potwierdzono, że zasilanie typu HCCI sprzyja szybszemu odparowaniu paliwa (o ok. 0,10 ms, zanik fazy ciekłej, rys. 10) i wcześniejsze (o 0,10-0,14 ms) pojawienie się tzw. gorącego płomienia; również wcześniej niż w silniku zasilanym konwencjonalnie powstają obszary o temperaturze przekraczającej 2000 K (por. rys. 11).

Obserwacje porównawcze w stosunku do silnika z zasilaniem konwencjonalnym wykazały, że zasilanie typu HCCI

The results of the contour line analysis of the observations confirm the typical nature of changes of the area covered by flame, similar to those shown in fig. 15. It was found that in the combustion conditions of the homogenized mixture the contour lines of the highest flame temperature values did not occur, while the area of temperatures ca. 2100–2200 K was significantly reduced, while the sizes of the areas of temperature up to ca. 2000 K expanded. It was also seen that with larger fuel doses loaded into the cylinder, a two-phase nature of the flame propagation is conspicuous (here for data h2,  $q_0 = 16.6$  mg/inj. – fig. 16). The curves describing the relative flame area for data hd6 do not indicate the occurrence of a two-phase combustion process. In this case the endoscope was directed towards the chamber in the piston, with the diffusion flame dominating inside.

The comparison of the results of the observation of the relative area covered by flame in various points of the engine operation shown in fig. 16 indicates that the said two-phase nature of combustion was also conspicuous for data hd2, obtained with a similar fuel load ( $q_0 = 15.0$  mg/inj.) and increased supercharging pressure. In both cases the local minimum corresponding to the angle approximately  $13.5^\circ$  CA (2.25 ms) is visible after SOI and the point of rapid deceleration of flame propagation in the first combustion phase corresponds to the angle approximately  $7-8.5^\circ$  CA (1.2–1.4 ms) after SOI.

## 7. Conclusions and remarks

The application of the endoscopic observation techniques and modeling of the Hue (H) and Luminance (L) as function of the radiation source properties makes it possible to determine the flame temperature and structure in any point of combustion volume (its planar exposure).

The examples of combustion image analysis, presented here, indicate the possibilities of evaluation of flame propagation in the combustion chamber, however it requires the prior assessment of the repeatability of the observations recorded for the individual crankshaft angle values in comparable engine operating conditions. The repeatability in investigated circumstances was estimated for 9-13% and was accepted as small enough for that kind of analysis based on averaged images.

The analysis carried out on the pixel parameters of recorded images made it possible to determine the start of combustion (SOC) with higher accuracy as it could be done from the analysis of thermodynamical parameters (cylinder indicating). It confirmed the multi-stage nature of self-ignition (see Fig. 5, 6, 12). In the beginning part of this process the growing number of ignition point occurs, and after the time estimated for  $0.4-0.6^\circ$  CA (in research conditions; 0.07-0.10 ms) the increase of flame area was observed (see Fig. 6).

It was stated, that HCCI fueling system helps in faster fuel evaporation (of ca. 0.10 ms, atrophy of liquid phase, Fig. 10) and earlier (of 0.10-0.14 ms) formation of the so-called hot flame; areas of temperatures above 2000 K appears earlier as in the conventional fuelled engine as well (see Fig. 11).

wykazuje wcześniejsze pojawienie się płomienia, a jego struktura jest bardziej jednorodna; w przypadku zastosowania doładowania obserwuje się większe natężenie promieniowania, jednak o mniejszym zróżnicowaniu przestrzennym. Jest to prawdopodobnie związane z wyraźnie mniejszą koncentracją cząstek sadzy.

Stwierdzono także, że zmniejszyła się wielkość obszarów występowania wysokich temperatur na rzecz zwiększenia obszarów o temperaturach niskich i średnich. Stwierdzono także, że przy większych dawkach paliwa podawanego do cylindra zaznacza się dwufazowy charakter rozprzestrzeniania się płomienia.

Podane wyżej wartości odnoszą się wprawdzie do określonych obserwacji, jednak ich rozkład i proporcje można uznać za charakterystyczne. Świadczą o tym także wyniki publikowane przez Larssona [9], w których pokazano przebiegi funkcji wywiązywania się ciepła oraz pole powierzchni płomienia o temperaturze powyżej 2300 K. Charakterystyczne w tych badaniach jest także podobne opóźnienie pojawienia się płomienia o wysokiej temperaturze w stosunku do kąta początku wtrysku paliwa, pomimo zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku o 6°OWK. Jednocześnie w obu przypadkach krzywe wywiązywania się ciepła są bardzo zbliżone. Może to wskazywać na występowanie określonej korelacji pomiędzy przebiegiem wywiązywania się ciepła, a wynikami analizy warstwicowej rozprzestrzeniania się płomienia. Poszukiwanie takiej korelacji przedstawiono w pracach [2, 8].

Observations carried out comparatively to the conventionally fuelled engine have shown, that in HCCI engine the flame appears earlier and its structure is more homogenous; when supercharging has been applied the higher intensity of flame radiation was observed, but with lower diversification of radiation along the area. Probably, it correlates with lower concentration of soot particles.

It was also found, that the area of higher temperatures gets smaller and areas of low and middle temperatures grows up. It was also stated, that with larger fuel supply into cylinder a two-stage character of flame propagation could be observed.

Although the values presented above refer to some defined observations, however, their distribution and proportions may be assumed as characteristic ones. The results published by Larsson [9], prove the same, presenting the courses of heat release functions and the flame area of temperature above 2300 K. Another characteristic elements of the research is also a similar delay of high temperature flame occurrence in relation to initial fuel injection, despite the injection angle change by 6 CA. At the same time, in both cases the heat release curves are very close. This may indicate the occurrence of a defined correlation between the heat release course and contour line analysis of flame propagation. Search for such a correlation was presented in the papers [2, 8].

*Artykuł recenzowany*

## Literatura/Bibliography

1. Wisłocki K.: Studium wykorzystania badań optycznych do analizy procesów wtrysku i spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2004 r., ss. 280.
2. Wisłocki K., Gehrlach D.: Endoscopic observations of flame propagation in DI Diesel engine. *Journal of KONES*, Vol. 8, No 1-2, September 2001.
3. Wisłocki K. (kier.), Kozak W., Pielecha I., Dziaduk A., Markowski J.: Zastosowanie analizy obrazu z obserwacji endoskopowych procesów silnikowych. Opracowanie wewnętrzne 52-867 DS. Instytut Silników Spalinowych i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Poznańskiej, 2003.
4. Heywood J.B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Book Co., Series in Mechanical Engineering, 1988.
5. Hentschel W.: *Modern Tools for Diesel Engine Combustion Investigation*. W: Twenty-six International Symposium on Combustion. The Combustion Institute, 1996.
6. Kordylewski W. (red.): *Spalanie i paliwa*. Wyd. Politechniki Wrocławskiej, wyd. 2, Wrocław, 2005.
7. Larsson A.: Research done in the field of direct injected diesel engines concerning exhaust gas emission and optical measurements of the fuel injection and combustion. *Internal Combustion Engines*, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology. Report no. 65, 960418.
8. Wisłocki K.: Some diagnostic possibilities of the combustion process in DI Diesel engines. *Ehkologija*. Sbornik nauchnykh trudov Vostochnogo Nacional'nogo Universiteta im. Vladimira Dalja, Lugan'sk, Ukraina, No. 2/2002.
9. Larsson A.: *Optical Studies in a DI Diesel Engine*. SAE Paper 1999-01-3650.

Dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki – profesor nadzw. na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

*Mr Krzysztof Wisłocki, DSc, DEng. – professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.*



Leon BOGUSŁAWSKI\*  
Janusz RABIEGA

PTNSS-2007-SS1-204

## Ocena wpływu rodzaju paliwa na przepływ ciepła w silniku spalinowym

*Ze względu na mniejsze zasoby paliw ciekłych w stosunku do paliw gazowych i korzystne relacje cenowe istnieje tendencja do zastępowania paliw ciekłych gazowymi. Nie bez znaczenia są również przesłanki związane z ograniczeniem emisji toksycznych składników spalin w przypadku paliw gazowych. Wraz ze zmianą rodzaju paliwa pojawiło się szereg problemów, w tym wzrost obciążenia cieplnego skracający żywotność silnika. W związku z tym podjęto badania wybranego typu silnika, dokonując pomiaru strumienia ciepła w reprezentatywnych punktach głowicy silnikowej. Silnik zasilano najpierw benzyną a następnie gazem propan-butan. Przy obu sposobach zasilania uzyskiwano porównywalne moce. W badaniach stwierdzono znaczący wzrost obciążenia cieplnego na powierzchni głowicy silnikowej po przejściu z zasilania benzyną na zasilanie gazowe.*

Słowa kluczowe: spalanie, wymiana ciepła, silnik spalinowy

### Influence of the type of fuel on the heat transfer in internal combustion engine

*Due to diminishing liquid fuel resources comparing with gaseous fuel as well as difference in their price one can observe a tendency to substitute liquid fuel with gaseous one. The reduction in the emission of toxic ingredients of fumes is also of extreme importance. However, together with the change of the fuel new problems have occurred. One of them is the increase in heat load that shortens the life of an engine. Therefore, studies on the chosen type of an engine were carried out. A heat flux in representative points of the engine's head was measured. The engine was firstly fed with petrol, later with LPG. For both types of fuel the obtained power was similar. Studies showed a significant growth in heat load on the surface of the engine's head after changing the fuel from petrol to LPG.*

Key words: combustion, heat transfer, internal combustion engine

### 1. Wstęp

Ze względu na skomplikowaną geometrię o zmiennej objętości, wysokie wartości ciśnienia i temperatury, pomiar lokalnych wartości strumienia ciepła jest bardzo trudny. Dla potrzeb bilansowania strumienia energii wykorzystano relacje określające średni strumień ciepła w czasie całego cyklu. Opanowanie techniki pomiaru szybkozmiennych temperatur na ścianie umożliwia określenie lokalnego strumienia ciepła na ścianie komory spalania silnika spalinowego. Aby uniknąć przenoszenia sygnału z elementu ruchomego (tłok) czujniki najczęściej montuje się w nieruchomej głowicy. Rejestracja niewielkich zmian temperatury (rzędu 10 K) w szerokim paśmie częstotliwości (od ułamka Hz do ~20 kHz) wymaga opracowania specjalnych układów wzmacniających o minimalnym poziomie szumu. W pewnych zakresach pomiaru mierzony sygnał jest niewiele większy od poziomu zakłóceń. Redukcja wpływu zakłóceń wymaga użycia cyfrowej akwizycji danych i cyfrowej analizy sygnału, przy wykorzystaniu procedur uśredniania fazowego.

Wykorzystując wcześniejsze doświadczenia z pomiarami lokalnego strumienia ciepła na ścianie bomby kalorymetrycznej z ruchomym denkiem symulującej cykl pracy silnika spalinowego [5] i [6] podjęto badania na silniku rzeczywistym. Celem przeprowadzonego cyklu badań była ocena wpływu rodzaju paliwa na obciążenie cieplne powierzchni komory spalania. Dodatkowo w przypadku paliwa gazowego pomierzono wyniki dla dwóch wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,2$  i  $1,8$ . Ta druga wartość  $\lambda$  dawa-

### 1. Introduction

Due to a complicated geometry characterized with a changing volume, high values of pressure and temperature, the measurement of local values of heat flux is very difficult to perform. For the needs of balancing the energy flux, the relations characterizing a mean heat flux within a whole cycle were used. Being able to apply the method of measurement of quickly-changing temperatures on a wall enables defining a local heat flux on the wall of the combustion chamber of an engine. To avoid transferring the signal from a moving part (the piston), the sensors are usually placed on a fixed head. Registration of minor temperature changes (about 10 K) in a wide frequency band (from a fraction of Hz to ~20 kHz) requires elaborating special amplifying systems with minimum noise level. In some ranges of the measurement the measured signal was slightly higher than the interference level. The reduction of the interference influence requires the use of digital data acquisition and digital signal analysis, applying the procedures of phase averaging.

Making use of previous experience with measurements of local heat flux on the wall of calorimetric bomb with a moving bottom, simulating the work cycle of a spark-ignition engine [5] and [6] the studies were executed on a real engine. The aim of this investigation was the evaluation of the influence of fuel on the heat load of the combustion chamber. Additionally, for LPG the measures were carried out for two values of excess air coefficient  $\lambda = 1.2$  and  $\lambda = 1.8$ . The

ła najlepsze wyniki w zakresie osiągnięć silnika i toksyczności spalin.

Prowadzono badania wymiany ciepła w komorze spalania silnika spalinowego o zapłonie iskrowym zasilanego różnymi paliwami. Strumień ciepła od gorących gazów do ścianki mierzono termoparami powierzchniowymi. Trzy czujniki strumienia ciepła umieszczano w głowicy cylindrowej w sześciu różnych miejscach. Rejestrowano zarówno temperatury powierzchniowe jak i ciśnienie w cylindrze. Układ rejestracji przystosowany był do pracy długotrwałej a wyniki zapisywane były na komputerze. Silnik zasilano zarówno benzyną jak i gazem propan-butan przy różnych współczynnikach nadmiaru powietrza. Pomiar realizowano w różnych punktach głowicy przy użyciu termopar powierzchniowych. Mała stała czasowa czujników umożliwiła pomiar wartości chwilowych w funkcji kąta obrotu. Badania wykonano przy zasilaniu silnika benzyną i propanem-butanem stosując różne współczynniki nadmiaru powietrza. Stwierdzono wzrost wartości strumienia ciepła po zmianie paliwa z benzyny na paliwo gazowe.

## 2. Opis stanowiska badawczego

Badania zrealizowano na zmodyfikowanym silniku S320 ER, dostosowanym do pracy z zapłonem iskrowym. Schemat stanowiska badawczego i układu pomiarowego przedstawiono na rysunku 1. Silnik hamowany prądnicą asynchroniczną zachowując stałą prędkość obrotową równą 1000 obr/min. Silnik zasilano odpowiednio benzyną i propan-butanem. W przypadku paliwa gazowego zastosowano dwie wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,2$  i  $1,8$ . Wartość tę mierzono na bieżąco analizatorem spalin i dostosowywano proporcję powietrza do gazu zależnie od wyników pomiaru. Stopień otwarcia przepustnicy gaźnika był miarą obciążenia silnika, a na rysunku 2 pokazano zmiany obciążenia względnego w funkcji stopnia otwarcia przepustnicy dla zasilania różnymi paliwami. Moc silnika zasilanego benzyną przy pełnym otwarciu przepustnicy ( $\sim 10$  kW) stanowiła odniesienie. Przez obciążenie względne rozumiano iloraz rzeczywistej mocy oddawanej przez silnik w sto-

second value gave better results as far as the performance of the engine and the toxicity of the fumes are concerned.

The studies of heat exchange in the combustion chamber of the spark-ignition engine that was fed with different types of fuel were carried out. The heat flux from hot gases to the wall was measured by means of surface thermocouples. Three sensors were placed in six points on the engine's head. Both, surface temperatures and the pressure in the cylinder were recorded and gathered information was transferred to the computer. The engine was supplied with petrol and LPG, with different excess air coefficient. The measurement was executed at various points of the engine's head by means of surface thermocouples. A small time constant of the sensors made it possible to measure unsteady heat flux versus angle of the crankshaft rotation. The increase in the heat flux value after changing from petrol to LPG was observed.

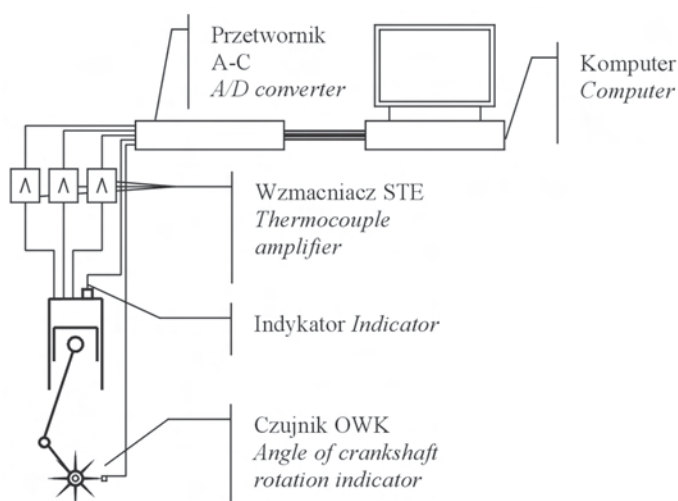
## 2. Description of the stand

The experiments were carried out on a modified S320 ER engine, adjusted for spark-ignition. The diagram of the stand and the measurement system was presented in Fig. 1. The engine was being broken by means of an asynchronous alternator keeping the same 1000 rpm. engine speed. The engine was fed both with petrol and LPG. For LPG fuel two values of  $\lambda$  were used ( $\lambda = 1.2$  and  $\lambda = 1.8$ ). The value was measured in progress, using fumes analyzer and adjusting the air-gas proportions according to the results of the measurement. The angle of the carburettor throttle opening was the measure of the engine power. The changes of the power versus the angle of the throttle opening for various types of fuel was shown in Fig. 2. The power of the engine fed with petrol at a maximum throttle opening ( $\sim 10$  kW) was the reference. The quotient of the real engine power to the reference value was considered to be a relative load/power. For  $\lambda = 1.2$  there were attempts to deliver such amounts of gas so that the obtained power on the crankshaft could be similar to the one obtained with petrol.

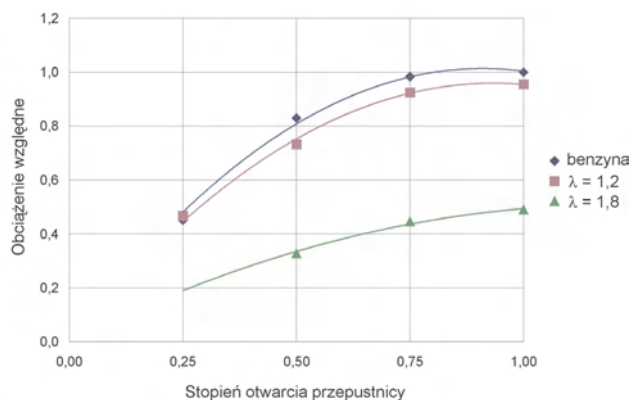
Simultaneously, three surface thermocouples of NANMAC company were placed on the engine's head. The heat flux measurements were taken at 6 chosen points. Their distribution on the engine's head was presented in Fig. 3.

After amplification the signal was registered on ADC488/8SA a 16-bit digital system of data acquisition. Five analogue signals (three surface temperatures, pressure and the index of the angle of crankshaft rotation) were sampled with the frequency of 10 kHz and registered in the computer memory for freely long time. The average values of the registered samples of the signal were found in order to eliminate random interference. The courses after finding the average of 1000 cycles were found representative.

The procedure of determining the heat flux, based on the increase in temperature on the surface was presented in paper [3]. For calculation reasons it was assumed that surface sensors of NANMAC company are made of SS303 steel, which heat properties (heat conductance and thermal conductivity) do not differ too much from the



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego i układu pomiarowego  
Fig. 1. Diagram of a stand and measurement system



Rys. 2. Zależność względnego obciążenia silnika od stopnia otwarcia przepustnicy przy różnym zasilaniu

Fig. 2. Power of engine vs angle of throttle opening for different fuels

sunku do mocy odniesienia. Starano się doprowadzać tyle gazu przy  $\lambda = 1,2$ , by moc na wale była porównywalna z mocą na wale dla zasilania benzyną.

W głowicy silnika umieszczano jednocześnie 3 termopary powierzchniowe firmy NANMAC. Pomiary strumienia ciepła wykonywano w 6 wybranych punktach głowicy. Ich rozmieszczenie przedstawiono na rys. 3.

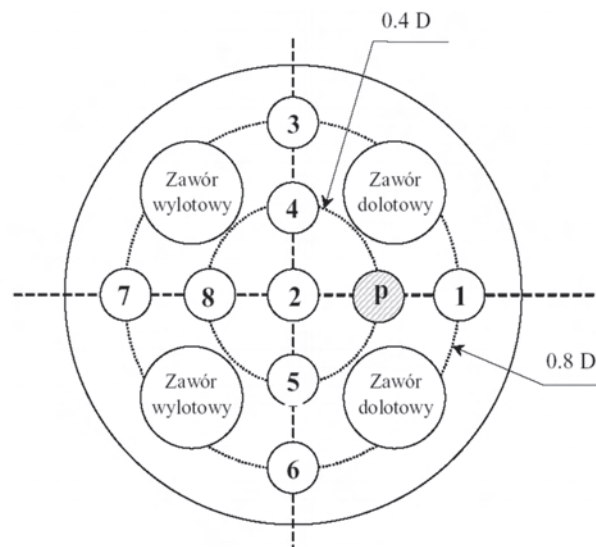
Sygnal po wzmacnieniu rejestrowano 16-bitowym cyfrowym układem akwizycji danych ADC488/8SA. Pięć sygnałów analogowych (3 temperatury powierzchniowe, ciśnienie i sygnał znacznika kąta obrotu wału korbowego) próbkowano z częstotliwością 10 kHz i zapisywano w pamięci masowej komputera przez dowolnie długi czas. Rejestrowane próbki sygnału poddano procedurom uśrednienia w celu wyeliminowania przypadkowych zakłóceń. Za reprezentatywne uznano przebiegi po uśrednieniu 1000 cykli.

Procedurę wyznaczania strumienia ciepła w oparciu o przyrost temperatury powierzchni przedstawiono w pracy [3]. Do obliczeń założono, że czujniki powierzchniowe firmy NANMAC wykonano ze stali SS303, której właściwości cieplne (przewodność cieplna i dyfuzyjność) nie różnią się dużo od materiału głowicy silnika, w którą zostały zamontowane. Materiał z którego wykonano termometr powierzchniowy powinien mieć właściwości cieplne zbliżone do materiału ścianki, w której go zamocowano. Swą obecnością termometr powierzchniowy nie powinien zmieniać pola temperatur w ściance silnika.

W celu zredukowania zakłóceń sygnału pomiarowego przydzwiękiem sieciowym cały układ pomiarowy zasilano poprzez UPS. Niskoszumny wzmacniacz pomiarowy nie przenosił składowej stałej, a jego dolne pasmo przenoszenia wynosiło 132 mHz.

#### 4. Wyniki pomiarów

Zestawiony układ pomiarowy umożliwił rejestrację chwilowych zmian temperatury powierzchni dna komory spalania w wybranych punktach. Przykładowy przebieg zmian temperatury powierzchni dla kilku cykli przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 3. Rozmieszczenie termopar powierzchniowych w głowicy silnika

Fig. 3. Place of surface thermocouple in a head of engine

material the engine's head is made of and on which they were placed. The material a surface thermometer was made of should also show heat properties similar to those of the material of the wall in which it is mounted. The presence of the thermometer should not change the field of temperatures in the engine's wall.

To reduce interference of the measured signal by a grid sound the whole measurement system was powered by UPS. Low-noise measurement amplifier did not carry the DC component and its low carrying band was 132 mHz.

#### 4. Results

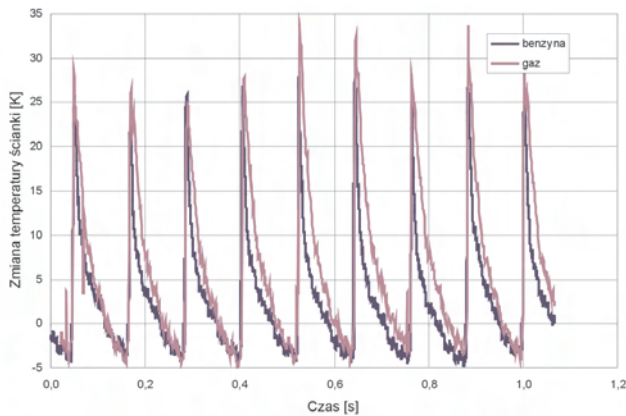
The measurement system enabled the registration of temporary temperature changes of the bottom of the combustion chamber at chosen points. An example course of these changes for some cycles was shown in Fig. 4.

No repeatability of temperature changes in individual cycles was observed. Inequality of the processes in individual cycles was much higher for LPG than for petrol. It suggests the existence of smaller repeatability of preparing fuel mixture dosages for individual cycles.

On the basis of the measured temperature changes the density of heat flux was defined. The courses of temporary values of the heat flux density at various points of cylindrical head have a similar shape, although they differ in their maximum value. An example of such courses was shown in Fig. 5.

Maximum densities of the heat flux was found in the cylinder axis and between exhaust valves (points 2 and 8 in Fig. 3). Closer to the cylinder axis the extreme of the course values was closer to TDC and for points more distant from the axis the extreme moved from TDC. It may be connected with the time of flame propagation. This phenomenon was independent from the applied fuel.

Together with the increase in the engine's load an awaited growth in maximum value of heat flux density was ob-



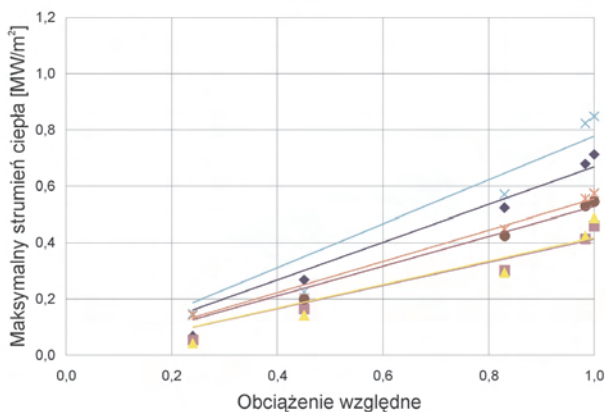
Rys. 4. Typowy przebieg zmian temperatury ścianki komory spalania  
Fig. 4. Typical course of wall's temperature of combustion chamber

Zaobserwowano brak powtarzalności zmian temperatury w poszczególnych cyklach. Nierównomierność procesów w poszczególnych cyklach jest dla paliwa gazowego znacznie większa niż dla benzyny. Sugeruje to istnienie mniejszej powtarzalności przygotowania dawek mieszanki palnej dla poszczególnych cykli.

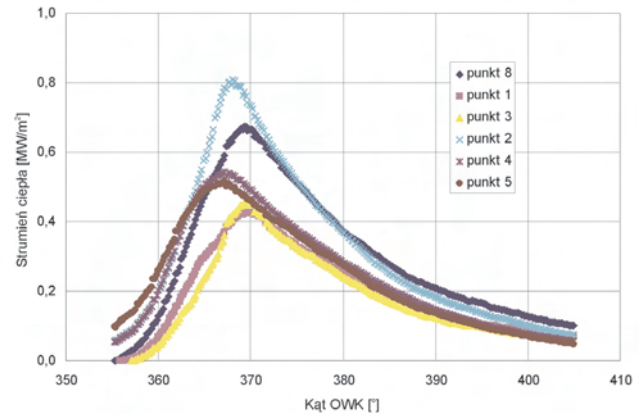
W oparciu o zmierzone zmiany temperatur wyznaczono gęstości strumienia ciepła. Przebiegi chwilowych wartości gęstości strumienia ciepła w różnych punktach głowicy cylindrowej mają zbliżony kształt, choć różnią się wielkością wartości maksymalnej. Przykład takich przebiegów przedstawiono na rys. 5.

Maksymalne gęstości strumienia ciepła odnotowano w osi cylindra i pomiędzy zaworami wydechowymi (punkty 2 i 8 na rys. 3). Minimalne wartości zmierzono w punktach najbardziej odległych od osi cylindra (punkty 1 i 3 na rys. 3). Bliżej osi cylindra ekstremum wartości przebiegu było bliżej ZZ a dla punktów bardziej odległych od osi do ekstremum odsuwało się od ZZ. Może to być związane z czasem propagacji płomienia. Zjawisko to było niezależne od rodzaju paliwa.

Wraz ze wzrostem obciążenia silnika zaobserwowano oczekiwany wzrost maksymalnej wartości gęstości strumienia ciepła.



Rys. 6. Maksymalne strumienie ciepła jako funkcja względnego obciążenia silnika zasilanego benzyną  
Fig. 6. Maximum heat flux vs. power of engine for liquid fuel



Rys. 5. Typowy przebieg strumienia ciepła w pobliżu GMP (360°) dla 6 punktów (patrz rys. 3).

Fig. 5. Typical course of heat flux near TDC for 6 points (see Fig. 3).

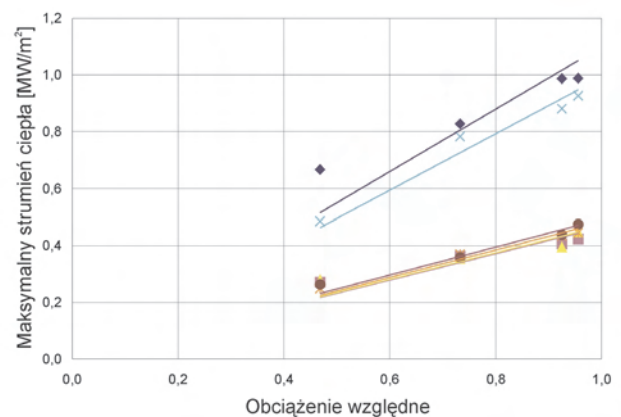
served. These changes were presented in Fig. 6 – for petrol and for LPG in Fig. 7 and 8. In Figures 6, 7 and 8 the same colours were applied for marking individual measuring points as in Fig. 5. Apart from measurement points, trend lines were also shown in the figures. The trend lines were obviously straight, starting at the beginning of coordinate axis. To show a common scale of the phenomena the same scale of coordinate axis was used in these three figures.

## 5. Conclusions

The measures of heat flux density in the head of the combustion chamber of a spark-ignition engine fed with petrol and LPG were carried out at  $\lambda = 1.2$  and  $\lambda = 1.8$ .

The measures make it possible to draw the following conclusions:

- With the application of LPG at  $\lambda = 1.2$  the mean density of heat flux was about 50% higher than the mean density of heat flux that occur during the burning of stoichiometric mixture of petrol. The trend lines in Fig. 7 were sloping/inclined steeper than the lines in Fig. 6.
- Burning poor gas mixture ( $\lambda = 1.8$ ) is accompanied with a smaller heat flux, which reaches 85% of the value obtained for petrol.



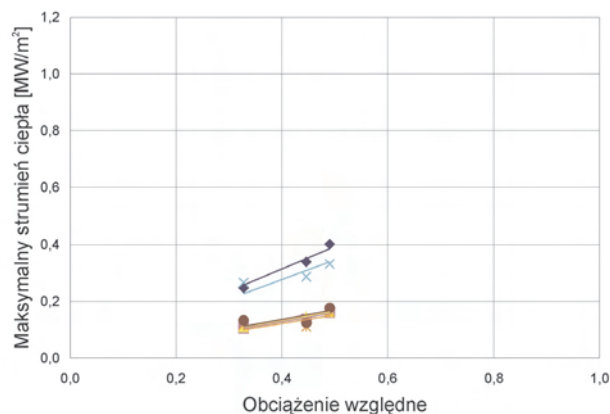
Rys. 7. Maksymalne strumienie ciepła jako funkcja względnego obciążenia dla paliwa gazowego przy  $\lambda = 1,2$   
Fig. 7. Maximum heat flux vs. power of engine for LPG and  $\lambda = 1.2$

mienia ciepła. Zmiany te przedstawiono na rysunku 6 dla benzyny i rysunkach 7 i 8 dla gazu. Na rysunkach 6, 7 i 8 zastosowano te same kolory dla oznaczenia poszczególnych punktów pomiarowych co na rys. 5. Oprócz punktów pomiarowych na rysunkach dodano linie trendu. Narzucającymi się liniami trendu były linie proste, które miały swój początek w początku układu współrzędnych. Dla pokazania wspólnej skali zjawisk na wszystkich trzech rysunkach przyjęto tę samą skalę dla obu osi współrzędnych.

## 5. Wnioski

Wykonano pomiary gęstości strumienia ciepła w głowicy komory spalania silnika o zapłonie iskrowym zasilanym benzyną i gazem propan-butan przy  $\lambda = 1,2$  i  $1,8$ . Pomiary te pozwalają sformułować następujące wnioski:

- W przypadku użycia gazu propan-butan przy  $\lambda = 1,2$  średnia gęstość strumienia ciepła jest o ok. 50% większa od średniej gęstości strumienia ciepła występującej przy spalaniu stechiometrycznej mieszanki benzyny. Linie trendu z rysunku 7 są nachylone bardziej stromo od linii trendu z rysunku 6.
- Spalaniu ubogiej mieszanki gazu ( $\lambda = 1,8$ ) towarzyszy mniejszy strumień ciepła, który osiąga 85% wartości uzyskanej dla benzyny.
- Największe strumienia ciepła zaobserwowano w osi głowicy cylindrowej i pomiędzy zaworami wylotowymi.
- Najmniejsze strumienie ciepła, które wystąpiły pomiędzy zaworami wlotowymi wynoszą około 50% wartości największych. Dla spalanie gazu obserwujemy większe zróżnicowanie wyników pomiaru.
- Największy strumień ciepła jaki zmierzono w badanym silniku był rzędu  $1 \text{ MW/m}^2$  a najmniejszy, przy sprężaniu bez spalania około  $50 \text{ kW/m}^2$ .
- Charakter zmian wartości gęstości strumienia ciepła na powierzchni głowicy w funkcji kąta obrotu jest bardzo podobny i nie zależy od rodzaju paliwa.
- Zarówno przy zasilaniu benzyną jak i przy zasilaniu gazem zaobserwowano liniowe narastanie strumienia ciepła wraz ze wzrostem obciążenia silnika.



Rys. 8. Maksymalne strumienie ciepła jako funkcja względnego obciążenia dla paliwa gazowego przy  $\lambda = 1,8$

Fig. 8. Maximum heat flux vs. power of engine for LPG and  $\lambda = 1.8$

- The biggest heat fluxes were observed in cylinder axis and between exhaust valves.
- The smallest heat fluxes which were observed between inlet valves amount to 50% of the biggest values. For LPG combustion a bigger differentiation of measurements results was observed.
- The biggest heat flux which was measured in the studied engine was about  $1 \text{ MW/m}^2$  and the smallest at compression without combustion, about  $50 \text{ kW/m}^2$ .
- The character of the changes in heat flux density on the surface of the head versus rotation angle was very similar for both types of the applied fuel.
- Linear growth in heat flux together with the increase in the engine's load/power was observed when the engine was fed both with petrol and LPG.

Artykuł recenzowany

## Literatura/Bibliography

- [1] Rabięga J., Bogusławski L.: Indykacja silnika spalinowego przetwornikiem ADC 488/8SA w środowisku LabVIEW, KONES 2001.
- [2] Rabięga J., Bogusławski L., Cupiał K., Kociszewski A.: Pomiary lokalnego i chwilowego strumienia ciepła od spalin do ścianki w silniku badawczym, KONES 2002.
- [3] Wiśniewski S.: Wymiana ciepła, PWN, Warszawa 1979.
- [4] Rabięga J., Bogusławski L., Cupiał K., Kociszewski A.: Badania wymiany ciepła w komorze spalania silnika z zapłonem iskrowym zasilanego paliwem ciekłym i gazowym, VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa Silniki Gazowe, 2003.
- [5] Rabięga J.: Wpływ warunków spalania i zawirowania ładunku na intensywność wymiany ciepła w gazowym silniku spalinowym, XI Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, 2001.
- [6] Rabięga J., Bogusławski L.: Influence of Combustion Condition and Air-Fuel Charge Rotation on Intensity of Heat Transfer in an IC Engine Operating on Gas Fuel. Konferencja NATO Research & Technology Organization Applied Vehicle Technology, 2001.

Dr inż. Janusz Rabięga – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Janusz Rabięga, DEng. – Doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.



Dr hab. inż. Leon Bogusławski – profesor nadzw. na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Leon Bogusławski, DSc, DEng. – professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.



## Wskaźnik optymalizacji pracy silników spalinowych stosowanych w rolnictwie

*W artykule przedstawiono nową metodę oceny pracy silnika ciągnika rolniczego pod względem optymalnego wykorzystania pola podaży mocy. Na podstawie stworzonego wskaźnika optymalizacji porównano dwa okresy pracy silnika ciągnikowego Z 8401.12 eksploatowanego w różnych warunkach agrotechnicznych. Stwierdzono, że wskaźnik optymalizacji pracy silnika może być miarą porównawczą silników o różnych mocach oraz o różnych zakresach obciążeń.*

Słowa kluczowe: *ciągnik rolniczy, silnik spalinowy, wskaźnik optymalizacji*

### Optimization index of combustion engines used in agriculture

*A new method of agricultural tractor engine work evaluation in the scope of maximum use of power supply was presented in the article. On the basis of the optimization index that was created, two diagrams of tractor engine work Z 8401.12 were compared in different agricultural conditions. It was stated that the engine optimum working index may be a comparable measurement of engines with different powers and load ranges.*

Key words: *agricultural tractor, combustion engine, optimum working index*

#### 1. Wstęp

Podczas produkcji ciągników istnieje problem stopniowania mocy w typoszeregach. Oznacza to, że przy zakupie użytkownik wybiera ciągnik o mocy innej, z reguły większej od optymalnie wymaganej do posiadanego parku maszyn współpracujących. Odstępstwo od doboru właściwej mocy sprawia, że wiele prac wykonywanych jest przy większym udziale energii niż jest to wymagane. Oprócz strat energii związanych ze wzrostem masy ciągnika znaczną rolę odgrywają straty związane ze spadkiem sprawności ogólnej silnika pracującego przy niepełnych obciążeniach, a przez to i ze wzrostem jednostkowego zużycia paliwa

Optymalizacja pracy silnika, oprócz regulacji parametrów związanych bezpośrednio z procesem spalania i wymiany ładunku, polega m.in. na zapewnieniu pracy silnika przy możliwie dużej sprawności ogólnej. Taki stan można osiągnąć poprzez właściwy wybór przełożenia w układzie napędowym pojazdu. Korzystne jest zatem aby w zakresie tej samej mocy uzyskać możliwie duży moment obrotowy przy możliwie małej prędkości obrotowej wału korbowego silnika.

W ciągnikach rolniczych, dzięki zastosowaniu reduktora oraz wzmacniacza momentu, liczba uzyskiwanych przełożeń jest znacznie większa w porównaniu z pojazdami samochodowymi. W zakresie jednej roboczej prędkości jazdy ciągnika możliwych jest kilka różnych ustawień przełożeń i odpowiadających im prędkości obrotowych wału korbowego silnika. Fakt ten wykorzystywany jest do optymalizacji pracy silników ciągnikowych, szczególnie w zakresie małych i średnich obciążeń, poprzez stosowanie techniki jazdy GUTD (*Gear Up Throttle Down*), dzięki której oszczędności w zużyciu paliwa mogą wynieść nawet do 20% [2].

Z dostępnej literatury znane są metody oceny i porównania silników pojazdów drogowych w aspekcie ich opty-

#### 1. Introduction

During production of tractors there is a problem of power gradation in series of types. It means that when buying a tractor a user chooses one with a different power, usually greater than optimally required for the available cooperating. This deviation from choosing appropriate power results in many works performed with higher contribution of energy than necessary. Apart from energy losses due to the tractor mass increase, there are losses related to the decrease of the tractor general capacity when not working under full load and, thus with increase of unit fuel consumption.

Engine work optimization consists of, apart from adjusting parameters directly related to the combustion process and charge exchange, among others, engine operation at possibly high general efficiency. Such a condition can be achieved by proper choice of drive ratios in the power transmission system of the vehicle. It is therefore advantageous to obtain, within the same power, a possibly high torque at a possibly low engine speed.

In agricultural tractors, due to the use of a reducer and torque amplifier, the number of obtained drive ratios is significantly bigger as compared with cars. In the range of one operating speed of a tractor, there are several possibilities of gear ratios and their relevant engine speeds. This fact is used for the optimization of agricultural tractor operation, especially in the range of small and medium load, by applying GUTD driving technique (*Gear Up Throttle Down*), due to which the economies in the fuel consumption can be as high as 20% [2].

On the basis of available literature, evaluation and comparison methods of road vehicle engines in the aspect of their optimum use in operation, are known. The ratio of fuel consumption per 100 km [8] is very helpful and reliable. However, in the case of agricultural tractors it may not be totally

malnego wykorzystania w eksploatacji. Bardzo przydatny i miarodajny jest przy tym wskaźnik przebiegowego zużycia paliwa na 100 km [8]. Jednak w przypadku ciągników rolniczych nie może on być w pełni obiektywny, ponieważ nie uwzględnia wykorzystania ciągnika w pracach polowych lub napędach stacjonarnych.

Ocena i poprawa wskaźników ekonomiki pracy silnika powinna odbywać się w oparciu o charakterystykę gęstości czasowej, uwzględniającą rozkład warunków pracy silnika w jego konkretnym zastosowaniu, tak jak ma to miejsce np. w badaniach pojazdów drogowych wg założonego w teście profilu prędkości [1, 8]. W obszarze eksploatacji ciągników brak jest tego typu badań. Nieliczne, prowadzone w tym zakresie próby wskazują jedynie na fakt niepełnego wykorzystania mocy silników ciągnikowych w gospodarstwach rolnych ze wskazaniem na możliwość poprawy ekonomiki pracy poprzez optymalny wybór przełożeń [6].

Stworzenie bezwymiarowego wskaźnika, określającego w jakim stopniu praca silnika odpowiada warunkom optymalnym, pozwoliłoby na pełniejszą ocenę efektywności wykorzystania silnika ciągnikowego, niezależnie od jego mocy znamionowej czy też zakresów obciążeń. Celem badań było wyznaczenie zależności charakteryzującej bezwymiarowy wskaźnik optymalizacji pracy silnika oraz porównanie na jego podstawie dwóch sporządzonych charakterystyk gęstości czasowej silnika Z 8401.12. Ze względu na brak tego typu wskaźnika w technice motoryzacyjnej postanowiono nadać mu nazwę OWI (*Optimum Working Index*).

## 2. Metodyka badań

Klasyczne sporządzenie charakterystyki uniwersalnej silnika spalinowego polega na pomiarze wskaźników pracy silnika w co najmniej 50 punktach określających stany pracy oraz aproksymację uzyskanych wartości pomiędzy tymi punktami. Uzyskana w ten sposób mapa przedstawia pełen obraz jednostkowego zużycia paliwa  $g_c$ . Można również, przy tworzeniu charakterystyki uniwersalnej posłużyć się metodą modelu, dzięki której liczba punktów pomiarowych ograniczona zostaje do 9 [3]. Jak wykazują badania, optymalne osiągi dla większości silników ZS stosowanych w rolnictwie, naniesione na bezwymiarową charakterystykę uniwersalną są podobne [3, 7]. Optymalna praca silnika odbywa się w punkcie o najmniejszym jednostkowym zużyciu paliwa  $g_c$ .

Jeśli silnik pracuje z mocą  $N_s$  w zakresie od 0 do 100% mocy znamionowej  $N_{z\text{nam}}$  to można wyznaczyć optymalne punkty pracy silnika odpowiadające minimum jednostkowego zużycia paliwa  $g_c$  przy każdej podanej mocy  $N_s$  (rys. 1).

Przedstawiona powyżej analiza, ze względu na graficzną interpretację, wymaga ustalenia jednej, bezwymiarowej skali obu osi. Stąd też wprowadzono następujące oznaczenia (1):

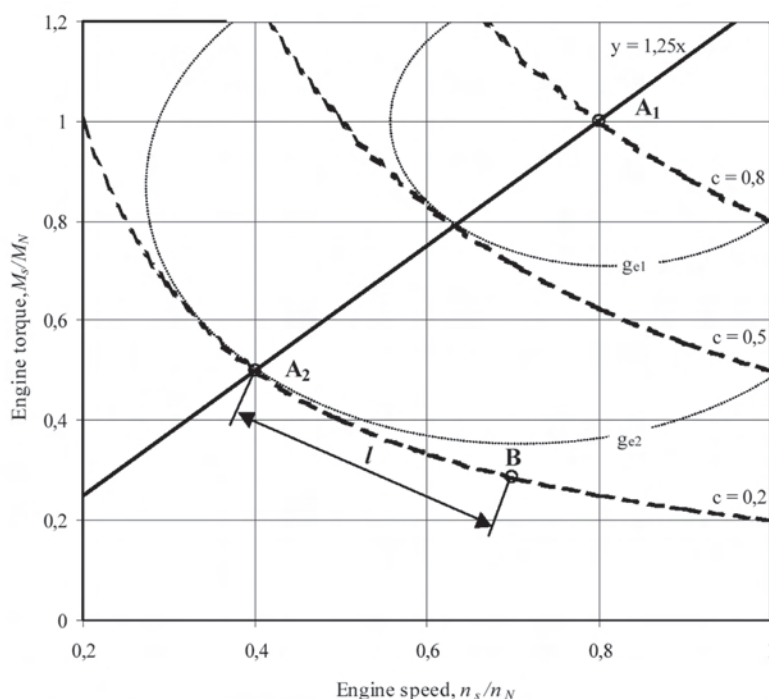
unbiased as it does not take into consideration the work of the tractor in field works as well as in stationary operation.

Evaluation and improvement of the engine operation economics shall be performed on the basis of the characteristics of time density, taking into account the distribution of engine work conditions in its particular use as is the case in road vehicle examination in accordance with a speed profile assumed in the test [1, 8]. In the area of tractor operation there are no such examinations. Rare trials in the said scope indicate only the fact of a merely partial usage of tractor engines on the farms, which in turn indicates the possibility of improving the operation economics by optimum choice of drive ratios. [6].

The creation of no-dimension indicator that would specify to what extent the work of the engine responds to the optimum conditions would let to fuller evaluation of the tractor engine usage efficiency, regardless of its rated power or load ranges. The aim of the research was to establish the dependence that characterizes the no-dimension indicator of engine work optimization, and on this basis, a comparison of two characteristics of time density of the Z 8401.12 engine that were performed. Due to lack of this kind of indicator in the scope of automotive technique, it was decided that it shall be called OWI (*Optimum Working Index*).

## 2. Research methodology

Classic characteristics of the combustion engine consists of measurement of engine work indicators at minimum 50 points specifying work status and approximation of the obtained values among the points. The map obtained in the above mentioned way presents a complete picture of unit consumption  $g_c$ . It is also possible, when creating universal



Rys. 1. Graficzny sposób interpretacji wskaźnika OWI  
Fig. 1. Graphic way of OWI indicator interpretation

$$x = \frac{n_s}{n_N}, \quad y = \frac{M_s}{M_N}, \quad c = \frac{N_s}{N_{znam}}, \quad (1)$$

gdzie:

$n_s$  – chwilowa prędkość obrotowa wału korowego silnika,  $n_N$  – prędkość obrotowa przy mocy znamionowej,  $M_s$  – chwilowy moment obrotowy silnika,  $M_N$  – moment obrotowy przy mocy znamionowej,  $N_s$  – chwilowa moc silnika,  $N_{znam}$  – moc znamionowa silnika.

Założono również, że interpretacja wskaźnika OWI, odbywać się będzie w polu charakterystyki uniwersalnej silnika jako charakterystyki statycznej. Założenie takie przyjęto ze względu na mniejszy udział stanów nieustalonych, w porównaniu do pojazdów samochodowych, dla których ocena parametrów pracy, m.in. zużycia paliwa, odbywa się w oparciu o testy dynamiczne [5].

Dobór optymalnej prostej pracy silnika można przyjąć wg charakterystyki ogólnej danego typu silnika lub grupy silników o zbliżonej konstrukcji. W analizowanym przykładzie przyjęto założenie o podobieństwie bezwymiarowych charakterystyk uniwersalnych dla ponad 80% populacji silników ciągnikowych [7].

Stałe mocy  $c$  określono wg zależności (2):

$$c = x \cdot y. \quad (2)$$

Punkt  $A_1$  na rysunku 1 charakteryzują współrzędne minimum  $g_c$ , w tym przypadku  $x_{A1} = 1$  i  $y_{A1} = 0,8$ . Drugi punkt  $A_2$  ustalany jest wg relacji momentu obrotowego do prędkości obrotowej punktu  $A_1$  (3) [7]:

$$x_{A2} = y_{A2} \cdot \frac{x_{A1}}{y_{A1}}. \quad (3)$$

Przykładowo, jeżeli  $y_{A2} = 0,5$ , to  $x_{A2} = 0,4$ . Łącząc te dwa punkty otrzymano prostą o równaniu (4):

$$y = a \cdot x + b \quad (4)$$

definiującym optymalne punkty pracy, niezależnie od mocy  $N_s$  jaką w danej chwili rozwija silnik.

Miarą bezwzględnego wskaźnika optymalizacji jest zatem odległość danego punktu pracy silnika B od prostej optymalnej, mierzona po łuku krzywej  $c$ . Długość łuku krzywej  $c$  wyznaczonego przez punkty  $A_2$  i B można w przybliżeniu określić odcinkiem prostym  $A_2$ –B. Współrzędne punktu B są znane z pomiaru, natomiast współrzędne punktu  $A_2$  można wyznaczyć wg układu równań (5):

$$\begin{cases} y_B = a \cdot x_B + b \\ y_B = \frac{c_{A2,B}}{x_B} \end{cases} \quad (5)$$

Po przekształceniu układu równań (5) otrzymano funkcję postaci (6):

$$a \cdot x_B^2 + b \cdot x_B + c_{A2,B} = 0, \quad (6)$$

której rozwiązanie stanowi jeden pierwiastek dodatni (7):

$$x_B = \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2 \cdot a}, \quad \Delta = b^2 - 4 \cdot a \cdot c_{A2,B}. \quad (7)$$

characteristics, to use a model method, hence limiting the number of measurement points to 9 [3]. As the research shows, optimum results for most of SI engines used in agriculture and marked on no-dimension universal characteristics, are similar [3, 7]. Optimum work of the engine takes place at the point of the lowest unit fuel consumption  $g_c$ .

If the engine works with  $N_s$  power within the range from 0 to 100% of rated power  $N_{znam}$ , it is possible to establish an optimum point of engine work that reflects a minimum unit fuel consumption point  $g_c$  at each given power  $N_s$  (Fig. 1).

The above presented analysis, due to graphic interpretation, requires setting one, no-dimension scale of both axes. Therefore, the following markings have been introduced (1) where:  $n_s$  – momentary engine speed of the engine's crankshaft,  $n_N$  – engine speed at rated power,  $M_s$  – momentary torque of the engine,  $M_N$  – torque at rated power,  $N_s$  – momentary power of the engine,  $N_{znam}$  – rated power of the engine.

It was also assumed that the interpretation of OWI shall take place in the field of universal characteristics of the engine as a static characteristics. The above assumption was made due to smaller contribution of non-stated conditions as compared with cars, for which the evaluation of work parameters, i.e. fuel consumption, takes place on the basis of dynamic tests [5].

The choice of optimum simple work of the engine may be assumed in accordance with general characteristics of a given engine type or group of engines of similar design. In the analysed example the assumption concerning similarity of no-dimension universal characteristics for over 80% of tractor engines population [7].

Power constant  $c$  was specified in accordance to the relation (2).

Point  $A_1$  on Fig. 1 is characterized by coordinates of minimum  $g_c$ , in this case  $x_{A1} = 1$  and  $y_{A1} = 0.8$ . Second point  $A_2$  is established in accordance with the relation of torque to engine speed of the point  $A_1$  (3) [7].

For example, if  $y_{A2} = 0.5$  then  $x_{A2} = 0.4$ . By connecting the two points we shall achieve a straight line of the following equation (4).

That defines optimum work points, regardless of power  $N_s$  that the engine obtains at a given moment.

Therefore, the measurement of absolute optimization indicator is the distance of a given point concerning engine work B from optimum straight line, measured along the arc of curve  $c$ . The length of the arc of curve  $c$  marked by  $A_2$  and B points may be estimated by the line segment  $A_2$ –B. The coordinates of B point are known from the measurement, and the coordinates of  $A_2$  may be established in accordance with system of equations (5).

After the transformation of equations system (5) the following function was obtained (6)

whose solution shall constitute one positive root (7).

The coordinate of  $y_B$  may be established in accordance with one dependence (5). Eventually, the geometrical length of the segment  $l$ , i.e. the measure of the optimization of one point of engine work, amounts to (8).

Współrzędną  $y_B$  można wyznaczyć wg jednej z zależności (5). Ostatecznie, geometryczna długość odcinka  $l$ , będącego miarą optymalizacji jednego punktu pracy silnika, wynosi (8):

$$OWI = l = \sqrt{(x_B - x_{A2})^2 + (y_B - y_{A2})^2}. \quad (8)$$

Dla zbioru punktów pracy silnika, miarą optymalizacji jest wyrażenie (9):

$$OWI = \bar{l} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i \cdot l_i}{\sum_{i=1}^n t_i}, \quad (9)$$

gdzie:  $t_i$  – udział czasu pracy silnika przy danym obciążeniu w ogólnym czasie pracy silnika.

### 3. Wyniki badań

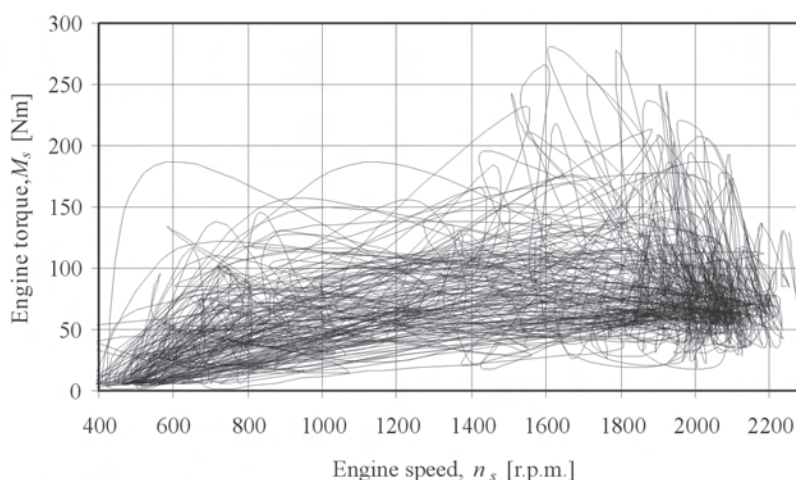
Zarejestrowane podczas eksploatacji stany pracy, przedstawiono na rys. 2 i 3 w postaci dwóch trajektorii pracy silnika Z 8401.12. Prędkości obrotowe wału korbowego i odpowiadające im momenty obrotowe silnika zarejestrowano za pomocą urządzenia TRS (*Tractor Recording System*) wykonanego w Zakładzie Podstaw Techniki Akademii Rolniczej w Szczecinie.

Urządzenie TRS pozwala na pomiar i rejestrację w czasie rzeczywistym prędkości obrotowej wału korbowego silnika oraz przeprowadzenie metodą pośrednią obliczeń wartości momentu obrotowego. Dodatkowo, możliwy jest także pomiar i rejestracja chwilowego położenia, drogi, czasu pracy oraz prędkości ciągnika. Urządzenie TRS nie wymaga obsługi ze strony użytkownika pojazdu. Prawidłowo zainstalowany moduł rejestratora aktywuje się samoczynnie przy uruchomieniu silnika i wyłącza po jego zatrzymaniu. Rejestrowane wielkości mogą być gromadzone na wymiennym nośniku danych lub wysyłane bezpośrednio do komputera bazowego za pomocą urządzeń nadawczych. Pojemność wymiennego nośnika pozwala na zapis danych z ponad 2000 godzin pracy, tj. ok. 4 lat intensywnej eksploatacji ciągnika, przy częstotliwości zliczania i uśredniania danych w odstępach 15 sekundowych. Przy transmisji danych do komputera bazowego czas pracy urządzenia jest nieograniczony. Możliwa jest również rejestracja i monitoring wielkości mierzonych z kilku urządzeń jednocześnie, co ma istotne znaczenie w przypadku gospodarstw wielkoobszarowych. Dokładna specyfikacja wraz z opisem urządzenia zawarta jest w zgłoszeniu patentowym do Urzędu Patentowego RP [4].

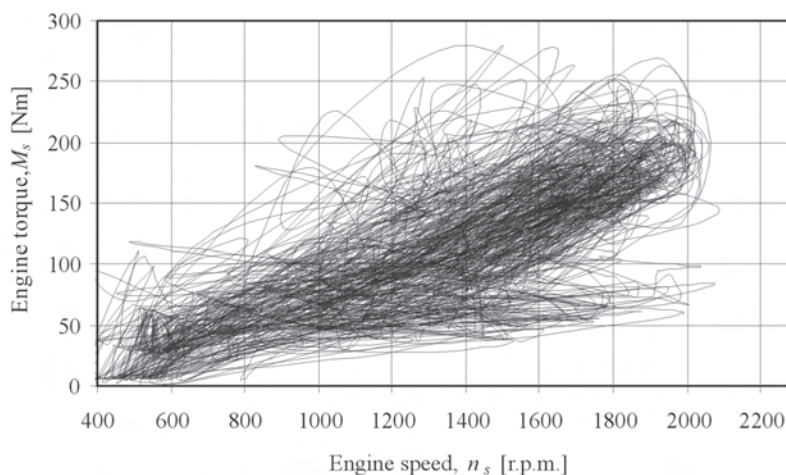
For set of engine working points, the measure of optimization is the following expression (9), where:  $t_i$  – share of engine work time at a given load in overall time of engine work.

### 3. Research results

The work conditions registered during the operation are presented in Fig. 2 and Fig. 3 in the form of two trajectories of the work of the Z 8401.12 engine. Engine speed and the relevant engine torque the engine were recorded by means of TRS device (*Tractor Recording System*) performed at the Chair of Basics of Technology, Agricultural University, Szczecin.



Rys. 2. Trajektoria pracy silnika Z 8401.12 podczas prac transportowych  
Fig. 2. Trajectory of the Z 8401.12 engine work during transportation works



Rys. 3. Trajektoria pracy silnika Z 8401.12 podczas upraw pożniwnych  
Fig. 3. Trajectory of the Z 8401.12 engine work during post-harvest cultivation

TRS device measures and registers the engine speed in real time and performs, by means of indirect method, calculations concerning the torque value. Additionally, it is also possible to measure and record momentary position, covered distance, work time and speed of a tractor. TRS does not require operation on the part of the vehicle user. Cor-

Tabela 1. Wybrane statystyki pomiarów eksploatacyjnych  
 Table 1. Selected statistics of operation measurements

Rodzaj eksploatacji ciągnika U 912/Type of U 912 tractor operation	Okres objęty badaniami/Periods covered by the research	Efektywny czas pracy silnika/Effective time of engine work, t [min]	Liczba punktów pomiarowych w obszarze charakterystyki ogólnej/Number of measurement points in the area of general characteristics	Średnia moc silnika w efektywnym czasie pracy/Average power of the engine in effective work time
Prace transportowe/Transportation works	10.07.2006-03.08.2006	1819	3638	12,93 kW
Uprawy poźniwne/Post-harvest cultivation	06.08.2006-09.09.2006	1685	3370	16,8 kW

Następnie, zgodnie z podanymi w metodyce badań zależnościami, wyznaczono średnią wartość wskaźnika OWI stanowiącego miarę optymalizacji pracy silnika (tabela 1).

Mniejszy, a zarazem bardziej korzystny pod względem optymalizacji pracy był wskaźnik OWI w uprawach poźniwnych; jego wartość wyniosła 0,197. W transporcie wskaźnik OWI był równy 0,402. Wynika z tego, że transport z wykorzystaniem ciągnika rolniczego nie jest optymalny; silnik pracuje przy mniejszej, możliwej do uzyskania, sprawności ogólnej w porównaniu do prac polowych, przy których sprawność ogólna silnika jest większa.

Teoretycznie, optymalnie pracujący silnik charakteryzuje się wskaźnikiem OWI równym 0. W praktyce eksploatacyjnej jednak taka sytuacja jest niemożliwa, chociażby ze względu na konieczność zapewnienia wymaganych prędkości obrotowych elementów roboczych aktywnych maszyn uprawowych.

Na podstawie wskaźnika OWI użytkownik ma możliwość oceny stopnia wykorzystania silnika ciągnika w różnych okresach agrotechnicznych lub porównania kilku ciągników między sobą. Istotną zaletą wskaźnika OWI jest uniwersalność jego zastosowania do porównań silników ciągnikowych o różnych mocach. Ponadto, szczególnie przy mniejszych niż znamionowe zakresach obciążeń silnika, wskaźnik OWI charakteryzuje optymalny wybór przełożenia przez kierującego ciągnikiem.

Podniesienie wskaźnika OWI do rangi wskaźnika przebiegowego zużycia paliwa pozwoliłoby na pełniejszą ocenę pojazdów rolniczych w obszarze badań eksploatacyjnych.

Opisany w artykule system rejestracji obciążeń silnika oraz wskaźnik OWI pozwalają na dokładną charakterystykę zakresów obciążeń silników w różnych, zależnych od regionu, warunkach eksploatacji ciągnika. Jednak, ze względu na rozpiętość badań, dalsze prace autora ograniczą się do regionu Pomorza Zachodniego.

#### 4. Wnioski

Przeprowadzone badania i analiza uzyskanych wyników pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

1. Wskaźnik OWI (*Optimum Working Index*) jest parametrem porównawczym optymalnej pracy silnika spalinowego.

rectly installed module of the recording device activates itself at the start of the engine and switches itself off after engine stop. Recorded quantities may be stored on an exchangeable data carrier or directly sent to a base computer by means of transmitting devices. The capacity of an exchangeable carrier allows the record of data

from over 2000 work hours i.e. about 4 years of intense operation of the tractor with the frequency of 15 seconds for data calculating and averaging. At the transmission of data to base computer, the work time of the device is unlimited. It is also possible to record and monitor the quantities measured from a few devices at the same time which is significant in case of large area farms. Exact specification together with device description is included in the patent application to Patent Office of the Republic of Poland [4].

Then, in accordance with dependences provided in the research methodology, the average values of OWI indicator, being the measurement of optimum engine work (Table 1), were established.

OWI was lower and at the same time more advantageous as it comes to post-harvest cultivation; its value amounted to 0.197. In transportation the OWI equaled to 0.402. Therefore, transportation with the use of agricultural tractors is less optimal, the engine work at lower general efficiency possible to obtain as compared with field works during which the general efficiency of the engine is higher.

Theoretically, an engine working optimally is characterized by OWI equaling 0. In operation practice such a situation is not possible, due to the fact that there is the necessity to provide required engine speeds for the working elements of active cultivation machines.

On the basis of the OWI, the user has the possibility to evaluate the extent of tractor engine usage in various agricultural periods or compare several tractors. A significant advantage of the OWI is the universality of its application for comparing tractors with different powers. Moreover, especially with smaller than rated engine loads, OWI is characterized by an optimum choice of gear by the tractor driver.

Choosing OWI to be the indicator of mileage fuel consumption, would allow more complete evaluation of the farm vehicles in the field of operation tests.

The system of engine load recording as well as OWI allow exact characteristics of the ranges of engine loads at various operating conditions of a tractor depending on the region. However, due to the extent of the research, further works of the author are limited to the region of Pomorze Zachodnie (West Pomerania).

- Silnik ciągnika U 912 pracujący podczas upraw poźniwnych charakteryzował się mniejszym (korzystniejszym) wskaźnikiem OWI w porównaniu do prac transportowych.
- Ze względu na wprowadzenie bezwymiarowej skali analizowanych wielkości istnieje możliwość porównania wskaźnika OWI silników o różnych mocach i zakresach obciążeń.

Artykuł recenzowany

### Literatura/Bibliography

- [1] Cichy M.: Nowe teoretyczne ujęcie charakterystyki gęstości czasowej. *Silniki Spalinowe* 2-3, 1986, 75-78.
- [2] Grisso R., Pitman R.: Gear Up and Throttle Down – Saving Fuel. Virginia Cooperative Extension. Virginia Polytechnic Institute and University. Publication 442-450, 2001, 6 page.
- [3] Jahns G., Forster K.– J., Hellickson M.: Computer Simulation of Diesel Engine Performance. *Transactions of the ASAE* 3 (33), 1990, 764-770.
- [4] Koniuszy A., Nadolny R.: Sposób monitoringu pracy ciągnika oraz urządzenie do jego realizacji. Zgłoszenie patentowe P 381892, 2007.
- [5] Romaniszyn K. M.: Ocena różnic w określaniu zużycia paliwa samochodu na podstawie charakterystyki uniwersalnej i dynamicznej. *Silniki Spalinowe* 2 (119), 2004, 48-54.
- [6] Saglam C., Akdemir B.: Annual Usage of Tractors in North – West Turkey. *Biosystems Engineering* 1 (82), 2002, 39-44.
- [7] Wang G., Zoerb G.C.: Determination of Optimum Working Points for Diesel Engines. *Transactions of the ASAE* 5 (32), 1989, 1519-1522.
- [8] Wisłocki K.: Rozkład warunków pracy w optymalizacji silnika spalinowego i pojazdu. *Silniki Spalinowe* 4, 1989, 26-33.

Dr inż. Adam Koniuszy – Zakład Podstaw Techniki, Akademia Rolnicza w Szczecinie.

Mr Adam Koniuszy, DEng. – Chair of Basics of Technology, Agricultural University Szczecin.

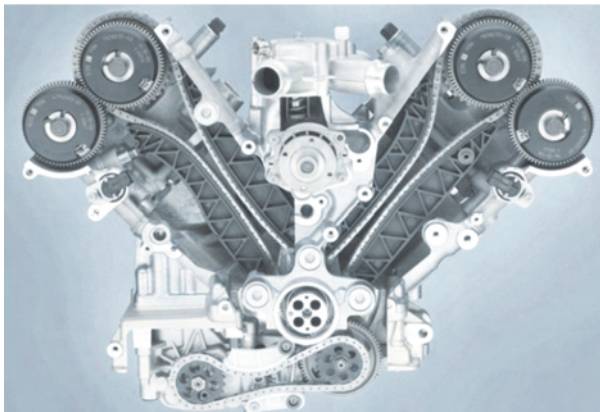


### Aktualności

#### Silniki ZI

##### BMW M3 V8

Na salonie samochodowym w Genewie firma BMW zaprezentowała nowy silnik ośmiocylindrowy, widlasty przeznaczony do modelu M3. Silnik ma pojemność skokową 4,0 dm<sup>3</sup>, rozwija moc 310 kW (420 KM) przy 8300 obr/min i maksymalny moment obrotowy 400 N·m ( $N_1 = 77,4 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 38,9 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,max} = 1,26 \text{ MPa}$ ). Nowa jednostka jest ok. 25% mocniejsza od silnika montowanego w poprzedniej generacji modelu, który przy pojemności 3,2 dm<sup>3</sup> osiągał moc 250 kW (343 KM).



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

##### BMW M5 600 kW

Firma Currency Motors zaprezentowała samochód BMW zmodyfikowany przez jej konstruktorów. W standardowym silniku BMW M5 w układzie widlastym V10 o pojemności skokowej 5,0 dm<sup>3</sup>, który w wersji seryjnej rozwija moc 373 kW (507 KM) przy prędkości 7750 obr/min i maksymalny moment obrotowy 520 N·m przy 6100 obr/min ( $N_1 = 74,7 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 37,3 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,max} = 1,31 \text{ MPa}$ ) zwiększono wskaźniki pracy uzyskując moc 600 kW (820 KM,  $N_1 = 119,8 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 60 \text{ kW/cyl.}$ ). W tym celu silnik wyposażono w dwie turbosprężarki oraz chłodnicę powietrza doładowanego.



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

### Benzynowy silnik typu HCCI koncernu General Motors

Koncern General Motors opracował nowy silnik z częściową homogenizacją mieszanki typu HCCI (*Homogenous Charge Compression Ignition*). Jest to silnik o zapłonie samoczynnym wywołanym w mieszance benzyny i powietrza. Na biegu jałowym oraz przy gwałtownym przyspieszaniu spalanie inicjowane jest przez zapłon iskrowy;



w innych warunkach uzyskuje się samozapłon. Istota systemu spalania polega na zastąpieniu mechanizmu rozprzestrzeniania się frontu płomienia prawie jednoczesnym zapłonem mieszanki w całej przestrzeni spalania.

Silnik pracuje na ubogiej mieszance, której skład regulowany jest bez użycia przepustnicy dławiącej, dzięki zastosowaniu zmiennych faz rozrządu. Odejście od mechanizmu spalania we froncie płomienia pozwoliło obniżyć maksymalne temperatury i – w konsekwencji – zmniejszyć emisję tlenków azotu. Jest to istotna zaleta w stosunku do silników ZI pracujących na ubogiej mieszance, które emitują znacznie więcej  $\text{NO}_x$ . Samozapłon w mieszankach powietrzno-benzynowych uzyskiwany jest przy znacznie niższych wartościach stopnia sprężania niż w konwencjonalnych silnikach ZS. O ile jednak w takich silnikach występują maksymalne wartości ciśnienia spalania wynoszące 160–200 bar, o tyle w silniku HCCI wynoszą 65–70 bar, a w jego wersji doładowanej ok. 110 bar. Utrzymywanie

W silnikach zasilanych benzyną samozapłon powstaje przy temperaturze 1100°C. Temperatura mieszanki w silniku HCCI jest sterowana przez zmienną recyrkulację spalin (ilość spalin w mieszance wynosi do 75% jej składu), zmiennymi fazami rozrządu i zmianą rzeczywistego stopnia sprężania (osiągana np. przez zmienny stopień doładowania).

Oprócz czujników ciśnienia spalania, w silniku HCCI zastosowano zmienny (dwupołożeniowy) skok zaworów, zmienne fazy rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych z elektronicznymi przestawiaczami faz oraz bezpośredni wtrysk benzyny z możliwością podziału dawki.

Badania koncernu potwierdzają możliwość obniżenia zużycia paliwa w warunkach obciążeń częściowych o 50%. Zmniejszenie emisji  $\text{NO}_x$  wiąże się jednak ze zwiększeniem emisji węglowodorów i tlenku węgla, która może być skutecznie obniżana w reaktorach katalitycznych.

Oprac. na podst. *Automotive Engineering International*,  
January 2007

### Poprawione osiągi silnika Mazda MZR DISI Turbo

Firma Mazda poszerzyła zastosowanie silnika typu MZR i poprawiła jego wskaźniki. Jest to rzędowy, czterocylindrowy, 16-zaworowy silnik o pojemności 2,3 dm<sup>3</sup> wyposażony w podwójny wałek rozrządu umieszczony w głowicy, bezpośredni wtrysk benzyny i turbodoładowanie (DISI Turbo).



małych wartości ciśnienia maksymalnego wymaga wykorzystania czujników monitorujących te wartości i stosowania nadających systemów sterowania zasilaniem.



Wtrysk paliwa do cylindra odbywa się przez wtryskiwacz umieszczony pod kątem w komorze spalania, pod zaworem dolotowym. Struga paliwa jest kierowana w stronę płytkiego wgłębienia w koronie tłoka. Stopień sprężania wynosi 9,5:1.

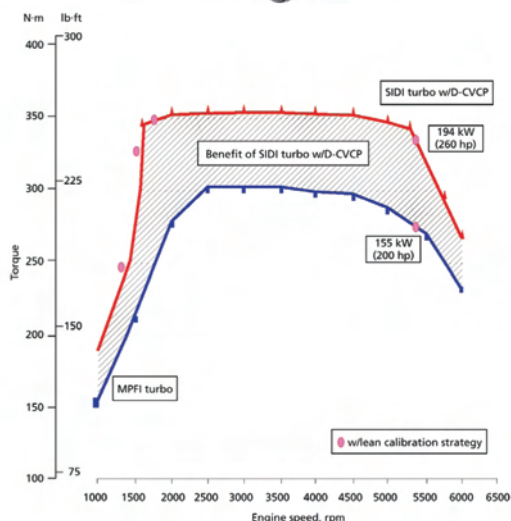
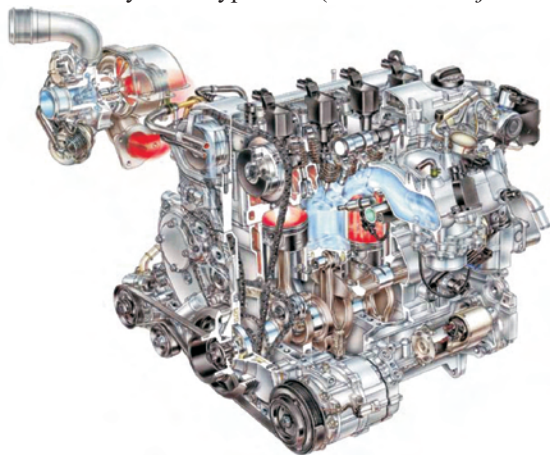
Silniejsza wersja silnika stosowana w samochodzie Mazda 6 MPS osiąga maksymalną moc 200 kW i maksymalny moment obrotowy 380 N·m.

Oprac. na podst. *Automotive Engineering International*,  
February 2007

### Turbodoładowany silnik koncernu GM

General Motors wprowadził do produkcji swój pierwszy silnik produkowany w USA o zapłonie iskrowym, z wtryskiem bezpośrednim (SIDI – *Spark-ignition, direct-injection*), turbodoładowany, z chłodzeniem powietrza doładowanego. Jest to czterocylindrowa jednostka o pojemności skokowej 2,0 dm<sup>3</sup> (D/S = 86/96 mm) wyposażona w turbosprężarkę z turbiną z dzieloną skrzynią wlotową (*Dual-Scroll*) i zmienne fazy rozrządu; rozwiązanie to dzięki poprawionej charakterystyce doładowania przy małej prędkości obrotowej silnika pozwoliło na ok. 50% skrócenie czasu reakcji przy przyspieszaniu.

Silnik 2,0 SIDI rozwija moc 194 kW (wg SAE) przy 5300 obr/min i moment obrotowy 353 N·m przy 1800 obr/min ( $N_1 = 71,3 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 35,7 \text{ kW/cyl}$ ,  $p_{e,max} = 2,22 \text{ MPa}$ ), co stanowi wzrost o 36% w stosunku do wcześniejszej wersji silnika z wtryskiem typu MPI (*Multi Point Injection*).



Oprac. na podst. *Automotive Engineering International*, January 2007

### Maserati MC12 Edo Competition

W modelu MC12 firmy Maserati stosowany jest silnik w układzie widlastym V12 (o kącie rozchylenia cylindrów 65°) o pojemności skokowej 6,0 dm<sup>3</sup>, mocy 463 kW (621 KM) przy 7500 obr/min i maksymalnym momencie obrotowym 652 N·m przy 5500 obr/min ( $N_1 = 80 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 46 \text{ kW/cyl}$ ,  $p_{e,max} = 2,08 \text{ MPa}$ ). Silnik ma 4 zawory na

cylinder, stopień sprężania 11,2 i niezależny układ smarowania (sucha miska olejowa). Konstruktorzy niemieckiej firmy Edo Competition zmodyfikowali silnik zwiększając pojemność skokową do 6,3 dm<sup>3</sup>, zmieniając wały rozrządu, układ chłodzenia i układ wylotowy. Uzyskano wzrost maksymalnej mocy do wartości 588 kW (800 KM) przy 8500 obr/min ( $N_1 = 93 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 49 \text{ kW/cyl}$ ).

Oprac. na podst. [www.edo-competition.de](http://www.edo-competition.de)

### Sportowa wersja silnika Fiata

Na salonie w Genewie Fiat przedstawił sportową wersję Grande Punto Abarth wyposażoną w silnik oparty na rozwiązaniach znanej wersji 1,4 dm<sup>3</sup>, 16V, którego moc zwiększono przez zastosowanie turbosprężarki z 70 kW (95 KM) do 110 kW (150 KM). Maksymalny moment obrotowy silnika wynosi 206 N·m przy 2000 obr/min, jednak przez zastosowanie "sportowego modułu" możliwe jest osiągnięcie momentu obrotowego o wartości 230 N·m przy 3000 obr/min ( $N_1 = 79 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 28 \text{ kW/cyl}$ ,  $p_{e,max} = 1,85 \text{ MPa}$ ).

Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com), Februar 2007

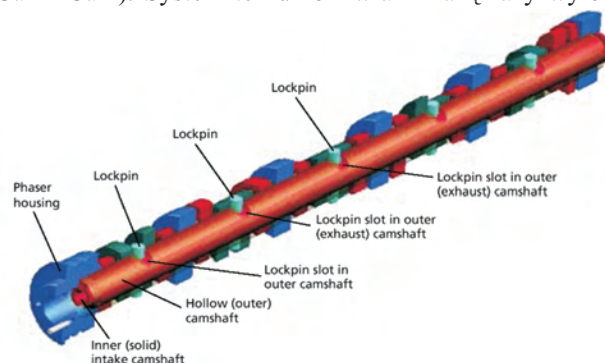
### Nissan 350Z z silnikiem o większej mocy

Firma Nissan na salonie w Genewie przedstawiła nowy silnik, który będzie montowany w sportowym modelu 350Z. Jest to silnik sześciocylindrowy, o zapłonie iskrowym i pojemności skokowej 3,5 dm<sup>3</sup>. Osiąga on moc maksymalną 230 kW (313 KM) przy 6800 obr/min oraz moment obrotowy 358 N·m przy 4800 obr/min. Zastosowano większy stopień sprężania 10,6, co sprzyja uzyskaniu tak dużej mocy. Dodatkowo, w przewodzie dolotowym zastosowano dwa przewody rezonansowe równej długości oraz zmienne fazy rozrządu. Wzmocniono konstrukcję całego silnika z użyciem nowoczesnych materiałów.

Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com), Februar 2007

### Viper V10 VVT

W nowym silniku SRT-10 firmy Dodge (V10, kąt rozchylenia cylindrów 90°) zwiększono moc z 380 kW (510 KM) przy 5600 obr/min do 450 kW (600 KM) przy 6100 obr/min ( $N_1 = 52,5 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 44,1 \text{ kW/cyl}$ ); uzyskano to dzięki nowemu układowi dolotowemu z większymi zaworami oraz zastosowaniu wału rozrządu ze zmienną charakterystyką VVT (*Variable Valve Timing*). System zmiennych faz rozrządu opracowała firma Mahle (Mahle's CamInCam). System ten umożliwia zmianę fazy wylotu



spalin o  $45^\circ$  oraz fazy dolotu o  $36^\circ$ . Zmiana faz rozrządu wpłynęła na wzrost momentu obrotowego; jednostka SRT-10 o pojemności skokowej  $8,4 \text{ dm}^3$  osiąga teraz maksymalny moment obrotowy  $760 \text{ N}\cdot\text{m}$  ( $p_{e,\text{max}} = 1,14 \text{ MPa}$ ). Zmiana objętości skokowej z  $8,3$  do  $8,4 \text{ dm}^3$  była możliwa przez zwiększenie średnicy cylindrów z  $102,3$  do  $103 \text{ mm}$ .

Oprac. na podst. [www.aei-online.org](http://www.aei-online.org),  
April 2007

### Dodge Viper 735 kW

Silnik samochodu Dodge Viper typu SRT-10 został przerobiony także przez konstruktorów z amerykańskiej firmy Hennessey. Zwiększyli oni pojemność skokową seryjnego silnika do  $8,6 \text{ dm}^3$  oraz zastosowali w układzie wymiany ładunku dwie turbosprężarki. Modyfikacje te umożliwiły wzrost mocy do  $735 \text{ kW}$  ( $1000 \text{ KM}$ ) przy  $5000 \text{ obr/min}$  i maksymalnego momentu obrotowego do  $1492 \text{ N}\cdot\text{m}$  przy  $3800 \text{ obr/min}$  ( $N_1 = 85,5 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 73,6 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,\text{max}} = 2,18 \text{ MPa}$ ). Ze względu na zastosowanie dwóch turbosprężarek, modyfikacjom został poddany cały układ chłodzenia powietrza doładowanego. Silnik został wyposażony w nowy układ wtryskowy wraz z systemem elektronicznego sterowania pracą wtryskiwaczy.



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

### Silnik samochodu Audi TT $1,8 \text{ dm}^3$ 441 kW

Seryjna wersja samochodu Audi TT ma silnik czterocylindrowy o pojemności skokowej  $1,8 \text{ dm}^3$ , mocy  $140 \text{ kW}$  ( $190 \text{ KM}$ ) przy  $5700 \text{ obr/min}$  i maksymalnym momencie obrotowym  $235 \text{ N}\cdot\text{m}$  przy  $1950 \text{ obr/min}$  ( $N_1 = 78,8 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 35,1 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,\text{max}} = 1,66 \text{ MPa}$ ). Firma Pogea Racine zmodyfikowała silnik zmieniając układ wtryskowy, wały rozrządu, turbosprężarki, zawory dolotowe i wylotowe, zapatrzyla silnik w kute tłoki oraz dopracowała układ wylotowy. Wszystkie modyfikacje spowodowały wzrost mocy

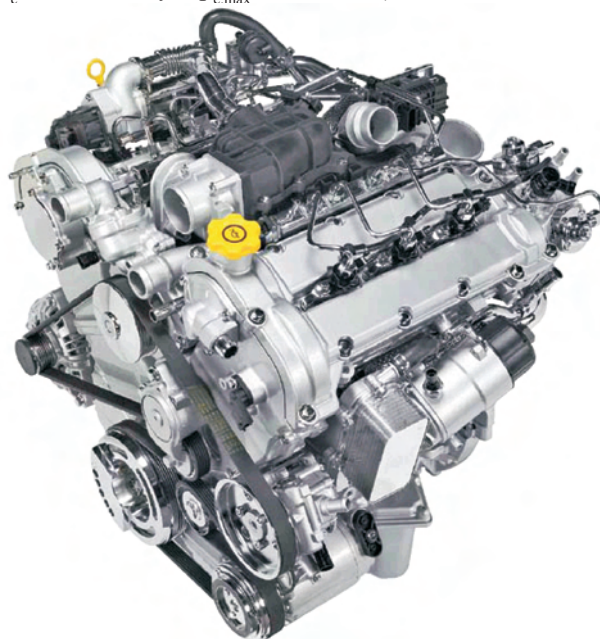
do ok.  $441 \text{ kW}$  ( $600 \text{ KM}$ ) przy  $5900 \text{ obr/min}$  ( $N_1 = 248,2 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 110,4 \text{ kW/cyl.}$ ).

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

### Silniki ZS

#### Nowy silnik GM V6 z pomiarem ciśnienia w cylindrze

Firma General Motors wprowadzi turbodoładowany silnik o zapłonie samoczynnym nowej generacji. Silnik będzie wyposażony w przetwornik piezoelektryczny do indykowania w celu monitorowania ciśnienia w cylindrze tak, aby zmniejszyć emisję składników toksycznych w pojedynczym cyklu pracy silnika. Silnik z sześcioma cylindrami w układzie V  $60^\circ$  o pojemności  $2,9 \text{ dm}^3$  DOHC ma spełniać normy emisji spalin Euro 5. Jest wyposażony w układ wtryskowy typu *common rail* firmy Bosch, z maksymalnym ciśnieniem w akumulatorze ciśnienia równym  $200 \text{ MPa}$  i podziałem wtryskiwanego paliwa na osiem części w trakcie jednego cyklu pracy silnika. Silnik wykonany jest z aluminium, ma 4 zawory na cylinder. Opisana jednostka wytwarza  $184 \text{ kW}$  ( $250 \text{ KM}$ ) przy  $4000 \text{ obr/min}$  i  $550 \text{ N}\cdot\text{m}$  momentu obrotowego przy  $2000 \text{ obr/min}$  ( $N_1 = 63,6 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 30,7 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,\text{max}} = 2,38 \text{ MPa}$ ).



Oprac. na podst. *Automotive Engineering International*,  
April 2007

#### Pierwszy silnik ZS V6 firmy Hyundai

Pierwszy w historii silnik ZS V6 firmy Hyundai o pojemności skokowej  $3,0 \text{ dm}^3$  osiąga moc  $176 \text{ kW}$  ( $239 \text{ KM}$ ) przy  $3800 \text{ obr/min}$ . Moment obrotowy uzyskiwany w tym silniku to  $451 \text{ N}\cdot\text{m}$  w zakresie prędkości obrotowych od  $1700$  do  $3500 \text{ obr/min}$ . W silniku zastosowano układ turbodoładowania o nazwie BV50 z elektryczną regulacją geometrii turbiny. Zapewnia on dokładniejszą regulację parametrów doładowania w stosunku do systemów pneumatycznych.

Oprac. na podst. *Automotive Engineering International*

### Silniki ZS koncernu PSA dla Mitsubishi

Koncern PSA od połowy 2007 roku zacznie dostarczać silniki ZS o pojemności 2,2 dm<sup>3</sup>, wyposażony w układ wtryskowy *common rail* oraz w filtr cząstek stałych. Japońska firma chce ten silnik montować w pojazdach typu SUV dostarczanych na europejski rynek.

Oprac. na podst. *Automotive Engineering International*

### Doładowanie

#### Doładowanie silnika ZI firmy BMW

BMW dotychczas stosowała systemy doładowania (m.in. zakresowego) jedynie w silnikach ZS. W bieżącym roku firma wprowadziła doładowanie w silniku ZI.

Silnik z rzędownym układem sześciu cylindrów przeznaczony do modelu 335i ma pojemność 3,0 dm<sup>3</sup> i jest wyposażony w dwie turbosprężarki o małym momencie bezwładności wirników. Rozwija moc 220 kW przy 5800 obr/min i maksymalny moment obrotowy 400 N·m przy 1400 obr/min ( $N_i = 73,5 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 36,8 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,max} = 1,66 \text{ MPa}$ ). Cechą charakterystyczną przedstawionego silnika jest utrzymywanie maksymalnego momentu obrotowego do prędkości 5000 obr/min. Maksymalne ciśnienie doładowania wynosi 1,6 bar (abs.). Układ wtryskowy umożliwia zasilanie z ciśnieniem wtrysku 200 bar, a maksymalne ciśnienie spalania wynosi 130 bar.

Istotnym problemem w doładowaniu silników ZI jest wysoka temperatura spalin. Zapewnienie odpowiedniej wytrzymałości cieplnej dla temperatury do 1050°C wymagało zastosowania w konstrukcji turbiny specjalnego stopu stali austenitycznej z dużym dodatkiem niklu.



Oprac. na podst. *Automotive Engineering International*,  
January 2007

### Silniki okrętowe i morskie

#### 300-konny silnik Verado® firmy Mercury

Silnik Verado jest dostępny jedynie na rynku amerykańskim. Rozszerza on ofertę przedziału mocy dostępnych w tym typie silników. Obecnie silniki o nazwie Verado można zakupić w zakresie mocy od 300 KM (221 kW) do

135 KM (99 kW). Najnowszy silnik o mocy 300 KM jest jednostką o pojemności 2,598 dm<sup>3</sup>, rzędowną, sześciocylindrową, DOHC z czterema zaworami na cylinder, doładowaną mechanicznie. Silnik swoją maksymalną moc osiąga w przedziale prędkości obrotowych od 5800 do 6400 obr/min.



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

### Osprzęt

#### Nowy wtryskiwacz firmy Delphi

Koncern Delphi zamierza zintensyfikować działania badawcze zmierzające do rozwiązania większości problemów pojawiających się przy stosowaniu bio-paliw. Firma Delphi jest jednym z czołowych dostawców systemów wtrysków paliwa na rynku brazylijskim, na którym stosuje się biopaliwa, np. benzynę typu E25. Również mieszanka E100 zaczyna zdobywać tam coraz większą popularność. Ponad 90% nowych pojazdów sprzedawanych w Brazylii jest wyposażonych w silnik, który jest przystosowany do spalania wszystkich możliwych mieszanek benzyny i etanolu.

Etanol jest higroskopijny, łatwo przyjmuje wodę, co powoduje, że w paliwie rozpuszczają się powodujące korozję sole. Etanol nie jest substancją powodującą korozję, tylko substancje, które wchodzi z nim w reakcje. Dlatego materiały: metale, elastomery i tworzywa sztuczne muszą być dobrane do współpracy z etanolem.

Firma Delphi przystosowała wtryskiwacze, aby zapewniały wytrzymałość na ponad 160 tysięcy kilometrów przy stosowaniu mieszanki E25. Najnowsze badania koncernu prowadzone są w celu zwiększenia wytrzymałości elementów silnika przy użyciu mieszanki E85.

Koncern Delphi prowadzi także prace nad systemem sterowania. Opracowany przez niego moduł sterowania silnikiem dostosowany do różnych paliw (bi-fuel), potrafi automatycznie wykrywać stosunek etanolu do paliwa, a następnie dostosować sterowanie wtryskiem paliwa i zapłonem do pożądanego przebiegu procesu spalania. Delphi prowadzi także program badawczy dla paliwa o koncentracji składni-



ków roślinnych od B10 do B100. Testy długodystansowe odbywają się na samochodach ciężarowych, terenowych i osobowych. W Centrum Technologii Delphi w Londynie badany jest obecnie silnik o objętości skokowej 12 dm<sup>3</sup> napędzany bio-dieslem B30, pracujący w typowym dla ciężarówek cyklu dużych obciążeń. Po kilkuset godzinach pracy zaawansowany system wtrysku paliwa EUI zostanie rozebrany i zbadany, a następnie złożony ponownie i uruchomiony do następnego, długoterminowego testu symulującego wykorzystanie silnika w trudnych warunkach.

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

### Nowe przewody do biopaliw

Firma ContiTech Fluid Technology opracowała nowe przewody paliwowe dla pojazdów użytkowych. Przewody te pozwalają nie tylko na stosowanie tradycyjnego oleju napędowego, ale również paliw z dużym udziałem oleju roślinnego oraz syntetycznego biopaliwa (RME). Nowe przewody wykonane są z wysokogatunkowej stali pokrytej teflonem. Przewody te znajdują zastosowanie w pojeździe EvoBus produkowanym przez firmę DaimlerChrysler.



Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com)

### Pomiar on-line temperatury w tłoku

Firma Manner (Hiszpania) specjalizująca się w pomiarach bezdotykowych opracowała tłok pozwalający na określenie trwałości filmu olejowego w silnikach pojazdów osobowych. Na bazie tego tłoka opracowano nowy produkt, który ma możliwość wielokanałowego pomiaru temperatury w najważniejszych punktach w czasie rzeczywistym. Trwają prace nad umożliwieniem pomiaru rozkładu temperatury w tłoku. Wszystkie informacje pomiarowe przekazywane są z tłoka w sposób bezprzewodowy. Zastosowany czujnik temperatury ma wielkość 21x21x5 mm i waży ok. 3 g oraz pozwala na określenie temperatury powyżej 180°C.



Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com)

### Czujnik amoniaku firmy Delphi

Pierwszy w świecie czujnik amoniaku przeznaczony do zastosowania w pojazdach został opracowany przez firmę Delphi. Nowa technologia pozwala na bezpośrednią kontrolę, w cyklu zamkniętym, systemów SCR (*Selective Catalytic Reduction*) stosowanych w coraz większej liczbie pojazdów wyposażonych w silniki o zapłonie samoczynnym i pomaga zredukować emisję tlenków azotu NO<sub>x</sub>. Mierząc poziom amoniaku bezpośrednio w układzie wylotowym pojazdu, czujnik umożliwia optymalizację wtrysku mocznika (bogatego w amoniak związku wymaganego przez system SCR), a tym samym wpływa na redukcję emisji amoniaku.

Sterowanie wtryskiem mocznika staje się jednym z priorytetów, ponieważ poziom zaawansowania systemów SCR rośnie w związku z koniecznością spełnienia nowych przepisów dotyczących emisji, zarówno dla pojazdów lekkich, jak i dla pojazdów używanych w przemyśle i w transporcie.

Amoniak znajdujący się w powietrzu atmosferycznym reaguje z unoszącymi się w powietrzu cząsteczkami m.in. kwasu azotowego tworząc unoszące się w powietrzu cząsteczki wielkości drobin kurzu. Cząsteczki te mogą zaostrzać stany chorobowe przy chorobach płuc i serca, a ponieważ są one higroskopijne, mogą również tworzyć mgłę podobną do smogu. Emisja amoniaku przez pojazdy stanowi obecnie jedynie niewielki procent całej emisji amoniaku, której większość pochodzi z fabryk oraz jest wydzielana przez zwierzęta hodowlane.

System SCR zainstalowany w pojazdach wtryskuje amoniak w postaci płynnego mocznika do systemu wydechowego przed katalizatorem redukującym emisję NO<sub>x</sub>. Amoniak reaguje z gazem, w wyniku czego powstaje azot i woda. Amoniak, który nie przereagował z mocznikiem jest wydalany wraz z gazami wydechowymi.

Technologia SCR jest dobrze znana na europejskim rynku pojazdów ciężarowych i będzie stawać się coraz bardziej popularna na rynku amerykańskim ze względu na konieczność osiągnięcia zgodności z przepisami dotyczącymi pojazdów ciężarowych, które będą obowiązywać od 2010 roku. System SCR będzie również stosowany w USA w samochodach osobowych, tak by zapewnić zgodność z przepisami Tier II Bin 5 dla pojazdów lekkich i użytkowych. Spodziewany jest wzrost jego popularności w Europie, gdzie będzie wykorzystywany do osiągnięcia poziomu emisji określonego w przepisach Euro VI, które zaczną obowiązywać od 2014 roku.

Dzisiejsze systemy SCR działają w cyklu otwartym, w których dawka mocznika jest określana przez zespół sterujący silnikiem przy wykorzystaniu algorytmów ekstrapolacji. Aby dokładnie sterować tymi systemami konieczne jest zastosowanie sprzężenia zwrotnego, które wymaga zainstalowania czujnika poza reaktorem katalitycznym.

Rozwiązanie zaproponowane przez Delphi łączy doświadczenie koncernu nabyte przy pracach nad czujnikami tlenu z doświadczeniem w dziedzinie materiałów dając w rezultacie nowy czujnik amoniaku. Nowy, wrażliwy na obecność amoniaku materiał opracowany w laboratoriach

badawczych Delphi w Michigan jest, podobnie jak popularne czujniki tlenu opracowane przez Delphi, nakładany na grubą błonę z substratu ceramicznego. Czujnik jest następnie montowany w odpornej na zniszczenie osłonie ze stali nierdzewnej. Nowy czujnik wykrywa amoniak w spalinach w zakresie od 0 do 100 ppm, pozwalając na stałą optymalizację dozowania mocznika. Wraz ze znaczną redukcją emisji amoniaku mogą wystąpić również znaczne oszczędności dla tych użytkowników, którzy eksploatują pojazdy na znacznych odległościach. Czujniki pozwalają również producentom pojazdów na wyeliminowanie kosztownych katalizatorów utleniających, których stosowanie byłoby w innym wypadku konieczne w celu usunięcia nadmiaru amoniaku ze spalin i umożliwiają optymalizację rozmiarów systemu konwertera SCR w stosunku do postawionych przed nim zadań. Zmniejszeniu kosztów systemów obróbki spalin występuje zmniejszenie wymiarów układu oczyszczającego. Ten czynnik stanie się istotny wraz ze wzrostem zastosowania tych systemów w pojazdach lekkich oraz zapobiegnie wzrostowi przeciwcisnienia w układzie wydechowym, które powodowałoby dalszy wzrost zużycia paliwa, a które wystąpiłoby, jeśli w pojeździe instalowane byłyby dodatkowe systemy oczyszczania spalin.

Producenci pojazdów w Azji, Ameryce Północnej i w Europie współpracują z Delphi przy opracowywaniu programów uwzględniających nowy czujnik amoniaku, który winien być wprowadzony do produkcji w roku 2010.



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

### **Nowa technologia sterowania zaworami silnika**

Variable Valve Event & Lift (VVEL), to najnowsza technologia opracowana przez firmę Nissan. Jest to system zmiennych faz rozrządu oraz zmian stopnia otwarcia zaworów, którego zadaniem jest zapewnić lepszą dynamikę otwierania i zamykania zaworów. Według Nissana, nowy system VVEL pozwala ograniczyć emisję dwutlenku węgla nawet o 10%.

W konwencjonalnych silnikach ZI ilość zasysanego powietrza jest regulowana przez przepustnicę. W jednostkach napędowych wyposażonych w system VVEL można ją regulować bezpośrednio przez zawory dolotowe, zmieniając ich fazy pracy oraz stopień otwarcia. Działając współ-

nie z układem C-VTC umożliwia płynną regulację fazy rozrządu oraz stopnia otwarcia zaworów. System VVEL pozwala obniżyć zużycie paliwa w niskim i średnim zakresie prędkości obrotowej. Dlatego też najbardziej nadaje się do zastosowania w wielocylindrowych silnikach o większej pojemności skokowej.



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

### **Paliwa, oleje**

#### **Nowe oleje dla samochodów zasilanych CNG**

Firma LOTOS Oil wprowadziła olej silnikowy przeznaczony do autobusów i samochodów ciężarowych zasilanych sprężonym gazem ziemnym CNG. Olej o nazwie TURDUS CNG 15W40 to wielosezonowy olej silnikowy zawierający selektywnie rafinowane, odparafinowane rozpuszczalnikiem i hydorafinowane destylaty olejowe uzyskiwane z ropy naftowej, a także pakiet dodatków uszlachetniających o działaniu przeciwtleniającym, przeciwkorozyjnym, poprawiającym własności smarne. Olej ten zapewnia dobre smarowanie dla wysokoobrotowych, czterosuwowych silników zasilanych gazem w ciągnikach siodłowych, pojazdach ciężarowych, autobusach oraz samochodach specjalnych. Według Europejskiego Stowarzyszenia Samochodów Napędzanych Gazem Ziemnym po drogach całego świata jeździ już blisko 5 milionów pojazdów z takimi silnikami.

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

### **Emisja związków toksycznych**

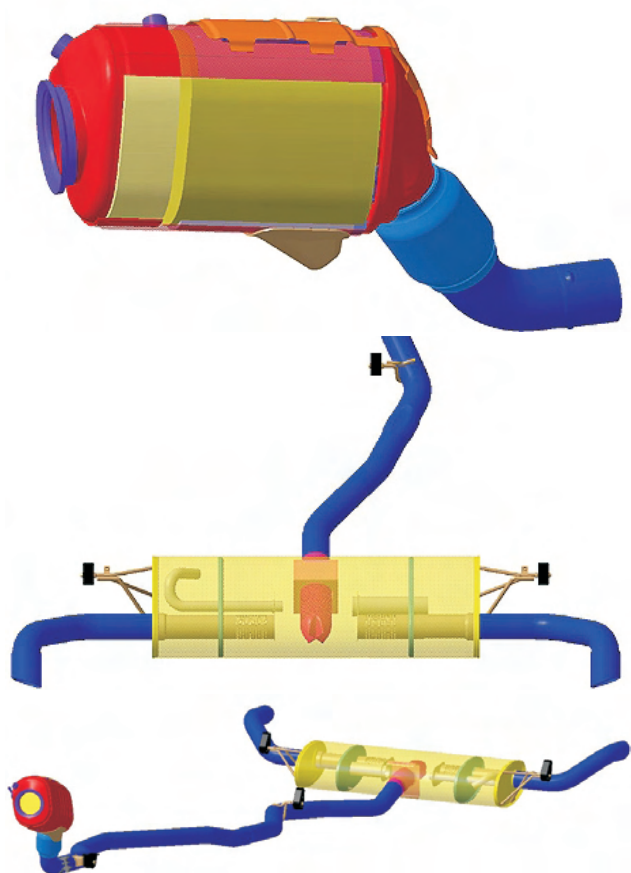
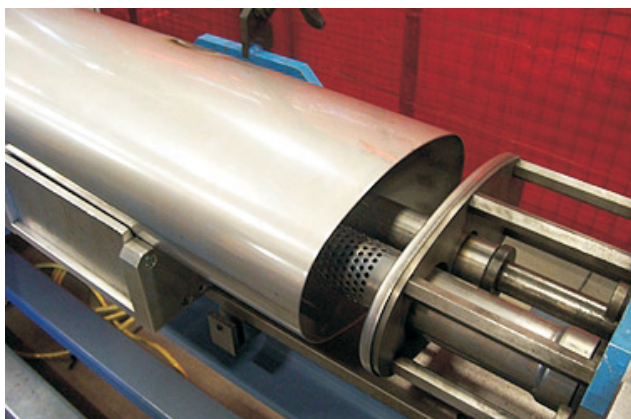
#### **Nowy silnik Volvo**

Podczas targów w Detroit, szwedzki producent zaprezentuje nową jednostkę silnikową. Będzie to sześciocylindrowy silnik spalinowy zasilany ekologicznym bio-etanolem. Silnik ma 3,2 dm<sup>3</sup> pojemności skokowej, rozwija moc 188 kW (256 KM) i maksymalny moment obrotowy 340 N·m. Cała konstrukcja została odpowiednio przystosowana do tego, by móc pracować na mieszance E85 (85 procent bio-etanolu, 15 procent etanolu).

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

#### **Zintegrowane: reaktor katalityczny i filtr cząstek stałych**

Firma BMW w swoim silniku o pojemności 3,0 dm<sup>3</sup> zastosowała układ wylotowy, w którym znajdują się reaktor katalityczny i filtr cząstek stałych umieszczone w jednej owalnej obudowie. Nowy układ został nazwany Catalytic Soot Filter (CSF); zastosowano w nim metalowy katalizator oraz krzemowo-węglowy filtr cząstek stałych. W porównaniu do tradycyjnych układów wydechowych, gdzie reaktor katalityczny i filtr cząstek stałych znajdują się osobno, nowe rozwiązanie pozwala na zaoszczędzenie materiału, kosztów montażu, miejsca i masy.



Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com)

### Nowy silnik ZS firmy Honda

Firma Honda zaprezentowała na targach w Genewie silnik ZS nowej generacji. Zastosowano w nim reaktor katalityczny umożliwiający redukcję emisji tlenków azotu, dzięki czemu jednostka będzie mogła spełniać bardzo restrykcyjne normy emisji spalin Tier II/ Bin 5 opracowane przez Amerykańską Agencję Ochrony Środowiska EPA.

Wspomniany reaktor katalityczny wykorzystuje reakcję redukcji amoniaku powsta-



jącego wewnątrz niego do zainicjowania przekształceń tlenku azotu. W przeciwieństwie do dotychczasowych systemów polegających na selektywnej katalitycznej redukcji SCR, wykorzystujących wtrysk roztworu mocznika, nowa technologia Hondy korzysta z amoniaku powstałego w reaktorze katalitycznym. Dwuwarstwowa struktura urządzenia wykorzystuje jedną część do adsorpcji tlenków azotu, które pochodzą z gazów spalinowych. Podczas okresowego spalania bogatej mieszanki reagują one z wodorem pobranym z gazów spalinowych, przekształcając jego porcję w amoniak, który z kolei jest adsorbowany przez następną warstwę. Podczas procesu spalania przy nadmiarze powietrza amoniak wykorzystuje się do przekształcania tlenków azotu w temperaturach 200-300°C.

Nowoczesne jednostki benzynowe wykorzystujące trójfunkcyjne reaktory katalityczne umożliwiają redukcję  $\text{NO}_x$  w ok. 99%. Jest to jednak możliwe przy wykorzystywaniu stechiometrycznej mieszanki paliwowo-powietrznej ( $\lambda = 1$ ). Środowisko pracy silnika o zapłonie samoczynnym bogate w powietrze (na obciążeniach częściowych  $\lambda = 5$ ), redukuje za pomocą trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych jedynie 10% emisji  $\text{NO}_x$ . Nowy reaktor katalityczny Hondy ma pozwolić na skuteczną redukcję tego składnika w silnikach o zapłonie samoczynnym.

Obok prac nad technologią oczyszczania gazów spalinowych, Honda planuje również rozwiązanie innych technicznych ograniczeń w procesie wytwarzania ekologicznych silników ZS, takie jak odmiennie liczby cetanowe w paliwie przeznaczonym dla silników ZS (problem występujący na niektórych rynkach) oraz zgodność z amerykańskimi normami diagnostycznymi US On-Board Diagnostic System.

Oprac. na podst. [www.honda.com](http://www.honda.com), [www.motogazeta.pl](http://www.motogazeta.pl)

### Napędy hybrydowe i alternatywne

#### Zasilanie CNG dla samochodu Iveco Daily

Nowy silnik napędzany sprężonym gazem ziemnym (Compressed Natural Gas) bazuje na silniku ZS, czterocylindrowym, o pojemności 3,0 dm<sup>3</sup>. Silnik ten osiąga moc 100 kW, a jego moment obrotowy wynosi 350 N·m. Jest to obecnie najmocniejszy silnik tej klasy napędzany CNG. Jak informuje producent, w zależności od obciążenia i modelu zasięg pojazdu waha się od 230 do 360 km.

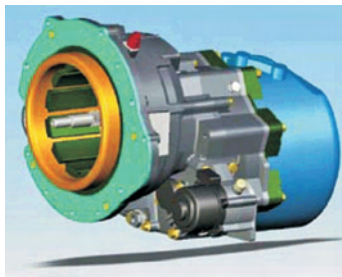
Oprac. na podst. *Automotive Engineering International*,  
Február 2007

#### System hybrydowy firmy Zytec

Systematycznie wzrasta zainteresowanie napędami hybrydowymi. Koncern PSA (Peugeot-Citroën) zapowiada wprowadzenie takiego napędu w swoich modelach w 2010 r.; prace w tym kierunku prowadzi m.in. także Volkswagen.

Konsultingowa firma Zytec przedstawiła hybrydowy zespół napędowy, zaprojektowany i wykonany w celu łatwego dostosowania do samochodów osobowych. System zamontowano w samochodzie Smart For-Four, w którym osiągnięto niski poziom emisji  $\text{CO}_2$  wynoszący 85 g/km.

W odróżnieniu od rozwiązań równoległych lub szeregowych systemów hybrydowych proponowana koncepcja

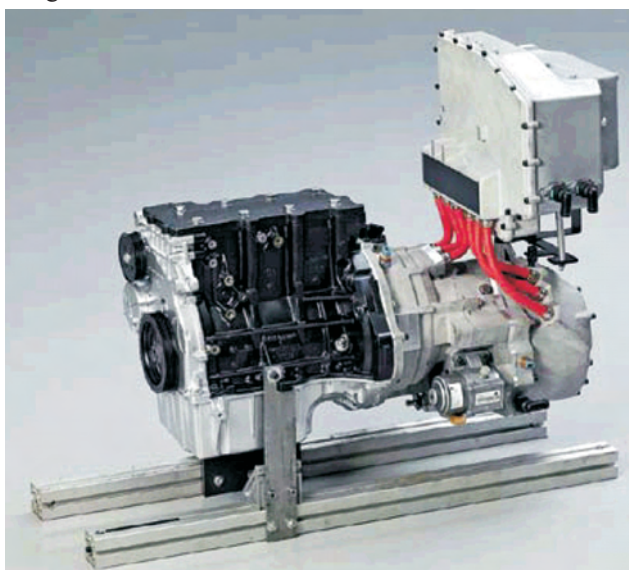


umożliwia działanie w dwóch trybach, co pozwala na optymalne dostosowanie do warunków obciążenia. Budowa systemu oparta jest na dwóch silnikach: rozrusznik/prądnica, który jest związany z silnikiem spalinowym oraz elektryczny główny silnik napędowy. Do połączenia silników z napędem wykorzystano oryginalną skrzynię przekładniową wg patentu firmy, która stosowana wcześniej w samochodzie formuły Gran Prix bezawaryjnie wytrzymała ponad milion zmian biegów pod obciążeniem.



Silnik/prądnica jest urządzeniem ze stałym magnesem rozwijającym moc 43 kW, w którym nie stosuje się szczotek. Może rozwijać prędkość obrotową 3600 obr/min i być wykorzystywana do wspomagania przyspieszania w razie potrzeby. Napędowy silnik elektryczny jest umieszczony na wyjściu ze skrzyni przekładniowej, rozwija moc 50 kW i może pracować do 11 500 obr/min.

Prezentację zespołu napędowego Zytec przewidziano na kongresie SAE w 2007 r.



Oprac. na podst. Automotive Engineering International, February 2007

### Hybrydowy Solaris

Solaris Urbino 18 Hybrid jest produkowany w podopiecznym Bolechowie. Autobus wyposażono w 250 kW (340 KM) silnik o zapłonie samoczynnym firmy Cummins ISLe4 o pojemności skokowej 8,9 dm<sup>3</sup> rozwijający maksymalny moment obrotowy 1500 N·m przy 1200 obr/min. Silnik ten spełnia normę czystości spalin Euro 4 w technologii SCR.

W porównaniu ze standardową wersją montowaną do pojazdów z napędem konwencjonalnym, silnik ten różni się m.in. oprogramowaniem elektronicznym i brakiem rozrusznika. Napęd hybrydowy stanowi system Allison Ep50. Napęd Ev, w którego skład wchodzi: dwa silniki elektryczne, dwa sprzęgła synchroniczne i trzy przekładnie planetarne, odpowiada za sumowanie momentów obrotowych silnika spalinowego i silników elektrycznych. Zespół napędowy waży 417 kg.



Energia odzyskiwana z generatorów w czasie hamowania jest gromadzona w specjalnych akumulatorach niklo-wodowo-metalowo-wodorowych, które są zamontowane na dachu autobusu. Przewidywany okres eksploatacji baterii NiMH (o wadze 437 kg) wynosi około 6 lat. Dual Power Inverter Module integruje pracę silnika spalinowego i napędu elektrycznego zapewniając ich współdziałanie dla osiągnięcia maksymalnej wydajności.

DPIM to jeden z ważniejszych elementów układu elektrycznego Allison. Składa się on z dwóch modułów przetwornic AC/DC – DC/AC chłodzonych olejowo. Całością steruje układ złożony z dwóch modułów serii 1000/2000, również firmy Allison. Pierwszy moduł kontroluje i zarządza pracą napędu, drugi zaś odpowiada za współpracę z innymi układami pojazdu.

Oprac. na podst. [www.solarisbus.pl](http://www.solarisbus.pl), [www.motogazeta.pl](http://www.motogazeta.pl)

### Zakończenie projektu UE o nazwie HyICE

Grupa badawcza firmy BMW przedstawiła wyniki projektu HyICE (*Hydrogren Internal Combustion Engine*) pilotowanego przez UE. Projekt trwał trzy lata, a jego celem było zoptymalizowanie procesu spalania wodoru w silniku. Osiągnięte wyniki satysfakcjonują naukowców, jednocześnie stawiają oni sobie nowe cele. Należy jeszcze pracować nad poziomem zużycia paliwa, które powinno wynosić około 1 kg H<sub>2</sub> na 100 km. Do tej pory udało się uzyskać moc silnika na poziomie 100 kW z pojemności 1 dm<sup>3</sup>, a jak twierdzi BMW, osiągnięty poziom sprawności silnika jest rzędu 50%.

Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com), Februar 2007

### Produkcja

#### Współpraca BMW i DaimlerChrysler

Dwie niemieckie marki BMW oraz Mercedes podjęły współpracę w rozwoju i budowie systemów hybrydowych dla samochodów z napędem na tylną oś. Osiągnięcie celu współpracy planowane jest na rok 2010. Prace wytwórcze i ewentualny montaż będzie odbywać się w jednym miejscu, aby efektywnie zmniejszyć koszty produkcji oraz zmaksymalizować zdolności produkcyjne. Nowe elementy systemów będą indywidualnie dostosowywane do różniących się charakterów obu marek. BMW i DaimlerChrysler w zakresie układów hybrydowych współpracują już od dwóch lat na rynku amerykańskim. Ta kooperacja została przeprowadzona w ramach projektu, który rozpoczął się w 2005 roku.

Prace na rynku europejskim będą skoncentrowane wokół całkowicie nowego projektu. Wszystkie badania i prace będą odbywały się na terenie Niemiec.

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

### Współpraca DaimlerChrysler z Chery Automobile

Rada nadzorcza koncernu DaimlerChrysler zdecydowała o partnerstwie pomiędzy Chryslerem a chińskim producentem samochodów Chery Automobile. Według wstępnych założeń, samochody wytworzone przez chińską firmę będą sprzedawane głównie na rynku amerykańskim oraz w Europie Zachodniej pod marką Chrysler lub Dodge. Obecnie losy dalszej współpracy zależą od zgody rządu Chin.

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

### Sprzedaż Astona Martina

Dnia 12 marca Aston Martin oficjalnie poinformował o zmianie swojego właściciela. Po niemal dwudziestu latach firma Ford sprzedała wszystkie udziały w firmie spółce inwestorów.

Aston Martin, założony w 1914 roku przez Lionela Martina oraz Roberta Bamforda, miał w swojej historii wielu właścicieli. Dzisiaj zatrudnia 1800 pracowników oraz ma 126 salonów sprzedaży w 27 krajach na całym świecie.

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

## Habilitacje

### Qualifying as assistant professor

Dr inż. Piotr BOGUŚ

#### Wykorzystanie nieliniowych metod analizy sygnałów w diagnostyce silników spalinowych

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 13 marca 2007 roku na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

W pracy zaprezentowano wyniki badań nad zastosowaniem nieliniowej analizy sygnałów do diagnostyki wypadania zapłonu silnika spalinowego. Większość uwagi poświęcono sygnałom wibroakustycznym pochodzącym z silnika spalinowego i wykorzystaniu ich do sprawdzenia możliwości użycia metod nieliniowych, bazujących na teorii chaosu deterministycznego. Na potrzeby diagnostyki silnika w czasie rzeczywistym zaproponowano metody chwilowej analizy sygnałów z dodatkowym wykorzystaniem metodyki rozpoznawania obrazów, w tym przede wszystkim grupowania danych.

Głównym celem rozprawy było opracowanie nieliniowych i chwilowych metod analizy sygnałów i zastosowanie ich do diagnostyki wypadania zapłonu w silniku spalinowym. W związku z tym główna teza pracy została sformułowana następująco: metody nieliniowe i chwilowe nadają się do analizy sygnałów w diagnostyce wypadania zapłonu silnika spalinowego.

W pracy przedstawiono sygnały otrzymywane z silnika spalinowego, które można wykorzystać w diagnostyce wypadania zapłonu, przy czym w szczególności skupiono się na sygnałach wibroakustycznych. Omówiono również niektóre aspekty ekologiczne silnika spalinowego będące podstawą jego nowoczesnej diagnostyki. Zaprezentowano też wybrane klasyczne metody analizy sygnałów, w tym, przede wszystkim metody Fouriera, metody używające parametry geometryczno-statystyczne, metody analizy falkowej, metody analizy losowej oraz metody oparte na przetwarzaniu i rozpoznawaniu obrazów.

Większość stosowanych dotąd metod analizy sygnałów, w tym również sygnałów wykorzystywanych w diagnostyce silnika spalinowego, to metody liniowe i całosciowe (polegające na analizie sygnału w całości). Jednak każdy silnik, jako układ mechaniczny, jest w ogólności układem nieliniowym i do jego pełnej analizy należałoby zastosować również metody nieliniowe, oparte na teorii chaosu deterministycznego. Stąd też znaczącą częścią pracy było omówienie metod analizy nieliniowej. Przedstawiono w związku z tym podstawy zagadnień dynamiki nieliniowej i teorii chaosu deterministycznego oraz nieliniowe metody analizy sygnałów. Zaprezentowano podejście opierające się na twierdzeniu Takensa i Mañego, zgodnie z którym dla jednowymiarowego badanego sygnału najpierw znajduje się opóźnienie czasowe, a następnie z użyciem metody najbliższych fałszywych sąsiadów określa się wymiar odtworzonej przestrzeni stanu, by ostatecznie odtworzyć w niej dynamikę układu generującego sygnał. Omówiono również zastosowanie analizy nieliniowej do opisu i analizy układów mechanicznych.

#### Application of nonlinear methods of signal analysis in combustion engine diagnostic

The qualifying procedure was held on 13 March 2007 in the Faculty of Machines and Transports of Poznań University of Technology.

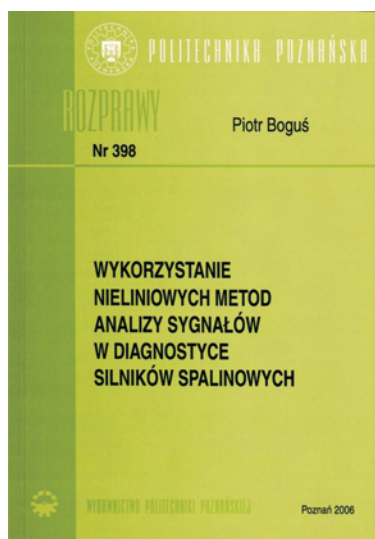
The paper presents the results of the researches on application of nonlinear signal analysis to misfire detection in combustion engines. The main attention was focused on vibroacoustic signals taken from a combustion engine. This signals were used to test the usage of nonlinear methods. Taking into account the needs of on-line diagnostic the paper also proposed the short-time methods with using additionally some pattern recognition methods, especially clustering.

The main aim of the paper was a study of nonlinear and short-time signal analysis methods and their application to misfire diagnostic. The

main thesis was formulated as following: nonlinear and short-time methods are suitable to signal analysis in misfire diagnostic in combustion engines.

The paper presents the survey of signals which can be used to misfire detection and some aspects of engine ecology which is the basis for many new diagnostic methods. It also describes some of classical methods of signal analysis, in particular Fourier methods, methods which apply the geometrical and statistical parameters, wavelet analysis methods, random analysis methods and methods based on image processing and pattern recognition.

So far the most of methods applied to signal analysis were linear and "overall" methods. But an engine is in general a nonlinear dynamical object hence to perform it full analysis one should also apply nonlinear methods. Therefore the significant part of the paper describes the nonlinear signal analysis methods. The paper presents at first the mathematical and physical basis of nonlinear dynamics and deterministic chaos theory and next the details of the nonlinear methods of analysis. The presented approach bases on Takensa and Mañe theorem where for the one-dimensional



W dalszej części pracy zaprezentowano wyniki eksperymentów polegających na tym, że w silniku lokomotywy spalinowej oraz w silnikach samochodów osobowych wywoływano wypadanie zapłonu (poprzez odłączenie zasilania silnika lub odłączenie świecy zapłonowej). Dodatkowo przebadano również jednocylindrowy silnik badawczy, w którym w trakcie pracy zdarzały się pojedyncze przypadki samoistnego wypadania zapłonu. Otrzymane w takich warunkach sygnały wibroakustyczne analizowano z użyciem metod nieliniowych oraz wybranych metod analizy chwilowej. Zaproponowano metodę analizy chwilowej, która polega na tym, że zmiany wybranych parametrów są wykrywane w przesuwającym się wzdłuż sygnału oknie czasowym, a następnie dokonuje się grupowania w wynikowej przestrzeni parametrów.

W zakresie metod nieliniowych wykazano przydatność maksymalnego wykładnika Lapunowa jako parametru diagnostycznego umożliwiającego identyfikację stanu wypadania zapłonu w silnikach lokomotyw spalinowych. Wartości maksymalnego wykładnika Lapunowa okazały się zdecydowanie większe dla stanu nieprawidłowej pracy silnika (z wypadaniem zapłonu). W zakresie metod chwilowych wykazano znaczącą różnicę zmian chwilowych dla różnych sygnałów, a uzyskane wyników przestrzenie parametrów ukazały struktury, które podlegają podziałowi na grupy i odpowiadają stanom nieprawidłowym (z wypadaniem zapłonu).

## Dr inż. Marek BRZEŹAŃSKI

### *Emisja toksycznych składników spalin w fazie nagrzewania się silnika o zapłonie iskrowym z wykorzystaniem akumulatora ciepła*

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 11 kwietnia 2007 roku na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej w Krakowie.

W pracy podjęto próbę wykorzystania akumulatora ciepła do zmniejszenia emisji toksycznych składników spalin podczas zimnego rozruchu i fazy nagrzewania się silnika z zapłonem iskrowym. W tym celu opracowano metodę badawczą, która pozwoliła na analizę procesów zachodzących na każdym z etapów procesu nagrzewania się silnika oraz dokonanie oceny tego okresu w aspekcie emisji toksycznych składników spalin i stanu cieplnego silnika. Charakterystyczną cechą przyjętej metodyki badań silnika był jednoczesny pomiar wielu różnych parametrów silnika, takich jak: stężenie toksycznych związków spalin, chwilowe zużycie paliwa, współczynnik nadmiaru powietrza oraz temperatura mierzona w różnych punktach pomiarowych. Powyższe badania i analizy przeprowadzono dla standardowej wersji silnika, a następnie badaniom poddany został silnik wyposażony w akumulator ciepła.

Badania te poprzedzono analizą teoretyczną współpracy akumulatora ciepła z układem chłodzenia silnika, które pozwoliły na dobór rodzaju akumulatora zastosowanego do badań. Wykonane zostały obliczenia cieplne oraz sporządzono charakterystyki współpracy wybranego akumulatora ciepła z układem chłodzenia badanego silnika. Dla wybranego typu akumulatora, w którym ciepło magazynowane jest w dodatkowej objętości czynnika chłodzącego nie prowadzono dotąd obliczeń cieplnych, ani też badań zmierzających do jego praktycznego wykorzystania.

Badania doświadczalne, prowadzone pod kątem wykorzystania akumulatora ciepła do zmniejszenia emisji toksycznych składników spalin przy zimnym rozruchu i w fazie nagrzewania się silnika, wykazały pełną jego przydatność.

Ponadto, wyniki pracy przyczyniły się do lepszego poznania problemów występujących podczas zimnego rozruchu i fazy nagrzewania się silnika. Celem prowadzonych badań było znalezienie najlepszej strategii nagrzewania, przyczyniającej się do zmniejszenia emisji toksycznych związków spalin. We wszystkich rozpatrywanych stanach pracy silnika i metodach współpracy akumulatora ciepła z silnikiem uzyskano skrócenie czasu nagrzewania się silnika, objawiające się szybszym wzrostem temperatury czynnika chłodzącego i spalin, skrócenie czasu osiągnięcia gotowości pracy przez reaktor katalityczny oraz zmniejszenie emisji tlenku węgla i węglowodorów.

signal one finds a time delay, a dimension using nearest false neighbor methods and eventually reconstructs the system dynamic in the state space. The paper also includes the general introduction to the application of nonlinear methods in mechanical systems description and analysis.

The last part of the paper presents the results of experiments of misfire invoked in exhaust locomotive engine and in passenger car engines (by cut off an injector or a spark plug). Additionally the one cylinder research engine with the spontaneous misfire cases was examined. The obtained vibroacoustic signals were analyzed by using nonlinear and some short-time methods. In proposed short-time analysis one detects the changes of the given parameters in a window sliding in time through the signal and next performs the clustering in a result parameter space.

In the area of nonlinear methods it was proved that the maximal Lyapunov exponent can be used as a diagnostic parameter to identify the engine state with misfire. The values of the maximal Lyapunov exponents were significantly higher for the state of misfire. In area of short-time methods the significant difference of short-time signal changes were showed. Also the result parameter space showed geometrical structures which can be divided into groups and can correspond to different engine states (for the state with and without misfire).

### *Spark ignition engine exhaust gas toxic components emission during warming up phase with use of heat storage*

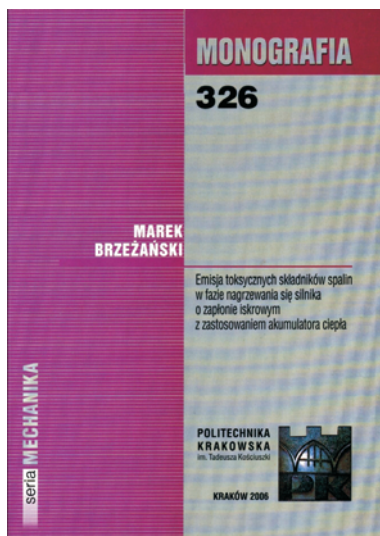
The qualifying procedure was held on 11 April 2007 in the Mechanical Faculty of Kraków University of Technology.

The probe of use of the heat storage to decrease the exhaust gas toxic components emission during cold start and warming up phase of SI engine has been undertaken in this work. For this purpose has been elaborated the research method enabling the analysis of processes occurring at the each stage of engine warming up phase as well as the probe of evaluation of that period in aspect of exhaust gas toxic components emission. The distinctive feature of described research method was the simultaneous measure of many different engine parameters, so as: exhaust gas toxic components concentration, fuel consumption, excess air number and the temperature value measured in different points. At the first stage there were led investigations of the standard engine. At the second fundamental stage there were led investigations of the engine equipped with the heat storage in the cooling system.

The theoretical analysis of cooperation of the heat storage with engine cooling system before the test stand investigations has been done. Heat transfer calculations and characteristics of co-operation of chosen heat storage with investigated engine cooling system were done. For the chosen type of storage in which the heat is stored in the additional volume of a coolant agent, there have been leading neither the thermal calculations nor the investigations in the aim of its practical usage, yet.

Test stand investigations led in aspect of use of the heat storage to decrease the emission of exhaust gas toxic components during cold start of engine and warming up phase showed full usefulness of investigated heat storage. Moreover, the results of this work contributed to better recognition of the problems occurring during the cold start and warming up phase of the engine. The aim of the investigations was finding the best strategy of engine warming up, causing the exhaust gas toxic components emission decrease.

In the all investigated states of engine work and methods of cooperation of the heat storage and engine, the shortening of the engine warming up time was obtained. The faster increase of the engine coolant and exhaust gas temperature occurred. The catalytic converter ready-to-work time was also shortened and hence the decrease of carbon monoxide and hydrocarbons emission were obtained.



## Doktoraty

### Doctorates

#### Dr inż. Grzegorz SZYJKA

##### **Ocena wpływu aktywatorów magnetycznych na wybrane czynniki eksploatacyjne silnika z zapłonem samoczynnym**

Promotor: prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski – Politechnika Szczecińska  
 Recenzenci: prof. dr hab. inż. Tadeusz Bes – Politechnika Szczecińska, dr hab. inż. Sławomir Luft – prof. nadzw. Politechniki Radomskiej.  
 Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Szczecińskiej w dniu 23 stycznia 2007 r.

Rozprawa dotyczy stosowania aktywatorów magnetycznych współpracujących z układami zasilania silnika spalinowego w powietrze i paliwo. Problematyka ta jest często poruszana w danych reklamowych producentów różnego rodzaju aktywatorów magnetycznych, natomiast niewiele jest opracowań naukowych opartych o wyniki obiektywnych badań.

Było to powodem podjęcia tematyki zawartej w tytule pracy przez jej Autora. Opierając się na wcześniejszych badaniach podjął On prace nad określeniem wpływu systemu aktywatorów magnetycznych o asymetrycznej budowie na wybrane parametry eksploatacyjne silnika o zapłonie samoczynnym. Prace te obejmowały badania hamowniane silników z użyciem różnych systemów aktywatorów magnetycznych przy zasilaniu silnika różnymi rodzajami oleju napędowego. Następnie kontynuowano badania w trakcie normalnej eksploatacji trzech autobusów wyposażonych w silniki o wtrysku bezpośrednim oraz samochodu osobowego wyposażonego w silnik o wtrysku komorowym.

Wyniki rozbudowanych badań hamownianych oraz eksploatacyjnych nie wykazały jednoznacznego wpływu aktywatorów magnetycznych na parametry eksploatacyjne silnika, jednak Autor jest w pełni świadomy, że mogły być obciążone wpływem obiektywnych czynników takich jak: pora roku i związane z nią różne warunki drogowe prowadzące do różnych oporów ruchu, zmienna temperatura otoczenia powodująca zmiany w napełnieniu silnika, niepowtarzalność stylu jazdy kierowców, itp. Niemniej jednak uzyskano obiektywne informacje na temat aktywatorów magnetycznych mające znaczącą wartość w porównaniu do danych reklamowych, a tym samym praca spełniła postawiony na początku cel.

#### Dr inż. Dariusz SZPICA

##### **Badanie procesu napełniania powietrzem cylindrów silnika spalinowego**

Promotor: prof. PB dr hab. inż. Feliks Rawski – Politechnika Białostocka  
 Recenzenci: prof. PB dr hab. inż. Teodor Skiepmo – Politechnika Białostocka; prof. PW dr hab. inż. Stanisław Kruczyński – Politechnika Warszawska  
 Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Białostockiej w dniu 1 lutego 2006 r.

Praca przedstawia analizę wpływu temperatury poszczególnych przewodów kolektora dolotowego tłokowego silnika o zapłonie iskrowym na nierównomierność zasilania cylindrów powietrzem.

W toku badań identyfikacyjnych na specjalnie do tego celu zbudowanym stanowisku wyznaczano wpływ temperatury poszczególnych przewodów, stopnia uchylecia zaworu klapkowego przepustnicy i prędkości obrotowej silnika na nierównomierność zasilania cylindrów powietrzem.

Podczas identyfikacji numerycznej, poza wyznaczaniem parametrów przepływowych, przeprowadzono również porównanie funkcji przepływu potwierdzając przydatność funkcji Miatluka-Avtuszko, którą w skrajnym przypadku charakteryzował 7-krotnie mniejszy błąd średni niż zwykle stosowana funkcja St Venanta i Wentzela. Badania doświadczalne nie pozwalają jednoznacznie potwierdzić znaczącego wpływu stanu cieplnego układu dolotowego silnika spalinowego na równomierność napełnienia cylindrów. Analiza eksperymentalna potwierdziła jednak ok. 6% wpływ, lecz próg prawdopodobieństwa wystąpienia tego zróżnicowania jest znacznie poniżej wartości oczekiwanej (jedynie 48%).

W toku badań symulacyjnych wpływ temperatury przewodów kolektora dolotowego na proces napełniania oceniano z wykorzystaniem modelu stanowiska doświadczalnego stworzonego w pakiecie Matlab-Simulink. Opracowano również model wymiany ładunku (powietrza) w silniku jednocylindrowym, który pozwolił na wnioskowanie o wpływie temperatury przewodu dolotowego na parametry efektywnego końca dolotu. W efekcie badań powstał kompleksowy model wymiany ładunku (powietrza) w silniku czterocylindrowym uzupełniony o subsystem korygujący ilość (masę) powietrza docierającą do poszczególnych cylindrów silnika w zależności od czynników poddanych badaniom doświadczalnym. Badania symulacyjne również nie wykazały znaczącego wpływu stanu cieplnego kolektora dolotowego na proces napełniania cylindrów silnika.

W końcowym etapie pracy zaproponowano w warunkach modelowych (Matlab-Simulink) korekcję dawki paliwa indywidualnie dla każdego cylindra, zależnie od stopnia nierównomierności zasilania powietrzem. W ten sposób można wpłynąć na przebiegi procesów, a nie jak to jest powszechnie stosowane, niwelować ich skutki.

**Dr inż. Jaromir MYSŁOWSKI** – członek PTNSS (praca doktorska opisana w nr 2/2005 Silników Spalinowych) otrzymał Nagrodę Ministra Transportu za najlepszą pracę doktorską z dziedziny transportu w roku 2006.

NAGRODA MINISTRA TRANSPORTU  
 ZA NAJLEPSZĄ PRACĘ HABILITACYJNĄ, DOKTORSKĄ,  
 MAGISTERSKĄ I INŻYNIERSKĄ Z DZIEDZINY TRANSPORT

W ROKU 2006

**DYPLOM**

dla

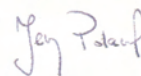
**PANA JAROMIRA MYSŁOWSKIEGO**

za pracę

„Ocena właściwości eksploatacyjnych silników wysokoprężnych na podstawie jednostkowego zużycia paliwa”

która otrzymała nagrodę w kategorii prac doktorskich

Minister Transportu



WARSZAWA, 15 GRUDNIA 2006 R.

The largest printed car directory  
in the world

2006 • 2007

ONE OF THE LARGEST CAR DIRECTORIES IN THE WORLD

**WORLD** of **CARS**

worldwide car catalogue

ENCYCLOPEDIA  
OF TODAY'S  
CAR INDUSTRY



Photo: Alfa Romeo

**62 COUNTRIES / 1.500 MAKES**  
**8.500 MODELS / 3.000 PHOTOGRAPHS**  
**TECHNICAL DATA / STATISTICS**  
**TUNING / ADDRESSES / LOGOS**

INDEX 2025

ISSN 1734-2943

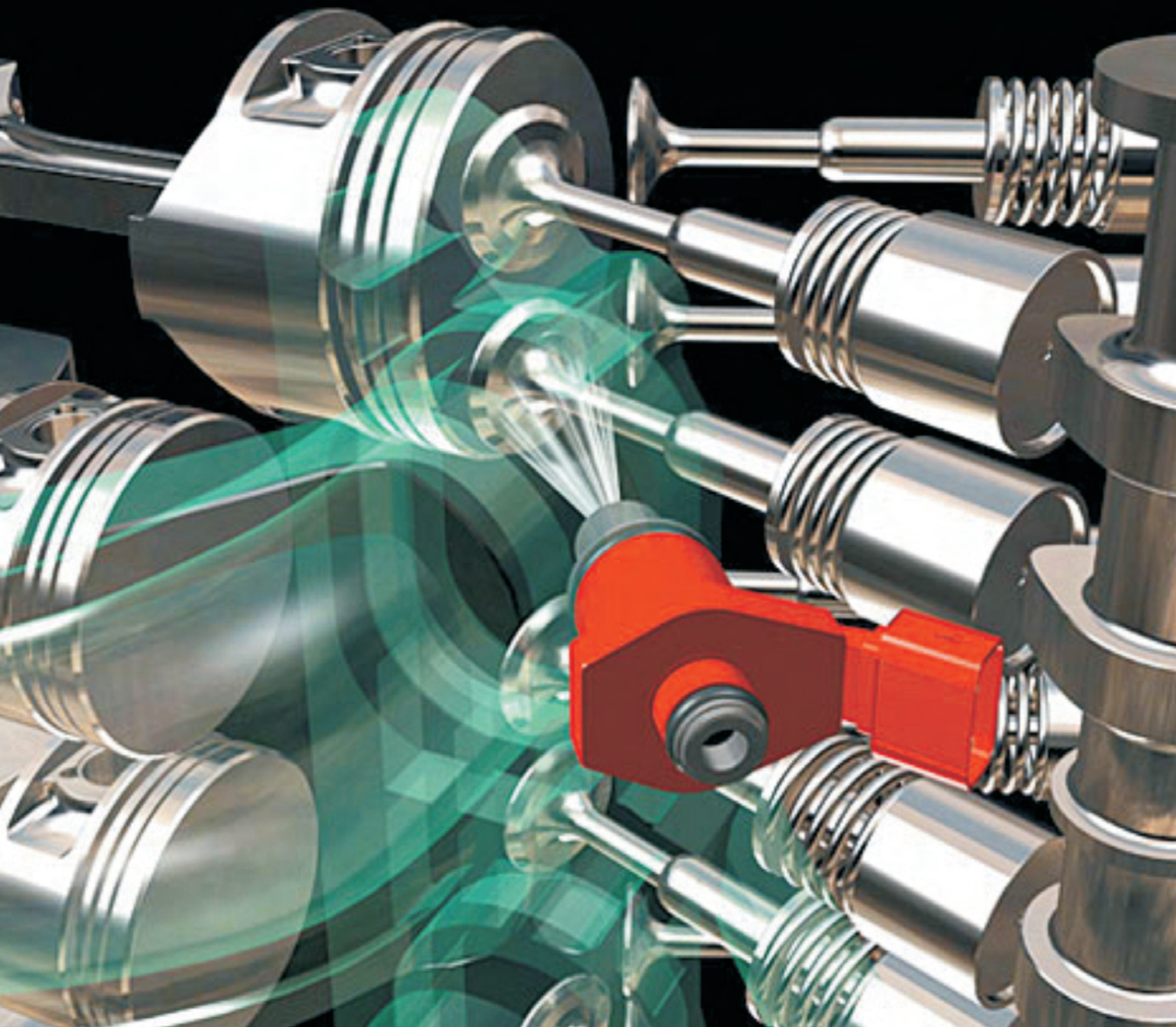


**62**  
reasons  
to take  
a look...

**1500**  
reasons  
to discover...

**8500**  
reasons to enjoy...

[www.theworldofcars.com](http://www.theworldofcars.com)



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**  
*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Założyciele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrań Zarządu  
Zebrań Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt	Prenumerata	Skład-osobowy	Koncepcja wyd.	Współpraca
Zgłoszenia	Zapowiedź	Bieżący numer	Archiwum	

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



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