



Nr 2/2006 (125)



VII Międzynarodowa
Konferencja Naukowa

Silniki gazowe

SILNIKI SPALINOWE
COMBUSTION ENGINES



SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 1/2006 (124)

Kwiecień 2006

Rok XLV

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

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 Wyszyński

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

Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki

(redaktor naczelny/Editor-in-Chief)

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

Współpraca/Cooperation:

mgr inż. Maciej Bajerlein, mgr inż. Jakub Czajka,

dr inż. Mirosław Kozak, dr inż. Piotr Krzymień,

mgr Tomasz Pawlak

Od Redakcji

Miary rozwoju silników spalinowych

Kolejne lata XXI wieku niosą ze sobą wzrost wskaźników pracy silników spalinowych. Doskonaleniu ulega technologia wytwarzania jednostek napędowych, która pozwala na znaczne zwiększenie obciążeń mechanicznych i cieplnych przy jednoczesnym zmniejszeniu ich masy oraz poprawie wskaźników ekonomicznych, energetycznych i ekologicznych.

W bieżącym numerze zamieszczone zostało opracowanie dotyczące nowoczesnych metod wytwarzania silników spalinowych. Nowe technologie pozwalają na zwiększenie wskaźników pracy, o wartościach których można sobie wyrobić opinię na podstawie opisu najnowszych rozwiązań prezentowanych na Salonie Samochodowym w Genewie (por. Nowe konstrukcje i Aktualności, s. 90).

Wskaźnikiem dobrze charakteryzującym tzw. wytyężenie konstrukcji silnika jest maksymalna wartość średniego ciśnienia użytecznego p_{e-max} . W 1940 roku wartość p_{e-max} w bardzo wówczas nowoczesnym silniku ZS Saurer z wtryskiem bezpośrednim wynosiła ok. 0,7 MPa. W latach 80-tych wartość tego wskaźnika osiągnęła 1,0 MPa, a w prototypowych doładowanych silnikach do samochodów osobowych przekroczyła 1,4 MPa (OM 617A, VW 2,0 dm³, 5 cyl.). W pierwszych latach obecnego wieku już wiele samochodowych silników ZS osiąga wartości 2,0-2,4 MPa, a niektóre przekroczyły poziom 2,5 MPa (MAN D20, Audi R10, Alpina BMW D3, Opel CDTi), co jeszcze kilka lat temu wydawało się nierealne. Także w silnikach okrętowych nastąpił znaczny postęp z wartości ok. 0,9-1,2 na przełomie lat 70-tych i 80-tych do obecnych prawie 2,0 MPa.

Podobnie rośnie również wskaźnik mocy objętościowej. W silnikach samochodów ciężarowych spotykane są obecnie wartości prawie 35 kW/dm³, w silnikach do samochodów osobowych przekraczają one często 50 kW/dm³, a czasem nawet 70 kW/dm³ (Audi R10, Alpina BMW). Silniki ZI wykazują nieco większe wartości tego wskaźnika wynikające głównie z większych wartości znamionowej prędkości obrotowej; w nowoczesnych silnikach mieszczą się one w przedziale 70-80 kW/dm³, a czasem przekraczają nawet 85 kW/dm³ (Opel, Porsche). W tej grupie silników wartości p_{e-max} dochodzą już do zakresu 2,0-2,3 MPa.

Z tego krótkiego porównania wynika, że wskaźniki pracy samochodowych silników ZI i ZS znacznie się do siebie zbliżyły.

Niestety, dalsze zwiększanie wartości wskaźników pracy silników spalinowych wymaga coraz większego wysiłku konstrukcyjnego i technologicznego. Czasopismo Silniki Spalinowe stara się na bieżąco śledzić, relacjonować i wspierać ten postęp.

Krzysztof Wisłocki
Redaktor Naczelny

Spis treści / Contents:

Od Redakcji 1

Badania/Research

M. L. Wyszynski, H. Xu: Spalanie paliw konwencjonalnych i alternatywnych w silnikach o zapłonie samoczynnym z ładunkiem jednorodnym (HCCI) dla umiarkowanych stopni sprężania / *HCCI with standard and alternative fuels at moderate compression ratios* 3

W. Kozak, M. Bajerlein, J. Markowski: Weryfikacja koncepcji wspomagania mechanizmu rozpylenia oleju napędowego rozpuszczonym w nim powietrzem / *Verification of the concept of spray mechanism assisted with air dissolved in diesel oil* 21

Ekologia/Ecology

J. Czerwinski, Y. Zimmerli, A. Mayer: Doświadczenia w zakresie wyposażania eksploatowanych autobusów miejskich w filtry cząstek stałych / *Experiences about Retrofitting of City Busses with DPF's* 38

W. Singer, W. Schindler, M. Linke: Pomiar emisji cząstek stałych i zadymienia dla silników zgodnych z przepisami Euro 4 / *Particulate and smoke measurement on Euro 4 engines* 54

Technologia/Technology

M. Idzior: Rozwój silników spalinowych w aspekcie metod ich wytwarzania / *The development of combustion engines in the aspect of their manufacturing* 60

Eksploatacja/Operation

K. Cupiał, A. Dużyński, J. Grzelka: Podsumowanie ośmioletniej eksploatacji biogazowego zespołu ciepło- i prądowłórczego w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie / *A summary of eight years of operation of the biogas heat and power-generating set in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa* 71

Ośrodki badawcze/Research centers

S. Pischinger, H.J. Ecker: FEV w Aachen – Światowy instytut badawczy silników i pojazdów / *FEV in Aachen – Research Center for Vehicles and Engines worldwide* 82

Nowe konstrukcje/New constructions

M. Brzeżański: Nowe silniki spalinowe na wystawie Genewa 2006 90

Aktualności/News

Aktualności silnikowe 97

Personalia/Personalies

Prof. Henryk Dziewanowski – Wspomnienie/Memories 101

Bibliografia/Bibliography

Książki, monografie, rozprawy/Books, monographies, studies . 104

Habilitacje, doktoraty/Qualifying as ass. prof., doctorates 104

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

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

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 reprodukowany, zapamiętywany w systemie odtwarzalnym lub przetwarzany bądź kopiowany w jakiegokolwiek formie bez wcześniejszej zgody właściciela praw wydawniczych.

All rights reserved.

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

Prenumerata / Subscriptions

Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.
Koszt numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.

Przygotowanie do druku / Preparation to print
Wydawnictwo ARS NOVA / ARS NOVA Publishing House
Poznań, ul. T. Kutrzeby 14

Nakład: 600 egz.**Recenzenci:**

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny
dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki
dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak
dr inż. Marek Brzeżański
dr inż. Jacek Pielecha
dr inż. Miłosław Kozak

Wydanie publikacji dofinansowane
przez Ministerstwo Edukacji i Nauki

Mirosław Lech WYSZYŃSKI*
Hongming XU

Spalanie paliw konwencjonalnych i alternatywnych w silnikach o zapłonie samoczynnym z ładunkiem jednorodnym (HCCI) dla umiarkowanych stopni sprężania

Autorzy opracowania są pracownikami zespołu zajmującego się Układami Napędowymi Przyszłości na Uniwersytecie Birmingham, a ich doświadczenia ze spalaniem takich paliw jak: benzyna, gaz ziemny, biogaz, etanol, propan, mieszaniny benzyn i oleju napędowego pozwalają widzieć duży potencjał w zastosowaniu silników o umiarkowanych stopniach sprężania (od 10,4 do 15) szczególnie wówczas, gdy są one wyposażone w dodatkowe urządzenia jak EGR (zewnętrzna i wewnętrzna recyrkulacja spalin poprzez ujemne przekrycie zaworów i mały ich wznios) czy częściowe podgrzanie ładunku i/lub dodatek wodoru (pochodzącego z przeróbki paliwa węglowodorowego). W artykule podkreślono możliwości, korzyści i wymagania tego sposobu spalania a także wspomniano o wyzwaniach jakie niesie z sobą zastosowanie systemu spalania typu HCCI w traktoryjnych silnikach wielocylindrowych, jak również zasygnalizowano prace nad silnikiem CHASE (doładowanym, o kontrolowanym samozapłonie mieszanki jednorodnej). Udział w tej pracy wzięli pracownicy Uniwersytetu Birmingham, zakładów Jaguar-Land Rover, Johnson Matthey plc, National Engineering Laboratory oraz Shell Global Solutions.

Słowa kluczowe: HCCI, benzyna, gaz ziemny, biogaz, etanol, propan, mieszaniny benzyn i oleju napędowego, wodor, wykorzystanie spalin, umiarkowane stopnie sprężania

HCCI with standard and alternative fuels at moderate compression ratios

Work with different fuels: gasoline, natural gas, biogas, ethanol, propane, mixtures of gasoline and diesel at the authors' Future Power Systems Group in Birmingham University reveals great potential for the use of moderate compression ratio engines (from 10.4 to 15), particularly when additional engine facilities such as EGR (external and internal via negative valve overlap and low lift cams), some degree of intake heating and/or hydrogen addition (from fuel reforming) are employed. Possibilities, benefits and demands of these technologies are outlined, additional challenges specific to application of HCCI in multi-cylinder engines in vehicle applications are discussed and on-going work on the CHASE (Controlled Homogeneous Autoignition Supercharged Engine) is outlined. The team who contributed to this work includes colleagues from Birmingham University, Jaguar Land Rover, Johnson Matthey plc, National Engineering Laboratory and Shell Global Solutions.

Key words: HCCI, gasoline, natural gas, biogas, ethanol, propane, mixtures of gasoline and diesel, hydrogen, exhaust gas fuel reforming, moderate compression ratios

1. Wstęp

System spalania HCCI jest uznawany za obiecujący sposób spalania dzięki swemu potencjałowi uzyskiwania dużej sprawności i bardzo małej emisji tlenków azotu w wyniku ograniczenia temperatur spalania mieszanek ubogich. Badacze zajmują się nim od z górą dwudziestu lat, czyli od momentu, gdy te potencjalne zalety zostały sformułowane i zademonstrowane [1, 2]. Od tego czasu wykonano wiele prac szczególnie dotyczących czterosurowych, benzynowych silników spalających mieszaniny jednorodne. Początkowo do zainicjowania spalania typu HCCI wykorzystywano duże stopnie sprężania (typowo w zakresie 15 do 21) wraz/lub z podgrzewaniem powietrza dolotowego. Wzrost temperatury doprowadzanego czynnika powoduje przyspieszenie zapłonu i skrócenie okresu spalania. Proces samozapłonu ma tendencję do osiągania dużych prędkości wywiązywania ciepła, co prowadzi do gwałtownego spalania, któremu towarzyszą duże szybkości narastania ciśnienia. Stąd zaproponowano rozcieńczenie mieszanki w postaci

1. Introduction

HCCI is known as an attractive combustion mode on account of its potential for achieving high efficiency and ultra-low NO_x emissions because of low temperature combustion achieved under uniformly lean condition, has been studied for over twenty years since its potential benefits were first realized and demonstrated [1, 2]. Since then a significant amount of work has been done particularly on four stroke gasoline HCCI engines. Initially high compression ratios (typically in the 15 to 21 region), and/or with intake air heating were used to initiate HCCI combustion. The effect of increasing the inlet charge temperature is to advance the auto ignition timing and decrease the combustion duration. The auto ignition process tends to have very rapid heat release rates, leading to violent combustion with very rapid pressure rise rates. Thus, charge dilution was provided in the form of excess air (very lean air fuel ratios) or by external exhaust gas recirculation (EGR). This dilution effectively slows down the rate of combustion [3-5]. The requirements

dużego nadmiaru powietrza (mieszanka bardzo uboga) lub zastosowanie zewnętrznej recyrkulacji spalin (EGR). Tego typu rozcieńczenie w istotnym stopniu spowalnia spalanie [3-5]. Konieczność rozcieńczenia mieszanki ogranicza maksymalną koncentrację mocy silników HCCI, bowiem zmniejszenie współczynnika nadmiaru powietrza λ powoduje gwałtowne spalanie. Tak więc osiągnięcie maksymalne obciążenia zależą od ilości powietrza lub stopnia recyrkulacji spalin jakie mają być dostarczone do cylindra w celu rozcieńczenia ładunku. Wymuszone doprowadzenie ładunku, jak przy doładowaniu, jest skuteczną metodą na podniesienie koncentracji mocy silnika HCCI, co wykazali Christensen i inni [6]. Przy zastosowaniu odpowiednio dużego ciśnienia w kolektorze dolotowym zostały osiągnięte obciążenia do wartości 1600 kPa średniego ciśnienia użytecznego, co odpowiada wartościom uzyskanym przez tą samą grupę badawczą w silniku wysokoprężnym zasilanym gazem ziemnym [7]. Wynika z tego, że zwiększanie rozcieńczania ładunku można wykorzystać w celu poszerzenia zakresu użytecznych obciążeń silników HCCI, podczas gdy metody takie jak np. uwarstwienie ładunku prowadzą do wzrostu emisji NO_x i dużej niepowtarzalności cykli [8].

Procesy zapłonu i spalania w silniku HCCI zachodzą głównie dzięki chemicznej kinetyce utleniania węglowodorów, a więc brak tu czynnika sterującego takiego jak pojawienie się iskry na świecy czy wtrysk paliwa. Dlatego niezbędne jest właściwe zrozumienie zjawisk chemicznych, sterowanie temperaturą w cylindrze, reaktywność ładunku w procesie napełniania, rzeczywisty stopień sprężania, wewnętrzna recyrkulacja spalin oraz skład paliwa, tak aby pomyślnie kierować pracą silnika HCCI w zakresie większych obciążeń i prędkości obrotowych. W ciągu ostatnich lat wykonano wielką pracę a obszar badań został rozszerzony o wiele aspektów procesu spalania. Stopniowo ukazywał się obraz dokonania nad oszczędnością energii i obniżeniem zawartości szkodliwych składników spalin.

Rosnąca troska związana z wykorzystaniem paliw nieodnawialnych i zjawiskiem ocieplania się klimatu skłoniła badaczy do zajęcia się tematem paliw zastępczych. W badaniach doświadczalnych nad zastosowaniem różnych paliw w procesie spalania realizowanym wg technologii HCCI, tak w silnikach dwu- jak i czterosurowych, oprócz benzyny [9] i oleju napędowego [10] próbowano cały wachlarz paliw zastępczych jak metanol [11], etanol [12, 13], gaz ziemny [14], biogaz [15], wodór [16], eter dimetylowy DME [11], a także ich mieszaniny [17-19], czy mieszaniny benzyn i olejów napędowych, bądź różnych mieszanek heptanu i izooktanu [20]. Autorzy przebadali niemal wszystkie z wymienionych wcześniej paliw na tym samym stanowisku badawczym. Niektóre wyniki i publikacje na ten temat wymienione zostały w spisie literatury [13, 15, 21-26]. Ten artykuł przedstawia wyniki uzyskane dla benzyny, mieszanek benzyny i oleju napędowego, gazu ziemnego, biogazu i etanolu, oraz omawia problemy wiążące się z realizacją cyklu HCCI w wielocylindrowym silniku do napędu pojazdu; wcześniej opublikowany artykuł tych samych autorów [27] dotyczy zastosowania propanu i niektórych zagadnień

for dilution limit the maximum power density of HCCI engines as violent combustion occurs when the excess air ratio (λ) is reduced. As such, the maximum load achieved is dictated by the amount of air or EGR that can be inducted into the engine to provide dilution. Forced induction such as supercharging has been shown by Christensen et al. to be an effective method in raising the power density of HCCI engines [6]. With sufficiently high intake manifold pressures, loads up to 16 bar indicated mean effective pressure (IMEP) were achieved by the same group with intake air heating in a diesel type engine fuelled with natural gas [7]. As such, it appears that increasing the dilution amounts is instrumental to increasing the useable load range for HCCI combustion as other methods such as stratification show increased NO_x emissions and high cycle to cycle variation [8].

The HCCI ignition and combustion processes are mainly driven by chemical kinetics of hydrocarbon oxidation chemistry, thus with no definite controlling event, such as spark ignition or fuel injection, good understanding of the underlying chemistry and good control of in-cylinder temperatures and charge reactivity through engine breathing, actual compression ratio, residual gas trapping and fuel composition is needed for successful HCCI engine operation over increasing load and speed ranges. A great deal of work has been done in recent years and the research area has extended to all aspect of the combustion process. It has been gradually presenting a picture of energy saving and cleaner exhaust emissions.

Increasing environmental concerns regarding the use of fossil fuels and global warming have prompted researchers to investigate alternative fuels. Besides gasoline [9] and diesel fuel [10], a variety of alternative fuels, such as methanol [11], ethanol [12, 13], natural gas [14], biogas [15], hydrogen [16], DME [11] and their mixtures [17-19], including also gasoline and diesel mixtures and different mixtures of iso-octane with heptane [20], have been experimentally proved as possible fuels for HCCI combustion in both two-stroke and four-stroke engines. The authors have investigated almost all of aforementioned fuels on the same test bench as this study. Some of the publications and the results have listed in references [13, 15, 21-26]. This paper presents some results obtained with gasoline, gasoline-diesel blends, natural gas, biogas and ethanol, as well as challenges associated with HCCI operation of a multi-cylinder engine in a vehicle environment, while more results with propane and some discussion of modelling issues were presented in a parallel paper earlier this month [27].

HCCI modelling is a relatively new area and thus a complete code for HCCI engine modelling is not yet available. Because of the fast occurrence of chemical reaction within the HCCI engine, a single zone model with an assumption of homogeneous in-cylinder mixture can be used to calculate the chemical kinetics of the combustion, despite that this assumption can be invalid in many cases. A parallel paper [28] compares the results from a single zone chemical kinetic model coupled by a 1-D gas dynamic model and a more detailed consideration of non-homogeneous characteristics

modelowania procesu.

Modelowanie procesu HCCI jest stosunkowo nowym obszarem zainteresowań i stąd brak dotąd pełnego algorytmu modelowania tego procesu. Szybki przebieg reakcji chemicznych podczas procesu HCCI sprawia, że do obliczeń kinetyki spalania zaproponowano zastosowanie modelu jednostrefowego i przyjęcie, że w cylindrze znajduje się mieszanka jednorodna, mimo że to założenie w wielu innych przypadkach się nie sprawdza. Równocześnie opublikowany artykuł [28] zawiera porównanie wyników uzyskanych dla jednostrefowego modelu kinetyki chemicznej połączonego z jednowymiarowym modelem dynamicznym gazu, a także pogłębione rozważania na temat charakterystyki niejednorodnego gazu w cylindrze (wykorzystującego wielostrefowy model kinetyki chemicznej), natomiast tu jedynie wspomina się o przyjętych założeniach i wynikach dla modelu 9-strefowego.

2. Aparatura badawcza

Większość badań silnikowych, w wyniku których używano przedstawiane wyniki wykonano na jednocylin-drowym silniku badawczym Medusa (zaprojektowanym przez Richarda Stone'a z Uniwersytetu w Oxfordzie) zbudowanym na miejscu, w którym wykorzystano zmodyfikowaną głowicę silnika Rover serii K (tablica 1). W silniku zainstalowano kilka różnych tłoków i dwa różne wałki rozrządu, uzyskując w ten sposób różne kombinacje geometrycznego stopnia sprężania i wzniosu zaworów. Do ustawienia rozrządu

of the in cylinder gas (thus employing a multi-zone chemical kinetic model), here only a mention is made of the assumptions and the results of a 9-zone model.

2. Equipment

Most engine tests that yielded results presented here were carried out using a "Medusa" single cylinder research engine (based on the design by Richard Stone of Oxford University) that was built in-house using a modified Rover K series cylinder head (Table 1). The engine was fitted with several different pistons and two different camshafts, thus providing different combinations of geometric compression ratios and valve lift. Valve timing could also be adjusted using vernier adjusted pulley, the timings of inlet and exhaust valves were set manually with the pulley before tests to acquire special valve strategies. Compression ratios between 10.4:1 and 15:1 were obtained using a standard Rover piston, a racing piston, and using a specially modified piston blank that was designed and machined in house. This adaptation also allowed the combustion chamber shape to be more similar to typical advanced engine designs used for future HCCI operation.

The engine was installed in a fully instrumented test cell, with all the auxiliary facilities required for the operation and control of the engine. A 3 kW electric air heater was installed in the intake duct to preheat the air required for HCCI operation with some fuels in the "intake preheat" mode.

Typ silnika / <i>Engine type</i>	4-suwowy, jednocylin-drowy / <i>4-cycle, single cylinder</i>
Średnica x skok / <i>Bore x Stroke</i>	80 x 88,9 mm
Długość korbowa-du / <i>Connecting Rod Length</i>	165 mm
Geometryczny stopień sprężania / <i>Geometric Compression Ratios</i>	kilka wartości z przedziału 10,4-15,0 / <i>Several values between 10.4-15.0</i>
Rodzaj zasilania / <i>Fuelling type</i>	Paliwo gazowe: gaz z sieci niskiego ciśnienia: dolot przez gaźnik; pod wysokim ciśnieniem (gaz w butli): wtrysk do kanału dolotowego przed zaworem dolotowym. Paliwo płynne: wtrysk do kanału dolotowego, ciśnienie wtrysku 3 bar (czujnik) / <i>Gaseous: Low pressure mains gas: Induction via gas carburettor; high pressure (bottled gasses or propane): injection into inlet port, upstream of inlet valve Liquid: port-injected, injection at 3 bar (gauge)</i>

używano koła pasowego z noniuszem, a otwarcie zaworu dolotowego i wylotowego ustawiano ręcznie przed rozpoczęciem badań w celu uzyskania szczególnych strategii sterowania rozrządem. Stosując seryjny tłok Rover, tłok silnika wyczynowego oraz specjalny tłok zaprojektowany i obrabiany we własnym zakresie uzyskano wartości stopnia sprężania z zakresu od 10,4 do 15. Przeróbka pozwoliła na takie ukształtowanie komory spalania, by upodobnić ją do typowej komory zaawansowanego silnika realizującego proces HCCI.

Silnik został zamontowany na w pełni oprzyrządowanym stanowisku badawczym wyposażonym we wszelkie urządze-

A Kistler 6125A pressure transducer was fitted flush with the wall of the combustion chamber connected via a Kistler 5011 charge amplifier to a National Instruments data acquisition card fitted in an IBM compatible PC. A shaft encoder was used to provide synchronization crank angle degrees.

Some of the experimental results and modelling presented here were based on an advanced Jaguar V6 research engine, already described in details previously [21, 25, 29], which has the characteristics given in Table 2. HCCI is enabled by internal EGR trapping through negative valve overlap, with variable cam timing (VCT) and cam profile switching (CPS) systems.

nia potrzebne do jego pracy. W kanale dolotowym umieszczono elektryczną grzałkę o mocy 3 kW służącą do podgrzewania powietrza potrzebnego do realizacji cyklu HCCI z pewnymi paliwami wymagającymi wstępnego podgrzania.

Ciśnienie rejestrowane było za pomocą czujnika Kistler 6125A umieszczonego w ścianie komory spalania, połączonego za pośrednictwem wzmacniacza ładunku Kistler 5011 z kartą pomiarową National Instruments zainstalowaną w komputerze typu PC firmy IBM. Do określania położenia kąтового wału korbowego używano znacznika kąta.

Niektóre wyniki doświadczalne i modelowe przedstawione w tym artykule były opisane wcześniej [21, 25, 29] i odnoszą się do silnika badawczego Jaguar V6 o danych technicznych zamieszczonych w tablicy 2. Realizacja procesu HCCI była możliwa dzięki zastosowaniu wewnętrznej recyrkulacji spalin (EGR) osiągniętej przez ujemne przekrycie zaworów, zmienne fazy rozrządu (VCT) oraz zmiany profilu krzywki (CPS).

3. Przebieg badań i wyniki

3.1. Metoda badań

Silniki wyposażone były również w tradycyjne elektroniczne układy zapłonowe, wykorzystywane jedynie podczas rozruchu, nagrzewania i pracy w trybie silnika ZI, natomiast wyłączane, gdy silnik przechodził w tryb pracy HCCI. Silnik jednocylindrowy połączony był z hamulcem prądnicowym, a silnik V6 – z hamulcem elektrowirowym, dzięki czemu możliwe było ustabilizowanie prędkości obrotowej. Oprogramowanie używane do badań silnika jednocylindrowego zostało przygotowane na miejscu w środowisku Lab-VIEW do rejestracji zmian ciśnienia w funkcji kąta OWK dla reprezentatywnej liczby kolejnych cykli (zwykle 100) i do analizy uzyskanych danych. Wyniki pomiaru ciśnienia nie były filtrowane elektronicznie lecz użyto filtra numerycznego uśredniającego między trzema punktami oraz regulowanego poziomu wyzwalania, zwykle ustawionego na próg 30% w celu identyfikacji zakłóceń. Nie analizowano wahań ciśnienia. W przypadku spalania stukowego posługiwano się kryterium słyszalnego stuku. Szybkość narastania ciśnienia $dp/d\alpha$ zasadniczo pozostawała na poziomie poniżej 0,5 MPa/°OWK, jedynie w jednym lub dwóch przypadkach osiągnęła 0,7 MPa/°OWK, a więc znacznie poniżej dopuszczalnego poziomu 1,0 MPa/°OWK (tzn. braku stuku). Analizę wywiązywania ciepła przeprowadzono używając klasycznej metody Rossweilera i Withrowa określania masy wypalonego paliwa, tak zmodyfikowaną, by uwzględniała ciągłą liniową zmianę wykładnika politropy między punktem zapłonu a końcem spalania. Silnik V6 wyposażony był w czujniki ciśnienia w 4 spośród 6 cylindrów, a zbieranie danych i analiza wywiązywania ciepła były prowadzone analogicznie jak w przypadku silnika 1-cylindrowego, choć zastosowano tu inną aparaturę i oprogramowanie. Silniki pracowały w różnych

Typ silnika / <i>Engine type</i>	4 zawory na cylinder, V6 / 4 valve per cylinder; V6
Średnica cylindra / <i>Bore</i>	89,0 mm
Skok tłoka / <i>Stroke</i>	79,5 mm
Stopień sprężania / <i>Compression ratio</i>	11,3
Fazy zaworu dolotowego / <i>Intake valve timing</i>	zmienne / <i>variable</i>
Fazy zaworu wylotowego / <i>Exhaust valve timing</i>	zmienne / <i>variable</i>
Temperatura powietrza dolotowego / <i>Intake air temperature</i>	300 K
Paliwo / <i>Fuel</i>	97% izooktan + 3% n-heptan / 97% iso-octane + 3% n-heptane
Współczynnik składu ładunku (AFR) / <i>Air/fuel ratio</i>	14,3:1

3. Experimental procedures and results

3.1. Procedures

The engines were also equipped with traditional electronic spark ignition systems. These systems were used only for engine start-up, warm-up and SI mode; and were turned off when running the engines in HCCI mode. The engines were coupled to a DC (1-cyl) and eddy-current (V6) dynamometers which maintained the engines at a constant set speed. For the 1-cyl. engine tests, analysis software was developed in house using the LabVIEW programming environment to record the in-cylinder pressure versus crank angle for a representative number of consecutive engine cycles (usually 100), and to analyze the resulting data. Pressure data were not filtered electronically, but a numerical filter was used with normally three passes of 3-point averaging, and an adjustable trigger limit, normally set at 30% threshold for noise identification. Pressure oscillations were not studied. In all “knocking” cases audible knock criterion was used, while rates of pressure rise remained. the rate of pressure rise with crank angle $dp/d\theta$ was generally below 5 bar/deg, only in one or two cases reaching 7 bar/deg, well below 10 bar/deg in all acceptable (i.e. non-knocking) cases. Heat release analysis was performed using the classic Rossweiler and Withrow method for mass fraction burnt modified to include continuous linear change of the polytropic index between the ignition point and end of combustion. The V6 engine was fitted with pressure transducers in 4 out of 6 cylinders and the pressure data acquisition and heat release analysis was performed in a similar way as in 1-cyl engine, although a different set of hardware and software was used.

The engines were run in different modes and air/fuel ratios while the coefficient of variation of IMEP was kept below 5% whenever possible. Carbon dioxide, carbon monoxide, unburned hydrocarbons, oxygen and NO_x emissions were recorded using various standard emissions equipment.

warunkach i z różnym współczynnikiem składu mieszanki, ale odchyłka wartości średniego ciśnienia indykowanego nie przekraczała 5%, jeśli to tylko było możliwe. Emisja CO, CO₂, węglowodorów, tlenu i NO_x mierzona była za pomocą standardowych przyrządów pomiarowych.

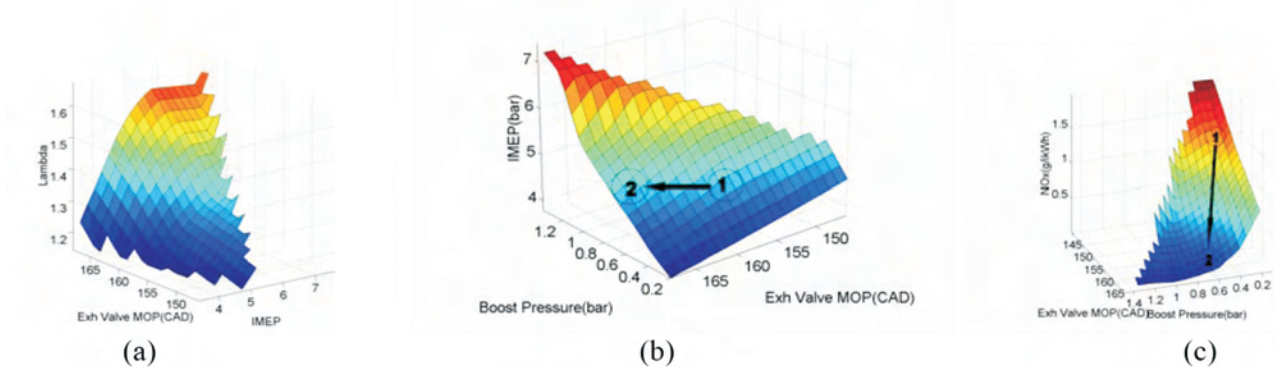
3.2. Wyniki dla silnika zasilanego benzyną i mieszankami benzyny i oleju napędowego

Główny wysiłek badawczy w przypadku jednocylindrowego silnika cieplnego skierowany był na określenie wpływu ciśnienia doładowania i ustawienia rozrządu na zakres pracy w trybie HCCI. Doładowanie jest uważane za obiecujący sposób podniesienia górnej granicy obciążenia, ponieważ pokonuje się w ten sposób opory przepływu związane ze wzniosem zaworów i umożliwia pracę z dużym obciążeniem na mieszankach ubogich z jednoczesną redukcją emisji NO_x oraz hałasu, drgań i twardości biegu. Za cenę spadku sprawności cieplnej i łagodnego przebiegu spalania przyjęto, że optymalny kąt OWK, dla którego spalaniu uległo 5% ładunku powinien przypadać na GMP [22]. Na rysunku 1a widać, że w celu utrzymania optymalnego przebiegu spalania przy różnym ustawieniu rozrządu i obciążeniu silnika dla prędkości obrotowej 1500 obr/min, współczynnik nadmiaru powietrza λ powinien wzrastać ze wzrostem obciążenia. To z kolei pociąga za sobą wyższe ciśnienie ładowania i przyspieszone otwieranie zaworu dolotowego. Równocześnie istnieje jeszcze inna współzależność dla wymaganego ze względu na łagodny przebieg spalania współczynnika nadmiaru powietrza λ , która zmienia się wraz ze zmianami ustawienia rozrządu. Wartości λ potrzebne do stabilnego spalania są największe w przypadku wczesnego otwierania zaworu wylotowego i większych wartości wewnętrznej recyrkulacji spalin EGR. Połączony efekt zwiększonego EGR oraz dużego współczynnika nadmiaru powietrza steruje szybkością spalania i maksymalnym ciśnieniem w cylindrze, gdy zbliżamy się do górnej granicy obciążenia ograniczonej emisją NO_x. Na rysunku 1c widać, że ze wzrostem ciśnienia dołotu (większego λ) lub przyspieszeniem otwarcia zaworu wylotowego (większego wewnętrznego EGR) maleje emisja NO_x. Dwa punkty pracy

3.2. Results with gasoline and gasoline-diesel blends

The recent main experimental effort on the single cylinder thermal engine has been to study the effect of boosting pressure and valve timing on the HCCI operating window boundary. Boosting is considered a promising way of increasing upper load boundary as it overcomes flow constraints associated with low valve lifts and enables lean operation reducing combustion NVH and NO_x under high load conditions. For the trade-off of thermal efficiency and combustion smoothness, it has been found that the optimum phasing of 5% burn point should be controlled at TDC [22]. Figure 1a shows the lambda required in order to maintain the optimum combustion phasing for various exhaust valve timings and engine loads at 1500 rpm and it is shown that a higher load operating condition requires a higher lambda. This implies a higher boost pressure with advanced inlet valve timing. Meanwhile, there is another interdependence where lambda required for a specific combustion phasing varies with exhaust valve timing. The values of lambda required for stable combustion are highest with advanced exhaust valve timing and increased internal EGR. It is the combined dilution effects from the high rate EGR and the high air-fuel ratio that control the combustion rate and maximum in-cylinder pressure when approaching upper load boundary. Clearly, the extension of the upper load boundary is also limited by NO_x emissions. Figure 1c shows that NO_x emissions decrease as boosting pressure increases (for a higher lambda), or as exhaust valve timing advances (for a higher internal EGR rate). The two engine conditions marked '1' and '2' have the same engine load of 4.8 bar IMEP. It is shown that by increasing the boosting pressure from 0.4 bar to 0.6 bar and advancing the exhaust valve timing MOP from 158 CAD to 168 CAD, NO_x emissions are significantly reduced from 1.12 to 0.16 g/(kW·h). This has clearly demonstrated the combined effect of boosting and internal EGR in NO_x control for the extension of upper load boundary for HCCI operation.

Dual- and multi-fuels have been reported as a good method for promoting the HCCI combustion. A brief review of research is presented in a parallel paper by the authors [26]. Various researchers have found that diesel fuel has a



silnika oznaczone „1” i „2” odpowiadają pracy z tym samym obciążeniem $p_e = 0,48$ MPa. Jak pokazano, zwiększenie ciśnienia dolotu z 0,04 MPa do 0,06 MPa oraz przyspieszenie otwarcia zaworu wylotowego ze 158° na 168° OWK spowodowało znaczne zmniejszenie emisji NO_x z 1,12 do 0,16 g/(kW·h). Wskazuje to jasno na wpływ połączonego efektu podwyższonego ciśnienia dolotu i zwiększonego stopnia recyrkulacji spalin na kontrolę emisji NO_x dla podniesienia granicy obciążenia w trybie pracy HCCI.

O paliwach dwu- i wieloskładnikowych mówi się jako o dobrej metodzie realizacji cyklu HCCI. Pobieżny przegląd badań na ten temat zawiera inny artykuł autorów [26]. Różni autorzy stwierdzali, że olej napędowy posiada odpowiednie właściwości by efektywnie mógł inicjować proces spalania HCCI. Jednak ich metody wymagały zastosowania dwóch zupełnie odrębnych układów paliwowych, co w znacznym stopniu skomplikowało konstrukcję. Szeroko i z powodzeniem badano wcześniej przygotowywane mieszanki benzyny i oleju napędowego, choć dotyczyły to jedynie podgrzewanego dolotu i jednej wartości współczynnika nadmiaru powietrza przy stosunkowo niewielkiej prędkości obrotowej i dużej pojemności skokowej ($1,6 \text{ dm}^3$) [20]. Zespół badawczy z Birmingham badał przebieg spalania w trybie HCCI wcześniej przygotowanej mieszanki benzyny i oleju napędowego, a więc składników o przeciwnych lecz uzupełniających się właściwościach (wtyskiwanej do kolektora dolotowego pod ciśnieniem 0,3 MPa) w silniku, który był zasadniczo zaprojektowany jako silnik ZI („Medusa”). Silnik pracował w dwóch trybach wykorzystując odmienne środki dla osiągnięcia spalania HCCI, a mianowicie: podgrzewanie świeżego ładunku oraz ujemne przekrycie zaworów, a także umiarkowane wartości stopnia sprężania, odpowiednio 15 i 10,4. Podgrzewanie świeżego ładunku ułatwia odparowanie paliwa i stworzenie mieszanki jednorodnej szczególnie w przypadku mieszanek z większym udziałem oleju napędowego, jednak brak podgrzewania wraz z ujemnym przekryciem zaworów ma większe znaczenie praktyczne. Nie stosowano zewnętrznej recyrkulacji spalin. Stopień wewnętrznej recyrkulacji EGR, jaki można uzyskać przy ujemnym przekryciu faz rozrządu trudno jednoznacznie zmierzyć. Metody oceny tego stopnia przedstawili autorzy w publikacji [23].

Przy podgrzewaniu ładunku dolotowego, bez wewnętrznej EGR, ładunek należy podgrzać do temperatury ponad 370 K, dla wszystkich badanych paliw, nawet gdy zastosowano stopień sprężania 15,0. Jednak przez zastosowanie mieszaniny benzyny i oleju napędowego temperatura świeżego ładunku konieczna do zaistnienia procesu HCCI może być obniżona o co najmniej 10 stopni w stosunku do pracy na czystej benzynie. Co jest jeszcze bardziej interesujące, stosując wewnętrzną recyrkulację spalin EGR przez ujemne przekrycie zaworów, można osiągnąć odpowiednie warunki do zaistnienia HCCI bez wstępnego podgrzewania ładunku nawet dla niższych wartości stopnia sprężania. Stosując mieszankę benzyny i oleju napędowego zakres działania w trybie HCCI bez podgrzewania ładunku i ujemnego przekrycia zaworów można wyraźnie rozszerzyć na mniejsze wartości

high ignition quality to initiate effectively the onset of HCCI combustion. However, their methods generally needed two completely separate fuel supply systems in the engine, leading to larger system complexity. Pre-mixed blends of gasoline and diesel have also been successfully and comprehensively tested, although only in preheated intake mode with one value of excess air ratio lambda and at quite slow engine speed in a large cylinder (1.6 litre swept volume) [20]. The Birmingham FPS Group has investigated the HCCI combustion behaviour of the pre-mixed blends of gasoline and diesel (injected into the intake port at 3 bar injection pressure) as the two fuels with opposite but complementary properties, in a basically SI gasoline design “Medusa” engine. The engine was operated in two modes, using different means to achieve the HCCI conditions: intake heating and NVO (negative valve overlap), with moderate compression ratios of 15 and 10.4, correspondingly. The intake heating mode brings benefits in easier evaporation and formation of the homogeneous charge especially for fuel mixtures with higher diesel fuel ratio, but the unheated NVO mode offers larger practical significance. No external EGR was used at all. Degree of internal EGR available in the NVO mode is not easily measurable. Methods of estimation of the internal EGR have been published by the authors [23].

In the heated intake mode, without internal EGR, the intake charge must be heated to over 370 K, for all fuel blends studied, even when compression ratio 15.0 is used. However, by adopting the gasoline/diesel blended fuel, the intake temperatures required to achieve HCCI can be lowered by at least 10 degrees compared with pure gasoline operation. Even more interestingly, with internal EGR (residual gas trapping) produced by NVO, appropriate conditions for HCCI combustion can be achieved without pre-heating even for the lower compression ratio. By adopting the gasoline/diesel blended fuel, the HCCI operating region for the unheated NVO can be significantly extended into lower IMEP values. Diesel fuel has remarkable influence on gasoline HCCI combustion. Ignition timing is advanced, duration of combustion is shortened and the IMEP range achievable in the unheated NVO mode (with acceptable COV of IMEP) is widened as diesel proportion increases, as shown in Figures 2 and 3.

Exhaust emissions for the gasoline-diesel blends, especially HC [26] and NO_x shown in Figure 4, show a large improvement compared with pure gasoline HCCI. Unlike in other studies reported in the literature for the same operating conditions, blended fuel HCCI combustion in fact produced much less harmful emissions than pure gasoline HCCI combustion.

3.3. Results with natural gas and biogas

The main challenge in achieving successful HCCI operation with natural gas is that it has a high auto-ignition temperature, requiring high compression ratios and/or intake charge heating. The Birmingham FPS Group has demonstrated [24, 30] that hydrogen in the form of reformed gas helps in lowering the intake temperature required for stable HCCI operation. It has been shown that the addition of hydrogen

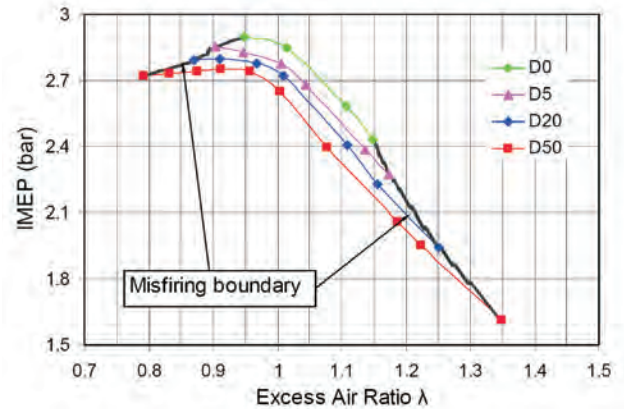
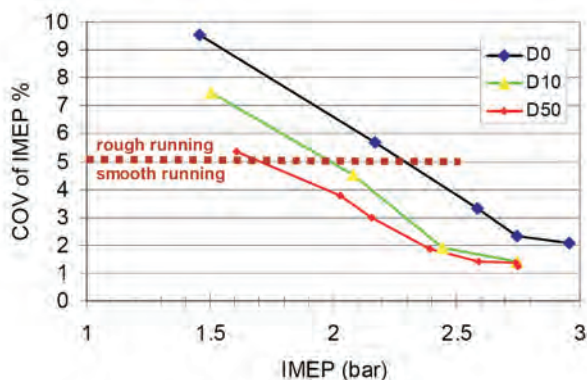
średniego ciśnienia indykowanego p_i . Olej napędowy wywiera wyraźny wpływ na spalanie benzyny w trybie HCCI. Kąt wyprzedzenia zapłonu jest wcześniejszy, skrócony jest okres spalania a osiągalny zakres p_i dla ładunku niepodgrzewanego i ujemnego pokrycia rozrządu (przy dopuszczalnym COV ciśnienia p_i) ulega rozszerzeniu w miarę zwiększania udziału oleju napędowego, jak to pokazano na rysunkach 2 i 3.

Emisje składników toksycznych, szczególnie węglowodorów [26] i tlenków azotu, przy zasilaniu mieszankami benzyny i oleju napędowego pokazane na rysunku 4 wskazują na istotną poprawę w porównaniu z czystą benzyną spalaną w systemie HCCI. Inaczej niż w wyniku innych badań opisywanych w literaturze dla podobnych warunków pracy, spalanie mieszanin paliw w systemie HCCI rzeczywiście powoduje znacznie mniejszą emisję składników toksycznych niż ma to miejsce w przypadku spalania w tym systemie czystej benzyny.

3.3. Wyniki uzyskane dla gazu ziemnego i biogazu

W przypadku gazu ziemnego najpoważniejszym wyzwaniem na drodze do osiągnięcia pracy w trybie HCCI jest wysoka temperatura samozapłonu, co wymaga dużego stopnia sprężania i/lub podgrzewania świeżego ładunku. Grupa badawcza z Birmingham wykazała [24, 30], że dodatek wodoru w postaci zreformowanego gazu pomaga obniżyć temperaturę ładunku umożliwiającą stabilną pracę HCCI. Pokazano, że dodatek wodoru przyspiesza zapłon w cylindrze. Jest to wynikiem obniżenia minimalnej temperatury dolotu potrzebnej do zaistnienia samozapłonu podczas suwu sprężania, powodującym przyspieszone spalanie dla tych samych wartości temperatury dolotu. Wyniki doświadczalne uzyskano stosując zamkniętą pętlę reformowania paliwa gazowego za pomocą spalin w celu uzyskania wodoru, jak to schematycznie pokazano na rysunku 5.

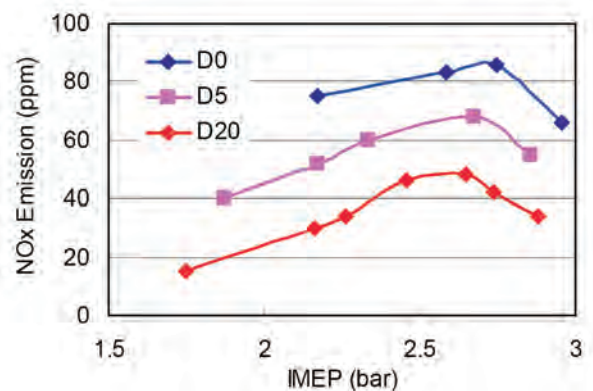
W momencie, gdy reformowany gaz jest doprowadzany do cylindra jako „zreformowana zewnętrzna recykulacja spalin” (REGR), obserwowane jest zmniejszenie wymagań odnośnie podgrzewania dopływającego ładunku dla szerokiego zakresu obciążeń silnika. Można wówczas przy danej temperaturze dolotu pracować z mniejszym obciążeniem.

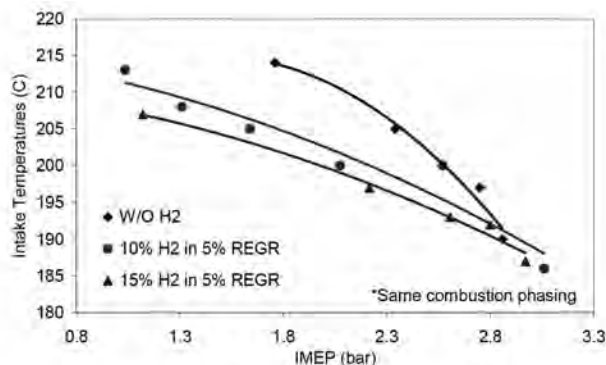
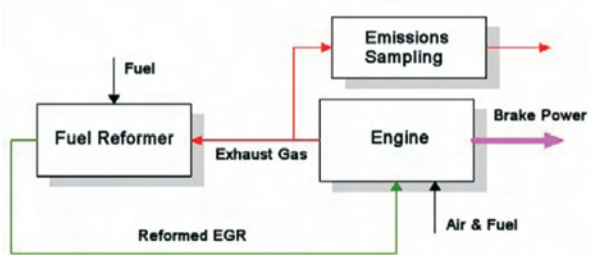


advances the start of combustion in the cylinder. This is a result of the lowering of the minimum intake temperature required for auto-ignition to occur during the compression stroke, resulting in advanced combustion for the same intake temperatures. Experimental results were presented using closed loop exhaust gas fuel reforming for production of hydrogen, schematic of which is shown in Figure 5.

When the reformed gas is introduced into the engine as “reformed external EGR”, a decrease in intake air temperature requirement is observed for a range of engine loads. Thus for a given intake temperature, lower engine loads can be achieved. This would translate to an extension of the HCCI lower load boundary for a given intake temperature.

Biogas is an even more difficult fuel to successfully achieve HCCI, as documented in a previously published paper [15], but the rewards in reduced emissions and improved engine efficiency can be significant, as demonstrated



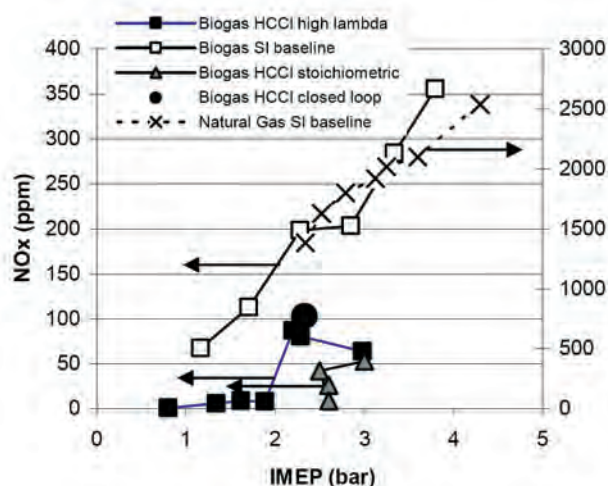
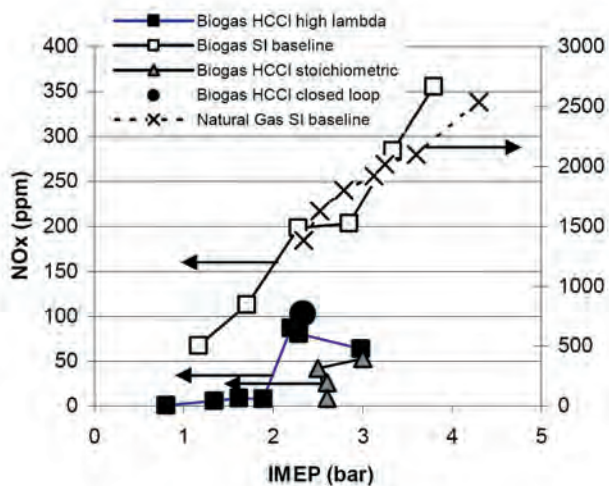


Może to się przekładać na rozszerzenie dolnego zakresu obciążeń w trybie HCCI dla danej temperatury dolotu.

Jak to wykazano we wcześniej opublikowanym artykule [15], biogaz jest jeszcze trudniej wykorzystać jako paliwo spalane w trybie HCCI, ale z kolei – jak pokazano na rysunkach 7 i 8 – korzyści jakie można w ten sposób uzyskać są istotne: zmniejszenie emisji i wzrost sprawności. Stwierdzono, że stosując zmniejszony wznios zaworów, wewnętrzną recyrkulację spalin oraz skład bliski stechiometrycznego nie można zrealizować cyklu HCCI dla symulowanego biogazu (o składzie objętościowym: 67% CH₄ i 33% CO₂) bez dodatku wodoru, nawet podgrzewając dopływający ładunek do 250°C. Zastosowanie mieszanin gazu ziemnego i biogazu pozwoliło na pracę HCCI w niektórych punktach pracy, lecz było to bardzo trudno osiągalne a przebieg spalania był bardzo niestabilny. Pierwszym krokiem w kierunku stwierdzenia przydatności reformowania paliwa w celu

in Figures 7 and 8. It was found that using low lift cams, internal EGR trapping and lambda near stoichiometric it was not possible to achieve HCCI combustion of simulated biogas (67% vol. CH₄, 33% CO₂) without H₂ addition, even when heating the inlet charge to 250°C. Using mixtures of natural gas and biogas allowed HCCI operation at some load points, but this was very hard to achieve, and combustion was not very stable. As a first step towards finding out if fuel reforming could be of use in enabling HCCI with biogas it was decided to add pure hydrogen to the inlet charge, as a replacement to biogas fuel in equal energy terms. HCCI has been successfully achieved with an inlet temperature of 250°C and H₂ flow rates of 1.5 and 2 litres per minute. HCCI was not possible with H₂ flow rates lower than 1.5 l/min. It can be seen in Figure 7 that NO_x emissions were at least an order of magnitude lower than baseline.

Due to the high inlet temperatures needed, and the difficulty in achieving HCCI with biogas using high internal



umożliwienia spalania biogazu w systemie HCCI była próba wzbogacenia doprowadzanego ładunku czystym wodorem, co miało stanowić zastąpienie biogazu paliwem o takiej samej wartości energetycznej. Praca w trybie HCCI została zrealizowana dzięki podgrzaniu dopływającego ładunku do temperatury 250°C oraz dodanie H₂ w ilości 1,5 do 2,0 dm³/min. Niemożliwe było uzyskanie spalania HCCI, gdy dodatek wodoru był mniejszy niż 1,5 dm³/min. Jak można zauważyć na rysunku 7, emisja NO_x była mniejsza co najmniej o rząd wielkości od poziomu odniesienia.

Z powodu wymaganej wysokiej temperatury dolotu i trudności z realizacją cyklu HCCI z biogazem przy zastosowaniu dużego stopnia wewnętrznej recyrkulacji spalin EGR, dla porównania zdecydowano spróbować innego rodzaju HCCI, a mianowicie tylko podgrzewania dopływającego ładunku, tradycyjnego ustawienia rozrządu i dużego współczynnika nadmiaru powietrza λ . Moc potrzebną do podgrzania świeżego ładunku określono zakładając, że silnik ma 100% sprawność objętościową a temperatura wzrasta od 20 do 230°C, a więc o 210°C. Stosując podgrzewanie dopływającego ładunku osiągnięto prawidłową pracę HCCI na biogazie w szerokim zakresie obciążeń dla temperatury dolotu 230°C z dodatkiem wodoru w ilości 1 dm³/min, co miało zastąpić gaz ziemny jego energetycznym zamiennikiem.

3.4. Wyniki uzyskane dla bioetanolu

Bioetanol uważany jest za jedną z najważniejszych alternatyw dla benzyny i oleju napędowego, bowiem dzięki jego wykorzystaniu można ograniczyć zużycie paliw kopalnych i zmniejszyć emisję gazów odpowiedzialnych za efekt cieplarniany. Autorzy wykazali już wcześniej, że bioetanol można również zastosować do realizacji trybu pracy HCCI wykorzystując w tym celu silnik ZI i ujemne przekrycie zaworów; osiągnięto w ten sposób $p_e = 0,75$ MPa dla wymuszonego dolotu oraz $p_e = 0,48$ MPa dla normalnych warunków ładowania i umiarkowanego podgrzania świeżego ładunku [12, 31]. Zasadnicze wnioski jakie wyciągnięto są następujące:

- Wymuszony dolot w połączeniu z wewnętrzną EGR jest efektywnym narzędziem do rozszerzenia zakresu obciążeń, przy których silnik spalając bioetanol może pracować jako HCCI. Na silniku jednocylindrowym z wymuszonym dolotem uzyskano $p_e = 0,75$ MPa bez podgrzewania ładunku. Oznacza to wzrost o ponad 0,3 MPa w porównaniu z pracą silnika HCCI wolnossącego z podgrzewaniem ładunku i EGR.
- Ciśnienie ładowania stanowi podstawowy sposób kontroli obciążenia, podczas gdy λ wpływa na przebieg spalania. Dla założonego przebiegu spalania i ciśnienia dolotu zwiększenie ilości recyrkulujących spalin może spowodować zwiększenie wartości λ potrzebnej do danego przebiegu spalania.
- Zwiększając ilość spalin z poprzedniego obiegu obniża się maksymalne możliwe obciążenie dla danego ciśnienia dolotu, co wynika ze zmniejszonej gęstości energii dostarczonego ładunku. Spowodowane jest to mniejszą objętością powietrza dolatującego do cylindra i większym λ koniecznym dla osiągnięcia optymalnych faz spalania.

residual gas trapping, it was decided to try a different mode of HCCI, i.e. intake heating only, conventional valve events, high lambda for comparison. The power needed to heat the inlet charge was calculated by assuming that the engine had a volumetric efficiency of 100% and that the inlet air temperature was raised by 210°C, from 20°C to 230°C. By using the intake heating method, successful HCCI operation on biogas was achieved over a range of load points using an inlet temperature of 230°C and 1 l/min H₂ addition to replace the equivalent natural gas fuel by energy.

3.4. Results with bio-ethanol

Bio-ethanol is considered by many as one of the most important alternatives to gasoline and diesel as it can offer substantial reductions in consumption of fossil fuels and emission of greenhouse gases. The authors have previously shown that it was possible to use bio-ethanol as a fuel for HCCI operation using a gasoline style engine in conjunction with negative valve overlap, up to 7.5 bar indicated mean effective pressure (IMEP) with forced induction, and 4.18 bar IMEP on natural aspiration with moderate intake heating [12, 31]. The main conclusions were that:

- Forced induction, in conjunction with residual gas trapping, has been shown to be effective in increasing the usable bio-ethanol HCCI operation load range. Using a single cylinder engine setup with forced induction, up to 7.5 bar IMEP has been reached without inlet heating. This is an increase of more than 3 bar IMEP compared to naturally aspirated HCCI operation with intake charge heating and residual gas trapping.
- Boost pressures are the main form of load control while lambda controls the combustion phasing. For a given combustion phasing and boost pressure, increasing trapped residual amounts would shift the lambda required for that phasing to a higher value.
- Increasing of the amount of in-cylinder trapped residuals lowers the maximum possible load for a given boost pressure due to the lower energy density of the charge inducted. The latter is caused by the lower amounts of air forced in the cylinder and the higher lambdas required for optimum combustion phasing.
- Bio-ethanol HCCI operation with forced induction and residual gas trapping can result in lower NO_x emissions by 2 orders of magnitude compared to those of SI operation due to the dilution from the excess air and trapped residuals.
- Increasing trapped residuals amounts, used together with a higher boost pressure to maintain engine load can lower NO_x emission levels even further. However, the brake specific fuel consumption and CO emissions will increase due to increased pumping losses and lower combustion efficiency.
- The balance between NO_x emissions and fuel consumption needs to be considered carefully when employing high boost pressures. The fuel penalty incurred by the increasing amounts of energy required for high boost pressures at high loads can be reduced with appropriate design and

- Praca HCCI na bioetanolu z wymuszonym dolotem i EGR może skutkować zmniejszeniem emisji NO_x o dwa rzędy wielkości w porównaniu z emisją typowego silnika ZI, co wynika z rozcieńczenia dopływającego powietrza i obecnością przechwyconych spalin.
- Emisję NO_x można jeszcze bardziej obniżyć zwiększając ilość zatrzymywanych spalin oraz stosując podwyższone ciśnienie dolotu w celu utrzymania założonego zakresu obciążeń. Jednak powoduje to zwiększenie jednostkowego zużycia paliwa i emisji CO, co wynika ze zwiększonych strat przepływu i mniejszej sprawności spalania.
- Należy starannie rozważyć równowagę między emisją NO_x a zużyciem paliwa dla stosowania dużych wartości ciśnienia. Wzrost zużycia paliwa spowodowany większym zapotrzebowaniem na energię w przypadku wyższego ciśnienia dolotu można ograniczyć odpowiednio projektując układ dolotowy. Niezawodność konstrukcji jest także czynnikiem ograniczającym ciśnienie dolotu.

Wraz ze wzrostem obciążenia silnika wzrasta odpowiednio maksymalne ciśnienie w cylindrze powodując zwiększenie hałaśliwości spalania. Celem większości prac prowadzących ostatnio przez zespół autorów [32] było rozpoznanie metod zmniejszania szybkości narastania ciśnienia poprzez odpowiednią regulację rozrządu i wtrysk wody. Wspomniana praca wymienia dwa sposoby, które mogą oddziaływać na spalanie w celu ograniczenia szybkości narastania ciśnienia i dalszego zmniejszenia emisji tlenków azotu; są to: sterowanie zaworem dolotowym i domieszka wody. Stwierdzono, że istnieje pewna optymalna regulacja rozrządu; gdy rozrząd jest wyraźnie przyspieszony lub opóźniony względem regulacji optymalnej, wówczas dla określonego λ można opóźnić pojawianie się określonych faz spalania. Niestety, dla danego ciśnienia dolotu, większego obciążenia i mniejszego λ można się spodziewać zwiększonej emisji NO_x . Podobnie, zwiększając zawartość wody w etanolu osiąga się taki sam efekt, jak w przypadku nieoptymalnego ustawienia zaworów. W wyniku tego uzyska się zmniejszenie rozcieńczenia ładunku, co spowoduje istotny wzrost emisji NO_x .

Najistotniejsze wyniki badań można podsumować następująco:

- Zbyt wczesne lub późne sterowanie zaworem dolotowym zmniejsza wartość λ potrzebną do stabilnej pracy, w porównaniu do regulacji optymalnej, co może spowodować zwiększoną emisję NO_x wywołaną mniejszą ilością czynnika rozrzedzającego.
- Mocno opóźnione bądź przyspieszone sterowanie zaworem dolotowym może opóźnić zbyt wczesne fazy spalania. Jednakże, powinno się je stosować jedynie krótkotrwale, bowiem prowadzi do wzrostu emisji NO_x . W ten sposób można jedynie opóźnić kolejne fazy spalania, natomiast ich przyspieszanie wymaga oddzielnego narzędzia sterującego.
- Okazuje się, że niewielka zawartość wody w paliwie w małym stopniu oddziałuje na spalanie. Jednak zwiększenie tej zawartości do 20% drastycznie ogranicza dostępny zakres obciążeń i potrzebny do spalania współczynnik nadmiaru powietrza. Zmniejszone λ powoduje znacznie

flow matching. The engine reliability is also a factor in limiting boost pressures during operation.

However, as the engine load increases, the maximum cylinder pressure rise rates increase accordingly, resulting in excessive combustion noise. The aim of the most recent work from the authors' group [32] was to explore methods of reducing the maximum pressure rise rates using appropriate inlet valve timing and water blending. The approach documented there explores two ways that might have an effect on combustion in order to lower the maximum pressure rise rates and further improve the emissions of oxides of nitrogen (NO_x); inlet valve timing and water blending. It was found that there is an optimal inlet valve timing. When the timing is significantly advanced or retarded away from the optimum, the combustion phasing could be retarded for a given lambda. However, it would result in higher loads and lower lambdas for a given boost pressure, with possibly higher NO_x emissions. Similarly, increasing the water content in ethanol gave the same results as the non-optimum inlet valve timing. As a result, NO_x emissions could be substantially higher due to the lower amounts of dilution.

The most important findings from this work can be summarized as such:

- A significantly retarded or advanced inlet valve event decreases the required lambda for stable combustion compared to the optimal timing, resulting in potentially higher NO_x emissions due to the lower dilution amount present.
- A significantly retarded or advanced inlet valve event can retard combustion phasing that has become too advanced. However, it should be employed momentarily as it leads to higher NO_x emissions. It can only retard combustion phasing, requiring a separate control method in order to advance combustion phasing.
- Low concentrations of water in the fuel appear to have minimal effect on combustion. However, increasing the water content to 20% drastically reduces the available load range and lambda required for combustion. The decreased lambda results in substantially higher maximum cylinder pressure rise rates and NO_x emissions. Increased intake heating might increase tolerance to water content.
- Non-optimal valve timing and water contained in the fuel decrease the incylinder temperature during compression either by reducing the apparent compression ratio or by reducing the gas temperature at IVC. This retards the combustion phasing for a given lambda. Therefore, in order to maintain stable combustion, the lambda must be decreased, thus lowering the dilution levels and resulting in higher maximum cylinder pressure rise rates and NO_x emissions.
- The load control during forced induction is determined largely by the boost pressure. Inlet valve events can decrease lambda for a given combustion phasing, translating into a slightly higher load and higher NO_x emission for a given boost pressure. Exhaust valve events can increase lambda for a given combustion phasing, translating into a slightly lower load and lower NO_x emission for a given

- większe ciśnienie maksymalne i szybkość narastania ciśnienia oraz emisję NO_x . Podniesienie temperatury dolotu może zwiększyć tolerancję na zawartość wody.
- Nieoptymalne sterowanie zaworem i zawartość wody w paliwie obniżają temperaturę w cylindrze podczas sprężania albo przez zmniejszenie rzeczywistego stopnia sprężania, albo też obniżenie temperatury gazu w IVC. Dla danego λ powoduje to opóźnienie faz spalania. Tak więc w celu utrzymania stabilnego spalania należy obniżyć λ zmniejszając rozcieńczenie ładunku i powodując wzrost szybkości narastania ciśnienia i emisji NO_x .
 - Sterowanie obciążeniem podczas wymuszonego dolotu zależy głównie od ciśnienia doładowania. Fazy zaworu dolotowego mogą obniżyć λ dla założonego przebiegu spalania przekładając się na nieco większe obciążenie i większą emisję NO_x dla założonego ciśnienia dolotu. Fazy zaworu wylotowego mogą zwiększyć λ dla założonego przebiegu spalania, przekładając się na nieco mniejsze obciążenie i mniejszą emisję NO_x dla założonego ciśnienia dolotu.
 - W określonych warunkach pracy korzystne może okazać się zmniejszenie λ w celu poprawy sprawności spalania, zapewniając jednocześnie emisję NO_x na niezmiennie niskim poziomie.

Zarówno z wcześniejszych, jak i z ostatniej publikacji autorów [32] wynika, że ciśnienie dolotu może służyć do sterowania obciążeniem. Współczynnik λ oddziałuje na fazy spalania a ustawienie zaworu dolotowego (lub inne czynniki obniżające temperaturę sprężanego czynnika) zmniejsza wartość λ potrzebną dla założonych faz spalania. Zwiększając udział spalin zwiększa się wymaganą wartość λ dla danych faz spalania, co spowodowane jest wzrostem energii w cylindrze.

By lepiej opisać to zjawisko można powiedzieć, że w przypadku przechwycania części spalin istnieje kilka różnych parametrów, które poprawiają rzeczywisty stopień sprężania (rys. 9), podobnie jak to się dzieje w silniku bez recyrkulacji spalin. Recyrkulacja spalin podnosi rzeczywisty stopień sprężania, podczas gdy opóźnione zamknięcie zaworu dolotowego i dodatek wody w paliwie zmniejszają tę wartość.

Na przykład dla zwiększenia obciążenia silnika zwiększa się ciśnienie dolotu. Można to zrobić równocześnie z wcześniejszym otwarciem zaworu wylotowego lub zmieniając ustawienie zaworu dolotowego. Przyspieszając otwarcie zaworu wylotowego zmniejsza się ilość spalin z poprzedniego obiegu, co pozwala na zwiększenie obciążenia przy niezmiennym ciśnieniu dolotu. W ten sposób przez zmniejszenie ilości spalin również zwiększy się dawkę paliwa potrzebną do utrzymania stabilnego spalania. Przyspieszając otwarcie zaworu dolotowego można zmniejszyć rzeczywisty stopień sprężania silnika, co wpływa na spadek λ (większy wydatek paliwa) potrzebnego do stabilnego spalania. Opóźniając fazy zaworu dolotowego można obniżyć temperaturę spalin w IVC, co daje efekt podobny, choć mniej drastyczny.

Należy zaznaczyć, że w celu przyspieszenia faz spalania przy danym λ istnieje jeden sposób sterowania, a mianowicie

boost pressure.

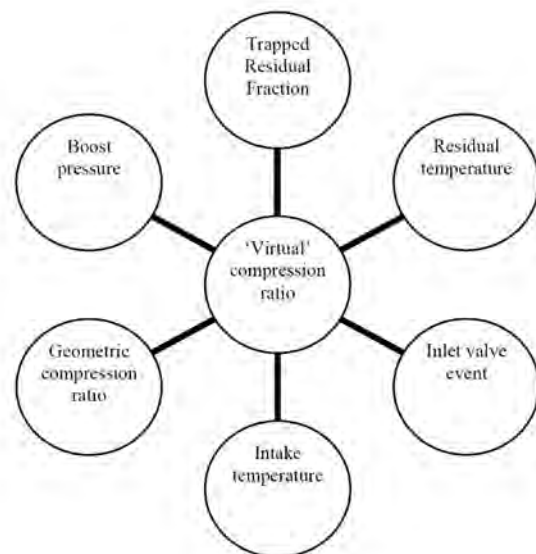
- At certain operating conditions it might be of advantage to decrease the lambda in order to improve the combustion efficiency, providing NO_x emissions remain low enough.

From the authors' previous work as well as the work presented in the most recent paper [32] paper, it can be seen that boost pressures can be used as the main form of load control. Lambda affects combustion phasing and inlet valve events (or other events which cool down gas temperatures during compression) decrease the required lambda for a given combustion phasing. Increasing residual gas levels increases the required lambda for a given combustion phasing due to the increase in thermal energy available in the cylinder.

A better description would probably be that with residual gas trapping there appear to be various parameters which make up a 'virtual' compression ratio, as shown in Figure 9, analogous to that in an engine without residual gas trapping. Factors such as trapping additional residual gases increase this 'virtual' compression ratio, while factors such as retarded inlet valve closing and water content in the fuel reduce the 'virtual' compression ratio.

For example in order to increase the engine load, the boost pressure can be increased. This can be done in combination either with advancing the exhaust valve timing or varying the inlet valve timing. Advancing the exhaust valve timing will reduce the trapped residual amounts, allowing for a higher load for a given boost pressure. This would also increase the fuelling required for stable combustion due to the reduction of trapped residuals. Advancing the inlet valve would reduce the apparent compression ratio of the engine, resulting in lower lambda (higher fuelling rates) required to maintain stable combustion. Retarding the inlet valve event would reduce the residual gas temperature at IVC, which would also give a similar effect, albeit less dramatic.

It must be noted that in order to advance the combustion phasing for a given lambda, there appears to be only one possible control which is to trap more residuals, hence increasing



cie zatrzymanie większej ilości spalin, przez co zwiększa się energię cieplną czynnika w cylindrze (wspomagany niewielkim wzrostem ciśnienia dolotu by skompensować utracone powietrze). Przez zmianę faz zaworu dolotowego można jedynie zmaksymalizować energię cieplną skończonej ilości reszty spalin przechwyconych z poprzedniego obiegu. Gdyby dostępny był inny sposób sterowania dla uzyskania dalszego wzrostu temperatury podczas sprężania jak zmienny stopień sprężania, czy podgrzewanie doprowadzonego ładunku, wówczas możliwe byłyby dwa sposoby sterowania. Zmienny stopień sprężania zastosowano pomyślnie do sterowania spalaniem dzięki możliwemu krótkiemu czasowi reakcji.

3.5. Wyzwania w przypadku silników wielocylindrowych i wyniki uzyskane dla silnika V6 zasilanego gazem ziemnym i benzyną

Osiągnięcie stabilnego spalania HCCI w seryjnym silniku wielocylindrowym nastrocza dodatkowych problemów, odmiennych od tych wspomnianych wcześniej w związku ze spalaniem HCCI, a w szczególności z opanowaniem spalania w silniku jednocylindrowym.

Podstawowe problemy napotymane podczas pracy w warunkach ustalonych i sposoby ich rozwiązywania to:

- nawet podczas pracy w warunkach ustalonych pojawiają się problemy związane z różnymi wartościami λ w poszczególnych cylindrach i ich zmianami w kolejnych cyklach,
- w przypadku gazu ziemnego, zreformowany gaz zmniejsza zapotrzebowanie systemu HCCI na podgrzewanie ładunku i recyrkulację spalin, co wydaje się skuteczniejszym sposobem obniżenia dolnej granicy obciążenia aniżeli dodatek wodoru; okazuje się to także korzystne z punktu widzenia zmniejszenia emisji NO_x ,
- praca w trybie HCCI, szczególnie w dolnym zakresie obciążeń, charakteryzuje się korzystniejszym zużyciem paliwa, podobnie jak reformowanie paliwa w zamkniętej pętli,
- w silniku V6, w wyniku procesu reformowania gazu ziemnego uzyskano do 18% wodoru; pokazano, że umożliwi to pracę silnika w trybie HCCI na obciążeniach częściowych, co w przeciwnym przypadku prowadziłoby do wypadania zapłonów,
- różnice między cylindrami i kolejnymi cyklami pracy w silniku HCCI szczególnie zauważalne przy małym obciążeniu i małej prędkości obrotowej, znacznie się poprawiały w przypadku REGR wzbogaconego wodorem,
- niektóre z zasygnalizowanych problemów pokazano na rysunku 10 [33]. Można zauważyć, że dla gazu ziemnego, który nie jest najlepszym paliwem do tego rodzaju spalania, problemy te mogą być w pewnym stopniu złagodzone przez dodanie wodoru (tu uzyskiwanego przez reformowanie paliwa w wyniku recyrkulacji spalin).

W praktycznych zastosowaniach w typowym pojeździe (niehybrydowym) silnik pracuje ze zmiennym obciążeniem i zmienną prędkością. Na razie praca w trybie HCCI ograniczona jest do średnich obciążeń i średnich prędkości, a

in-cylinder thermal energy (supplemented by a small increase in boost to compensate for the displaced air). Varying the inlet valve timing can only maximize the thermal energy of the trapped residuals from the previous cycle, of which there is only a finite amount. If another control method such as variable compression or intake heating is available to further increase in-cylinder temperatures during compression, then there would be two possible control methods for that case. Variable compression has been used previously with success in combustion control due to its fast response times.

3.5. Challenges in multicylinder engines and results with natural gas and gasoline on a V6 engine

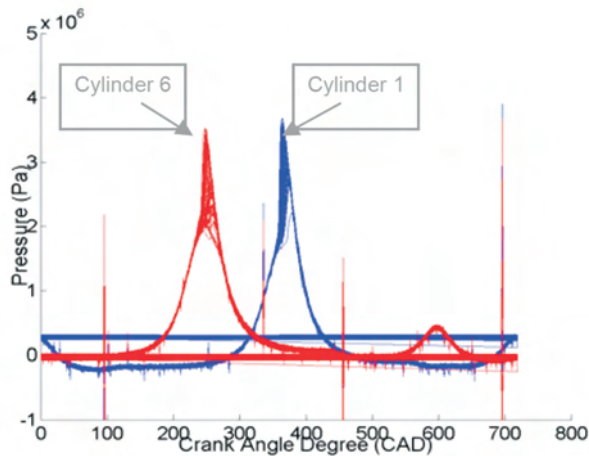
There are additional challenges in achieving successful and stable HCCI combustion in a production multi-cylinder engine, apart from all those mentioned elsewhere in connection with the HCCI generally and with achieving good control in a single-cylinder engine in particular.

In steady state operation the main problems and some of the proposed solutions are:

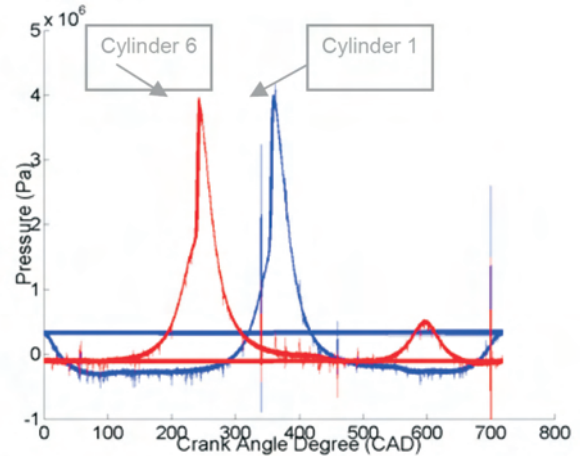
- Even in steady state operation there are challenges associated with cylinder to cylinder variations of air-fuel ratio and cycle-to cycle variations.
- With natural gas, reformed gas reduces the HCCI requirement for intake heating and EGR trapping, and it appears more effective in extending the low load boundary of HCCI operation than pure hydrogen addition. It also shows a beneficial effect of further lowering the engine-out NO_x emissions.
- Fuel consumption for HCCI modes has also shown a benefit in fuel consumption especially at lower loads, with similar results with the closed loop reformer.
- On-board reforming of NG has produced up to 18% of hydrogen with the V6 upgrade IR engine. It has been demonstrated as enabling the HCCI at part load conditions which otherwise lead to misfire.
- Cycle-by-cycle variations and cylinder-to-cylinder variations with HCCI, considerable for low load and low speed engine conditions, are greatly improved with hydrogen-rich REGR.
- Some of these problems are illustrated in Figure 10 [33]. It can be seen that for a difficult HCCI fuel such as natural gas, the problems can be to some degree alleviated by the admixture of hydrogen (here obtained from on-line fuel reforming with exhaust gas).

In practical applications in standard (non-hybrid) vehicle duty the engine will run at constantly changing loads and speeds. HCCI operation is currently limited to an operational range of medium loads and speeds, and even then an optimum operation at each set-point required different valve events and/or direct injection individual cylinder fuelling, and/or compression ratio and/or pre-heating requirements. There are thus additional challenges in engine design and real time control.

Firstly, before the wide-spread availability and lowering of the cost of fully independent valve operation provided by the camless electronically controlled systems, and before the advent of low-cost fast acting variable compression ratio



Without reformed gas



With on-line reformed gas

nawet w takich warunkach optymalna praca w każdym punkcie wymaga indywidualnej regulacji zaworów, indywidualnego zasilania, odpowiedniego stopnia sprężania i podgrzewania ładunku. Stąd dodatkowe problemy z projektowaniem silnika i jego sterowaniem.

Po pierwsze, zanim niewielkim kosztem będzie dostępne w pełni niezależne sterowanie zaworami za pomocą bezkrzywkowych systemów elektronicznych, przed wprowadzeniem tanich systemów zmiany stopnia sprężania silnik musi być wyposażony co najmniej w mechaniczny układ zmiennych faz rozrządu (VVT) i układ zmiennego wzniosu zaworów (CPS). Działanie przepustnicy, sterowanie zaworami VVT i CPS wymaga precyzyjnego sterowania i zoptymalizowania aby uzyskać optymalne warunki HCCI i płynne przejście od trybu HCCI do zapłonu iskrowego na granicach obszaru trybu HCCI. To stwarza potrzebę dobrego zamodelowania systemu dynamiki gazów w silniku i dobrego zrozumienia zarówno dynamiki gazów w systemie, a także zapłonu oraz procesów chemicznych spalania w systemie HCCI. Zagadnienia te są przedmiotem badań zespołu badawczego z Birmingham, a niektóre z osiągniętych wyników zostały zaprezentowane w szeregu publikacji, np. [25, 29, 34]. Niektóre z wyników pokazane zostały na rysunkach 11 i 12.

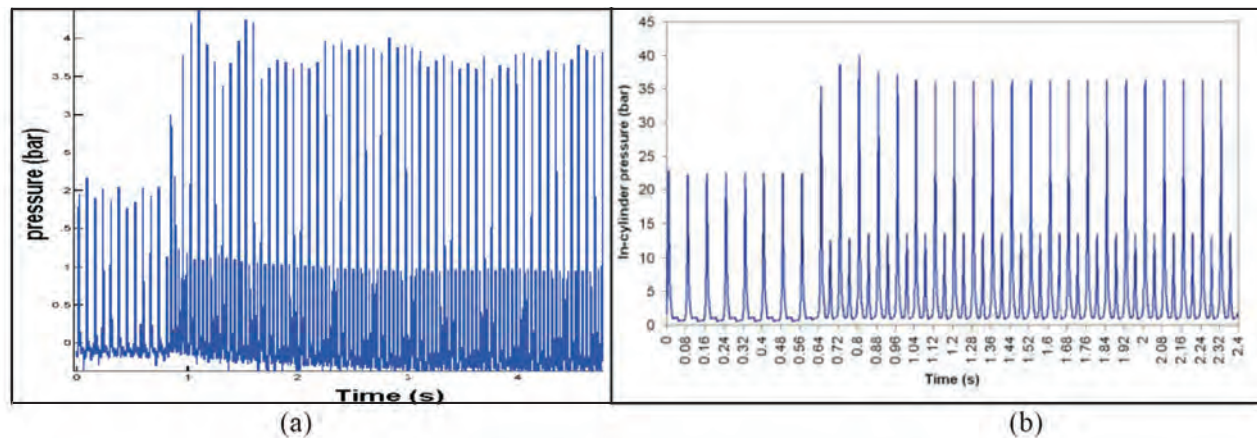
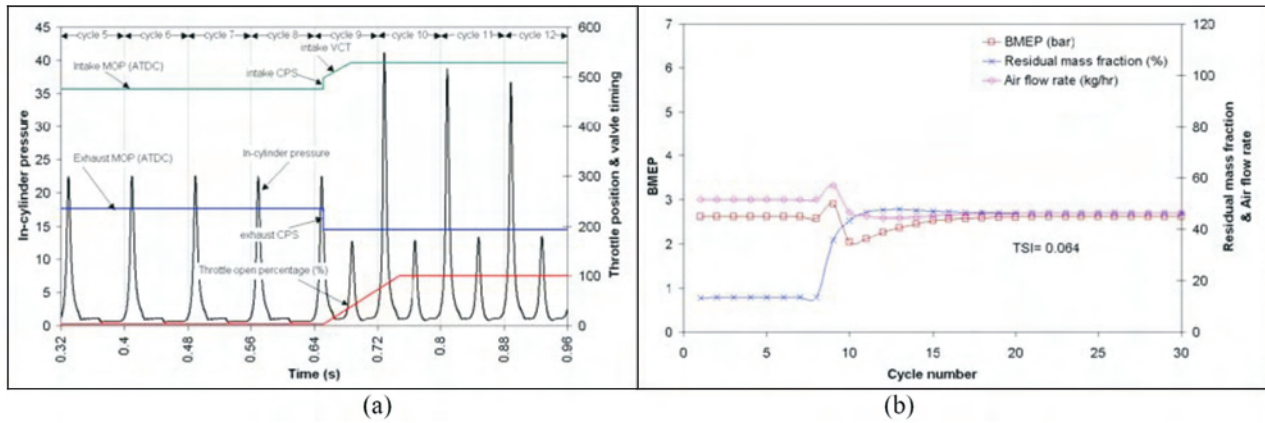
Po drugie, korzyści z systemu HCCI ograniczone są do obszaru maksymalnych wskaźników pracy, a – jak to widać na rysunku 13a – w całym okresie eksploatacji silnika zasadnicza część zużycia paliwa (i powstawania spalin) odbywa się poza tym obszarem. W związku z tym wysiłki badawcze grupy z Birmingham we współpracy z Jaguar Cars i innymi partnerami w ramach programu CHASE (*Controlled Homogeneous Autoignition Supercharged Engine*) skierowane zostały na rozszerzenie zakresu pracy HCCI: w górę za pomocą doładowania i w dół – przez reformowanie paliwa, które jest źródłem wodoru. Złożony układ cieplno-chemiczny, w którym zarządzanie procesami cieplnymi stanowi najpoważniejsze zagadnienie to silnik

systems, the engine must be fitted with at least a mechanical variable valve timing (VVT) and dual lift camshafts with cam-profile switching system (CPS). The throttle, VVT and CPS operation must be precisely controlled and optimised to achieve the optimisation of HCCI conditions and smooth SI/HCCI transitions on the boundaries of the HCCI range. This necessitates both a good gas-dynamics engine system model and good understanding of HCCI ignition and combustion chemistry. Both these challenges are being studied in Birmingham and some results have been published in a series of papers and conference proceedings, e.g. [25, 29, 34]. Some of the results are illustrated in Figures 11-12.

Secondly, the benefits of HCCI are limited to its operational range, and as can be seen in Figure 13a, a large proportion of fuel consumed (and emissions produced) during the life-time of a vehicle engine lies outside the current HCCI range. Thus the research efforts of the Birmingham FPS Group, in collaboration with Jaguar Cars and other partners in the CHASE (Controlled Homogeneous Autoignition Supercharged Engine) project, towards extending the HCCI speed/load range: upwards by supercharging and downwards by fuel reforming that provides on-board hydrogen. The engine system that includes supercharger with an intercooler / inter-heater, a fuel reformer utilizing exhaust gas and an after-treatment catalyst is a complex thermo-chemical system (Figure 14) where thermal management issues are of paramount importance. Thus one of the main tasks in the current CHASE is the development of a control model for the thermal management of the system (Figure 13b).

3.6. Modelling

Although it has been widely accepted that the single-zone model is adequate and satisfactory in calculating the auto-ignition timing, the work of Babajimopoulos et al [36] shows that the single zone model does not always predict the same ignition timing as the multi-zone model. Also it is known that the burn rate of single-zone model is very fast and the resultant pressure rise is overly sharp, compared



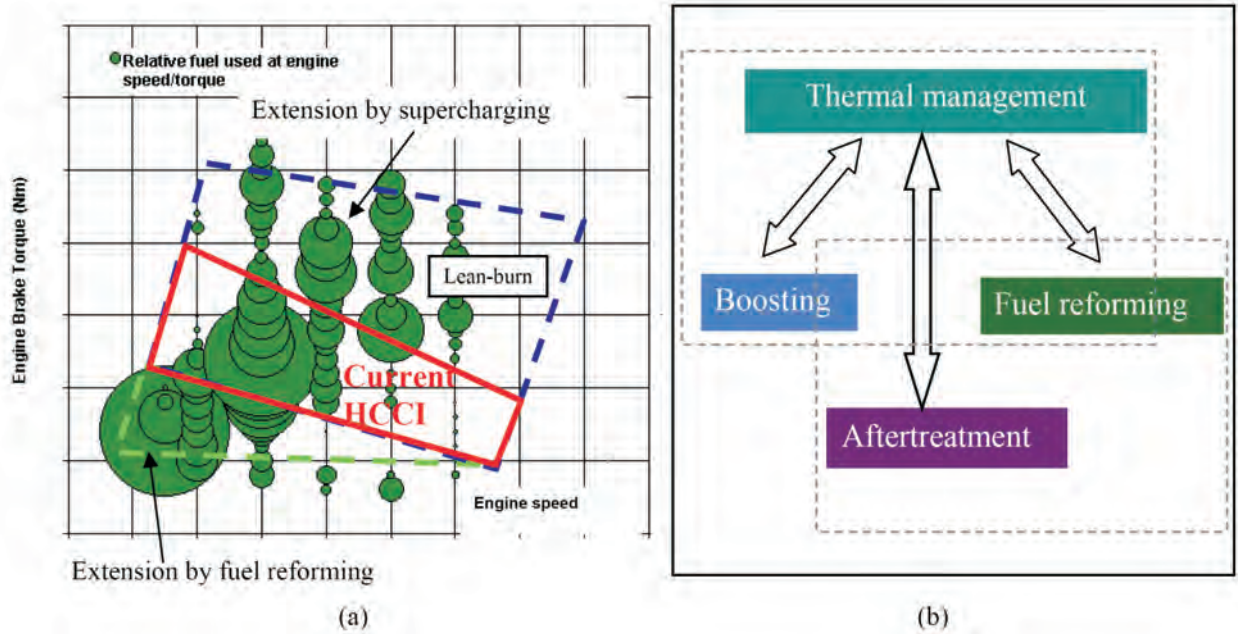
(rys. 14) wyposażony w: sprężarkę z układem chłodzenia bądź podgrzewania ładunku, urządzenie reformujące paliwo wykorzystujące do tego spaliny oraz reaktor katalityczny. Tak więc jednym z najważniejszych zagadnień na obecnym etapie realizacji projektu CHASE jest opracowanie modelu cieplnego zarządzania takim systemem (rys. 13b).

3.6. Modelowanie

Wprawdzie model jednostrefowy został ogólnie zaakceptowany jako odpowiedni i zadowalający do obliczeń przebiegu samozapłonu, to opracowanie Babajimopoulosa i innych [36] wskazuje, że model taki nie zawsze przewiduje przebieg zjawisk tak jak w modelu wielostrefowym. Wiadomo także, że szybkość spalania w modelu jednostrefowym jest bardzo duża i wynikający z niej przyrost ciśnienia jest bardzo gwałtowny w porównaniu z danymi uzyskanymi doświadczalnie. W poprzednich publikacjach autorów [21, 25, 29] wykorzystano model jednostrefowy CHEMKIN w połączeniu z jednowymiarowym kodem symulacji dynamiki gazów WAVE. Sugeruje się, że zastosowanie zmiennych profili krzywki i zmiennych faz rozrządu a także reformo-

with experimental data. The single-zone CHEMKIN model coupled with 1-D gas dynamic simulation code WAVE has been used in the previous work of the authors [21, 25, 29]. Cam profile switching and variable cam phasing as well as fuel reforming are suggested to achieve smooth transitions between SI and HCCI [35]. This combustion model has been further developed into a multi-zone model.

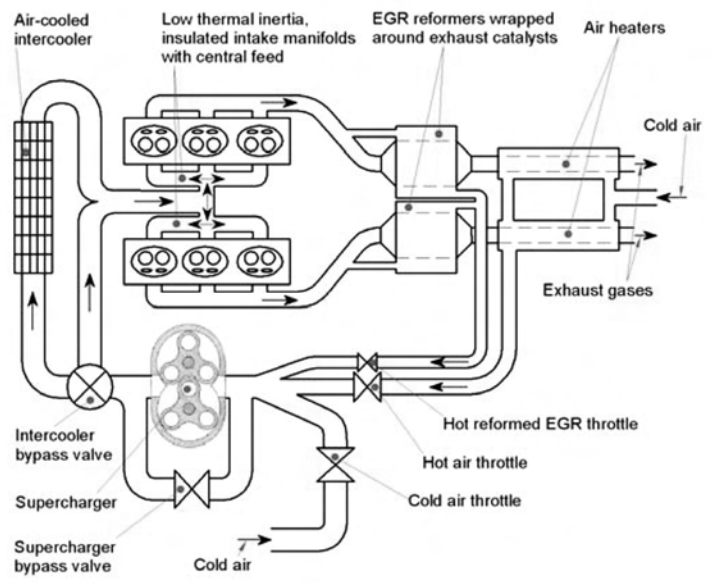
Details of the multi-zone model are presented in a parallel paper [28]; here only a fragment of the simulated results from the single-zone and multi-zone model are presented and compared with experimental data. For detailed investigations, a 9-zone model has been used with initial conditions listed in Table 3. The charge is divided into zones in relation to temperature distribution within the cylinder, with no distinct physical boundary between the zones and the zone numbers are sorted by their values of temperature. Number 1, near the wall, is the coldest zone and number 9 is the hottest zone found the first ignition region at the time of combustion occurrence. The mass fractions including EGR distributions are the main factors that were varied while the



wania paliwa pozwoli uzyskać łagodne przejście między trybem ZI a HCCI [35]. Taki model spalania został następnie przekształcony w model wielostrefowy.

Szczegóły dotyczące modelu wielostrefowego zaprezentowano w innej publikacji [28]. Tutaj pokazano jedynie część wyników symulacji przeprowadzonych wg modelu jedno- i wielostrefowego i porównano je z danymi doświadczalnymi. Do badań szczegółowych zastosowano model 9-strefowy o warunkach początkowych wyszczególnionych w tabelicy 3. Ładunek podzielony został na strefy odpowiadające rozkładowi temperatur w cylindrze, bez wyraźnych granic fizycznych między strefami i o numerach odpowiadających wartości temperatur. Najzimniejsza jest strefa nr 1 w pobliżu ścianki, natomiast najgorętsza jest strefa 9 w rejonie pierwszego ogniska samozapłonu w chwili zainicjowania spalania. Udziały masowe uwzględniające EGR stanowiły główny zmienny czynnik, podczas gdy średni współczynnik nadmiaru powietrza pozostawał na poziomie 0,971. Temperatura odpowiadająca IVC uśredniona dla całego cylindra została wyliczona za pomocą modelu WAVE silnika V6 i wynosiła 573 K dla analizowanych warunków pracy silnika. Badania wykonano dla dwóch rozkładów mas i temperatury, jak to pokazano w tabelicy 3. Przypadek 1 opracowano zgodnie z [37] zakładając, że 40% gazu w cylindrze znajduje się w strefie najwyższej temperatury. Założenie przyjęte dla przypadku 2 opiera się na rozważaniach z publikacji [38] mówiących, że najgorętsze i najzimniejsze strefy mają najmniejsze udziały masowe a strefy temperatur pośrednich charakteryzują się największymi udziałami masowymi w obrębie cylindra. Wygląda

equivalence ratio was maintained at 0.971. The averaged in-cylinder temperature at IVC calculated by the WAVE model of the V6 engine was 573K for the engine condition studied, and two different mass and temperature distributions (Table 3) were investigated. Case 1 was chosen according to [37], on the basis of an assumption that 40% of the gas in the cylinder is within the highest temperature zone. The assumption made in case 2 is based on the consideration



Przypadek 1 / case 1				Przypadek 2 / case 2			
Strefa / Zone	Udział masowy / Mf [%]	Residual udział masowy / Residual Mf	T [K]	Strefa / Zone	Udział masowy / Mf [%]	Residual udział masowy / Residual Mf	T [K]
1	1	0,432	430	1	3	0,502	500
2	1	0,442	460	2	5	0,502	527
3	1	0,452	490	3	5	0,442	548
4	2	0,462	510	4	10	0,462	558
5	2	0,472	530	5	16	0,482	568
6	6	0,482	550	6	30	0,502	578
7	17	0,492	565	7	16	0,522	588
8	30	0,502	580	8	10	0,542	598
9	40	0,522	590	9	5	0,562	608

na to, że założenie to nie odbiega zbyt od rzeczywistości, gdyż obserwacje zawarte w [39] i [40] wykorzystujące obraz płomienia wskazują, że samozapłon w silnikach HCCI wyposażonych w wewnętrzną recyrkulację spalin pojawia się w stosunkowo małych obszarach. Na rysunku 15 pokazano porównanie danych dotyczących ciśnienia w cylindrze przewidywanych na podstawie modelu jedno- i wielostrefowego. Wyniki te pokazują, że nie tylko szybkość spalania przewidywana na podstawie modelu jednostrefowego jest zbyt duża, ale również moment zapłonu jest zbyt późny, podczas gdy model wielostrefowy lepiej zdaje się przewidywać moment zapłonu i szybkość spalania.

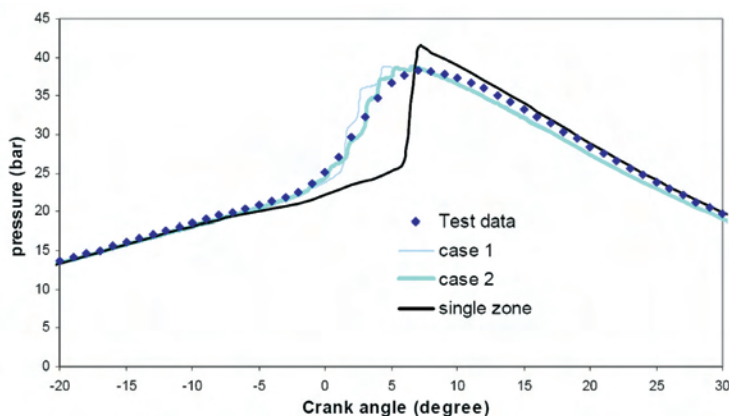
Podziękowania

Autorzy pragną podziękować współpracownikom z Jaguar Cars Ltd, Uniwersytetu Birmingham, Johnson Matthey plc oraz NEL: Dr Thanos Megaritis, Dr Huiyu Fu, Andrew Williams, Dr Michael Liu, Dr Trevor Wilson, Dr Daniel Yap, Dr Sylvain Peucheret, Mrs Shadi Gharahbaghi, Jerome Karlovsky, Dr Claude Zhong, Dr Paul Farrant, Peter Thornton and Simon Rowan za ich udział w pracach nad modelowaniem i doświadczeniami dotyczącymi HCCI.

Szczere podziękowanie za częściowe finansowanie badań należy się również rządowym agendom DTI i EPSRC – projekt Pojazd Przyszłości oraz Carbon Trust.

Podziękowania za stałą pomoc w realizacji opisywanych badań wyrażamy także Mikeowi Richardsonowi i Stanowi Wallace'owi z Jaguar Land Rover Research, a także Malcolmowi Sandfordowi, głównemu inżynierowi Jaguar Land Rover Powertrain.

of [38] that the hottest zones, as well as the coldest zones, have the lowest mass fractions and the middle temperature zones are associated with the highest mass fractions within the cylinder. It appears that this assumption cannot be far from reality of the present engine, as the observations of [39] and [40] using flame imaging are that auto-ignition in HCCI engines with EGR trapping starts in relatively small regions. The comparison between the predicted in-cylinder pressure data, using the single-zone and multi-zone models, is given in Figure 15. The results show that not only the burn rate



predicted by the single-zone model is over fast but also the ignition timing is very late, while multi-zone model seems to be able to give a better prediction of the ignition timing and burn rate.

Acknowledgments

The authors wish to thank colleagues from Jaguar Cars Ltd, Birmingham University, Johnson Matthey plc and NEL: Dr Thanos Megaritis, Dr Huiyu Fu, Andrew Williams, Dr Michael Liu, Dr Trevor Wilson, Dr Daniel Yap, Dr Sylvain

Skróty i oznaczenia/ *Abbreviations and Nomenclature*

A/F – współczynnik składu mieszanki (masa powietrza/masa paliwa, $\lambda \times L_s$) / *air/fuel ratio*,
 CAD – kąt obrotu wału korbowego / *camshaft angle degree*,
 CHASE – program badawczy: *Controlled Homogeneous Autoignition Supercharged Engine*,
 CHEMKIN – program symulacyjny procesów spalania uwzględniający kinetykę reakcji chemicznych / *Chemical-Kinetics*,
 COV – wartość *crossing-over* (statyst.) / *cross-over value*,
 CPS – rozrząd o zmiennym profilu krzywek, tj. zmiennym skoku zaworów / *cam-profile switching system*,
 HCCI – silnik o zapłonie samoczynnym z ładunkiem jednorodnym / *homogenous charge compression ignition (engine)*,
 IVC – zamknięcie zaworu dolotowego / *inlet valve closing*,
 NVH – hałas, drgania i twardość pracy / *noise, vibrations and harshness*,
 NVO – ujemny kąt przekrycia faz rozrządu / *negative valve overlap*,
 REGR – zreformowana zewnętrzna recyrkulacja spalin / *reformed external EGR*,
 VCT – zmienne fazy wałka rozrządu / *variable camshaft timing*,
 VVT – zmienne fazy rozrządu zaworów / *variable valve timing*.

Peucheret, Mrs Shadi Gharahbaghi, Jerome Karlovsky, Dr Claude Zhong, Dr Paul Farrant, Peter Thornton and Simon Rowan for their contributions to the HCCI experimental and modelling work.

Partial support from the DTI and EPSRC of the UK Government under the framework of Foresight Vehicle and from the Carbon Trust is gratefully acknowledged.

Many thanks go to Mike Richardson, Manager, and Stan Wallace of Jaguar Land Rover Research, and Malcolm

Sandford, Chief Engineer Jaguar Land Rover Powertrain, for continuous support in this work.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Onishi S., Jo S. H., Shoda K., Jo P. D., Kato S.: Active Thermoatmosphere Combustion (ATAC) – a New Combustion Process for Internal Combustion Engines. SAE Technical Paper 790501.
- [2] Najt P. M., Foster D. E.: Compression-ignited Homogeneous Charge Combustion. SAE Technical Paper 830264.
- [3] Thring R. H.: Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) engines. SAE Technical Paper 892068.
- [4] Ryan T. W., Callahan T.: Homogeneous Charge Compression Ignition of diesel fuel. SAE Technical Paper 961160.
- [5] Gray A. W., Ryan T. W.: Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of diesel fuel. SAE Technical Paper 971676.
- [6] Christensen M., Johansson B., Amnéus P., Mauss F.: Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition. SAE Technical Paper 980787.
- [7] Christensen M., Johansson B.: Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel. SAE Technical Paper 2000-01-1835.
- [8] Urata Y., Awazaka M., Takanashi J., Kakinuma T., Hakozaiki T., Umamoto A.: A Study of Gasoline-Fuelled HCCI Engine Equipped with an Electromagnetic Valve Train. SAE Technical Paper 200401-1898.
- [9] Jacques L., Dabadie J., Angelberger C., Duret P., Willand J., Juretzka A., Schafflein J., Ma T., Lendresse Y., Satre A., Schulz C., Kramer H., Zhao H., Damiano L.: Innovative Ultra-low NO_x Controlled Auto-Ignition Combustion Process for Gasoline Engine: the 4-SPACE Project. SAE Technical Paper 2000-01-1837.
- [10] Ryo H., Hiromichi Y.: HCCI Combustion in DI Diesel Engine. SAE Technical Paper 2003-01-0745.
- [11] Zheng Z., Yao M., Chen Z., Zhang B.: Experimental Study on HCCI Combustion of Dimethyl Ether (DME) / Methanol Dual Fuel. SAE Technical Paper 2004-01-2993.
- [12] Yap D., Megaritis A., Wyszynski M. L.: An Investigation into Bioethanol Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Operation with Residual Gas Trapping. *Energy & Fuels* 2004, 18, 1315-1323.
- [13] Yap D., Megaritis A., Wyszynski M. L.: An Experimental Study of Bioethanol HCCI. *Combustion Science and Technology* 2005 (subm Feb).
- [14] Jun D., Iida N.: A Study of High Combustion Efficiency and Low CO Emission in a Natural Gas HCCI Engine. SAE Technical Paper 2004-01-1974.

- [15] Wyszynski M. L., Megaritis A., Karlovsky J., Yap D., Peucheret S., Lehrle R. S., Xu H., Golunski S.: Facilitation of HCCI Combustion of Biogas at Moderate Compression Ratios by Application of Fuel Reforming and Inlet Air Heating. *Journal of KONES Internal Combustion Engines* 2004, 11, (3-4).
- [16] Stenlaas O., Christensen M., Egnell R., Johansson B., Mauss, F.: Hydrogen as Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Fuel. SAE Technical Paper 2004-01-1976.
- [17] Chen Z., Konno M., Oguma M., Yanai T.: Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine. SAE Technical Paper 2000-01-0329.
- [18] Masahiro S., Masato K., Ali M., Kiyoshi K., Shingo E.: Knock Characteristics and Performance in an SI Engine with Hydrogen and Natural-Gas Blended Fuels. SAE Technical Paper 2004-01-1929.
- [19] Toshio S., Yoshitaka O.: HCCI Combustion of Hydrogen, Carbon Monoxide and Dimethyl Ether. SAE Technical Paper 2002-01-0112.
- [20] Christensen M., Hultqvist A., Johansson B.: Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogenous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio. SAE Technical Paper 1999-01-3679.
- [21] Xu H., Williams A., Fu H., Wallace S., Richardson S.: Operating Characteristics of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Cam Profile Switching – Simulation Study. SAE Technical Paper 2003-01-1859.
- [22] Yap D., Wyszynski M. L., Megaritis A., Xu H.: Applying boosting to gasoline HCCI operation with residual gas trapping. SAE Technical Paper 2005-01-2121.
- [23] Yap D., Megaritis A., Wyszynski M. L., Xu H.: Effect of valve timing on residual gas trapping and load control for natural gas HCCI. SAE Technical Paper 2004-01-1973.
- [24] Yap D., Megaritis A., Peucheret S., Wyszynski M. L., Xu H.: Effect of hydrogen addition on natural gas HCCI combustion. SAE Technical Paper 2004-01-1973.
- [25] Xu H., Rudolph S., Liu Z., Wallace S., Richardson S., Wyszynski M. L., Megaritis A.: An Investigation into the Operating Mode Transitions of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Using EGR Trapping. SAE Technical Paper 2004-01-1911.
- [26] Zhong S., Wyszynski M. L., Megaritis A., Yap D., Xu H.: Experimental Investigation into HCCI Combustion Using Gasoline and Diesel Blended Fuels. SAE Technical Paper 2005-01-3733, presented at SAE Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, San Antonio, TX, 2005.
- [27] Wyszynski M. L., Xu H.: HCCI with selected standard and alternative fuels: challenges and solutions. *KONES Internal Combustion Engines* 2005, Polanica, Poland 2005.
- [28] Gharahbaghi S., Xu H., Wyszynski M.: Multi-zone Heat Release Study in an HCCI engine. PTNSS Congress, September 25-28, Szczyrk, Poland, 2005.
- [29] Xu H. M., Fu H., Williams H., Shilling I.: Modelling Study of Combustion and Gas Exchange in an HCCI Engine. SAE Technical Paper 2002-01-0114.
- [30] Yap D., Peucheret S. M., Megaritis A., Wyszynski M. L., Xu H.: Natural Gas HCCI Engine Operation with Exhaust Gas Fuel Reforming. *Int. Journal of Hydrogen Energy* 2005.
- [31] Yap D., Megaritis A.: Applying Forced Induction to Bioethanol HCCI Operation with Residual Gas Trapping. *Energy & Fuels* 2005 (subm).
- [32] Yap D., Megaritis A., Wyszynski M. L., Xu H. M.: Effect of Inlet Valve Timing and Water Blending on Bioethanol HCCI using Forced Induction and Residual Gas Trapping. *Energy Conversion and Management* 2005 (subm).
- [33] Wyszynski M., Megaritis T., Xu H. M.: In Opportunities with Reformed Fuels for Future Engines. UnICEG: Future Power Systems, Birmingham University, Birmingham, UK, 16 September, 2004; Birmingham University, Birmingham, UK, 2004.
- [34] Xu H., Liu M., Gharahbaghi S., Richardson S., Wyszynski M., Megaritis T.: Modelling of HCCI Engines: Comparison of Single-zone, Multi-zone and Test Data. SAE Technical Paper 2005-01-2123.
- [35] Xu H. M., Wilson T., Wallace S., Richardson S., Wyszynski M. L., Megaritis A., Yap D., Golunski S.: In Foresight on Controlled Homogenous Autoignition Engines, Engine fuelling, Combustion and Emissions Control. UnICEG, Nottingham University, 31 March 2004, Nottingham University, 2004.
- [36] Babajimopoulos A., Lavoie G., Assanis D.: Modelling HCCI combustion with high levels of residual gas fraction – A comparison of two VVA strategies. SAE Technical Paper 2003-01-3220.
- [37] Aceves S. M., Flowers D. L., Westbrook C. K., Smith J. R., Pitz W., Dibble R., Christensen M., Johansson B.: A multi-zone model for prediction of HCCI combustion and emissions. SAE Technical Paper 2000-01-0327.
- [38] Ogink R., Golovitchev V.: Gasoline HCCI Modelling: An Engine Cycle Simulation Code with a Multi-Zone Combustion Model. SAE Technical Paper 2002-01-1745.
- [39] Koopmans L., Wallesten J., Ogink R., Denbratt I.: Location of the First Auto-ignition Sites for Two HCCI Systems in a Direct Injection Engine. SAE Technical Paper 2004-01-0564.
- [40] Xu H., Wilson T., Richardson S., Wyszynski M. L., Megaritis T., Yap D., Golunski S., James D.: In Extension of the Boundary of HCCI Combustion Using Fuel Reforming Technology. JSAE Paper 20045468, Japanese SAE Congress, Yokohama 11-19 May 2004.



Władysław KOZAK*
Maciej BAJERLEIN
Jarosław MARKOWSKI

Weryfikacja koncepcji wspomagania mechanizmu rozpylenia oleju napędowego rozpuszczonym w nim powietrzem

Niniejszy artykuł jest kontynuacją opisu problematyki poruszanej w artykule pt. „Wykorzystanie gazu rozpuszczonego w paliwie do wspomagania mechanizmu rozpylenia” [1]. Zamieszczono w nim wyniki badań jednocylindrowego silnika wysokoprężnego, który zasilano roztworem utworzonym z oleju napędowego i powietrza. Metodą porównawczą dokonano oceny proponowanej koncepcji zmiany mechanizmu rozpylenia. Analizą objęto: przebieg ciśnienia w cylindrze i przebieg szybkości narastania ciśnienia, maksymalną wartość ciśnienia w cylindrze i maksymalną wartość szybkości narastania ciśnienia, kąt opóźnienia samozapłonu, okres trwania spalania i zawartość w spalinach tlenku węgla, węglowodorów, tlenków azotu oraz stopień zaczernienia spalin. Wykazano korzystne zmiany w przebiegu procesu spalania, będące następstwem zmiany mechanizmu rozpylenia.

Słowa kluczowe: silnik wysokoprężny, wtrysk paliwa, roztwór, spalanie, wykres indykatorowy, szybkość narastania ciśnienia, opóźnienie samozapłonu, kąt spalania, emisja

Verification of the concept of spray mechanism assisted with air dissolved in diesel oil

In reference to the paper “The application of gas dissolved in fuel with a view to improve the mechanism of spraying” [1], this article continues with the issue of spray mechanism improvements. It includes the results of tests with a one-cylinder CI engine powered with a solution of diesel oil and air. The proposed changes in the spray mechanism were evaluated contrastively. The analysis encompasses: indicator pressure in the cylinder as well as the maximum value of pressure increase rate, self-ignition delay angle, the time span of combustion, the content of carbon oxide, hydrocarbons, nitrogen oxides in exhaust gas, as well as the degree of exhaust gas blackening. Some positive changes in the combustion process, induced by the improvements in spray mechanism, have been shown.

Key words: CI engine, fuel injection, solution, combustion, pressure time history, pressure increase rate, self-ignition delay, combustion duration, emission

1. Wprowadzenie

W numerze 1/2005 czasopisma Silniki Spalinowe [1] autorzy przedstawili teoretyczne podstawy koncepcji wspomagania mechanizmu rozpylenia paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym (ZS) przez wykorzystanie efektu towarzyszącego uwalnianiu się gazu rozpuszczonego w cieczy w stanie nierównowagowym (skrótowo nazywany dalej efektem uwalniania); uwalnianie to ma charakter objętościowy i dzięki temu forma przestrzenna, w jakiej ciecz się znajduje, np. kropla, jest rozrywana. Zwrócono uwagę na warunki fizyczne panujące w części wysokociśnieniowej układu wtryskowego i na charakter zmian ciśnienia podczas wtrysku. Wskazują one na obecność potencjalnie silnego stanu nierównowagowego w roztworze paliwa z gazem, co powinno sprzyjać zastosowaniu takiego roztworu do zasilania silnika. Przedstawiono wyniki poszukiwań minimalnego ciśnienia wymaganego dla uzyskania stanu nasycenia roztworu paliwa z powietrzem w zależności od masy rozpuszczonego powietrza. Przeanalizowano także zmiany energetyczne towarzyszące rozpuszczaniu powietrza w paliwie i sprężaniu roztworu, odniesione do sprężania paliwa bez powietrza. W oparciu o przesłanki teoretyczne wskazano zalety zasilania silnika roztworem.

Dla zweryfikowania wniosków sformułowanych we wspomnianym artykule wykonano układ umożliwiający

1. Introduction

In Combustion Engines, 1/2005, the authors presented theoretical backgrounds of the concept of spray mechanism in a CI engine, assisted with the effect of gas release in liquid, in non-equilibrium. Owing to the capacious character of the release, the spatial form of liquid, e.g., a droplet, becomes disrupted (in the course of the article it is called ‘the release effect’). Attention was paid to the physical conditions occurring in the high-pressure part of the injection system as well as the nature of the pressure changes during the injection. Both indicate the occurrence of potentially high non-equilibrium phase in the gas-fuel solution. The article presents the outcome of the search for the lowest value of pressure, which is necessary to obtain the maximum gas-fuel solution concentration, depending on the weight of dissolved air and the compression of solution in comparison to the compression of fuel without air. On the basis of theoretical premises, the advantages of supplying engines with the solution were enumerated.

In order to verify the conclusions drawn in the aforementioned article, a special system was constructed enabling air release in fuel, solution dissolving and supplying the CI engine with it. The results of conducted engine tests served as a ground for experimental verification of the possibility to exploit the release effect in spray mechanism and for assess-

wprowadzenie powietrza do paliwa, jego rozpuszczenie i zasilanie silnika ZS roztworem paliwa z powietrzem. Wykonano badania silnika a uzyskane wyniki przyjęto jako podstawę do dokonania eksperymentalnej weryfikacji możliwości wykorzystania efektu uwalniania do wspomaganie istniejącego mechanizmu rozpylenia paliwa oraz dokonania oceny skutków oddziaływania tego efektu na pracę silnika. W ocenie nacisk położono na dwa aspekty: pierwszy – konstrukcyjny, związany z koniecznością wytworzenia roztworu w warunkach wysokiego ciśnienia, jakie panuje w układzie wtryskowym i drugi – dotyczący zmian w przebiegu spalania wywołanych zasilaniem silnika roztworem.

2. Stanowisko pomiarowe

Badania przeprowadzono na stanowisku hamownianym z wykorzystaniem silnika AVL 5804. Jest to jednocylindrowy silnik ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa, wyposażony w czterozaworową głowicę z dwoma wałkami rozrządu oraz w dwa niezależne układy stabilizacji temperatury: oleju smarującego i cieczy chłodzącej.

Dla potrzeb analizy stanowisko wyposażono w typowe układy, umożliwiające pomiar: ciśnienia w cylindrze p_c [bar], ciśnienia przed wtryskiwaczem p_w [bar], przebiegu napięcia U [V] sterującego pracą wtryskiwaczy, ciśnienia w zasobniku wysokiego ciśnienia p_z [MPa] i temperatury spalin t_{sp} [°C]. Sygnały generowane przez czujniki wymienionych wielkości, po przekształceniu na napięcie i wzmacnieniu, wraz z sygnałami impulsów sterujących pracą wtryskiwacza rejestrowano z wykorzystaniem systemu Indiset 620 (AVL). Do pomiaru emisji: CO [ppm], NO_x [ppm], HC [%], CO₂ [%] użyto analizatora TESTO. Emisję cząstek stałych PM zastąpiono stopniem zaciemnienia spalin N [%], który mierzono za pomocą urządzenia typu OPACIMETR.

Do zasilania silnika wykorzystano zbudowany przez autorów [4] autonomiczny układ wtryskowy napędzany silnikiem elektrycznym, zawierający elementy konstrukcyjne typowe dla układów wtrysku common rail (CR). Rozwiązaniem szczególnym jest konstrukcja pompy wysokiego ciśnienia. Umożliwia ona doprowadzenie powietrza do oleju napędowego i wytworzenie w warunkach wysokiego ciśnienia roztworu oleju napędowego z powietrzem (nazywanego dalej roztworem). Roztwór uzyskiwano w sekcji tłoczącej o konstrukcji zbliżonej do konstrukcji sekcji konwencjonalnej pompy tłokowej, co pokazano na rysunku 1.

Różnica polega na odmiennych proporcjach stosunku skoku tłoka do jego średnicy i wprowadzeniu zaworu zwrotnego, przez który do sekcji doprowadzane jest powietrze. Oprócz normalnego zaworu tłoczącego 12 ze sprężyną 13, łączącego sekcję z zasobnikiem, przestrzeń cylindra 7 nad tłokiem 6 jest połączona z otoczeniem poprzez jednokierunkowy zawór 11 ze sprężyną 10. Podczas ruchu tłoka 6 w dół w objętości cylindra 7 powstaje podciśnienie i zaworem 11 jest zasysane powietrze. Przed osiągnięciem dolnego zwrotnego położenia powierzchnia boczna tłoka odsłania otwór zasilania paliwem (pokazany strzałką), umożliwiając tym samym doprowadzenie do cylindra oleju napędowego. Ilość doprowadzonego oleju wynika z czasu odsłonięcia otworu i ciśnienia doprowadzanego oleju napędowego. Podczas

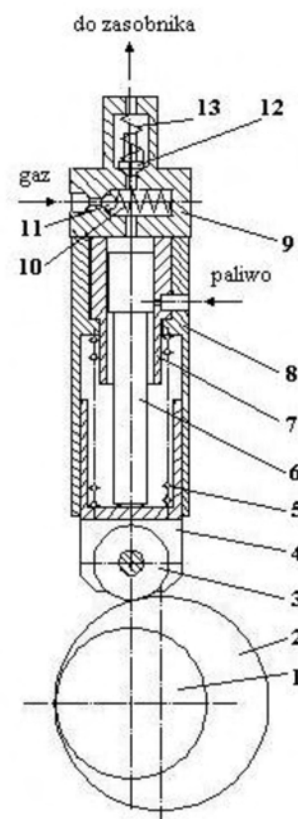
ing the influence on the engine exerted by the release effect. In the assessment, the emphasis was put on two aspects. The first one is connected with the formulation of the solution under high pressure in ignition system, while the second one refers to the changes in the combustion processes induced by supplying an engine with the solution.

2. Test bed

The tests were conducted with the aid of test bed and CI engine AVL 5804 with direct injection, and equipped with a four-valve cylinder head, which has two camshafts and two independent temperature stabilization systems: lubricating oil and cooling liquid.

For the purposes of the analysis, the test bed was provided with typical systems to measure the following parameters: the pressure in the cylinder p_c [bar], the pressure before the injector p_w [bar], the voltage rate U [V] that controls the injectors operation, the pressure in the high pressure accumulator p_z [MPa] and the temperature of the exhaust gas t_{sp} [°C]. The signals generated by the impulses that control the injectors and the signals generated by the detectors of these parameters, after conversion into voltage and after enhancement, were measured with the use of Indiset 620 (AVL) system. Furthermore, TESTO analyzer was used to measure the emissions of CO [ppm], NO_x [ppm], HC [%], and CO₂ [%]. The emission of PM was replaced with the degree of exhaust gas blackening N [%] measured with OPACIMETER.

The engine was powered with an autonomous injection system, built by the authors [4], and powered with an electric engine that consisted of components typical for common rail. The high-pressure pump has a peculiar construction so that it can be supplied with diesel oil and the solution of air and diesel oil can be formulated under high pressure. The solution was obtained in the pumping section, its structure similar to a conventional piston pump as shown in fig. 1. The difference between the pumps lies in the proportion of pump piston stroke to its diameter and the non-return valve the air is pumped through. In addition to the typical bucket valve 12 with spring 13 that connects the section with the high pressure accumulator, the cylinder space 7



ruchu powrotnego powierzchnia boczna tłoka przesłania otwór zasilania olejem napędowym, a wywołany tym wzrost ciśnienia powoduje zamknięcie zaworu 11, wspomagane także sprężyną 10. W objętości nad tłokiem następuje sprężanie oleju napędowego i powietrza. Współczynnik rozpuszczalności paliwa zależy od ciśnienia [1]. Zatem wraz ze wzrostem ciśnienia w objętości nad tłokiem pojawia się bodziec nierównowagowy, którego następstwem jest samorzutnie zachodzący proces rozpuszczania powietrza w oleju napędowym. Powstały roztwór, tak jak w typowym układzie CR, tłoczony jest przez zawór 12 do zasobnika wysokiego ciśnienia. W omawianym rozwiązaniu do napędu tłoka zastosowano mimośród, który wymusza jego ruch i jednocześnie napinanie sprężyny 5. Powrót tłoka następuje pod działaniem napięcia tej sprężyny.

Wartości podstawowych parametrów wtrysku, tj. kąt początku wtrysku i czas trwania wtrysku (decyduje o dawce wtryskiwanego paliwa) ustalano za pomocą zbudowanego specjalnie dla potrzeb omawianych badań systemu elektronicznego sterowania wtryskiem paliwa. Sprzęgnięcie systemu sterowania z silnikiem następowało poprzez sygnały dwóch czujników: czujnika prędkości obrotowej skojarzonego z wałem korbowym silnika i czujnika fazy skojarzonego z wałkiem rozrządu. Ciśnienie wtrysku (ciśnienie w zasobniku) ustalano poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika napędzającego pompę wysokiego ciśnienia i ustawienie zaworu upustowego zamontowanego na zasobniku wysokiego ciśnienia.

3. Metoda analizy i program badań silnika

Należy zwrócić uwagę, że w dotychczasowej historii rozwoju silników ZS nie rozważano możliwości wykorzystania omawianego efektu uwalniania do wspomagania istniejącego mechanizmu rozpylenia. Nie wykonywano również prób zasilania silnika roztworem paliwa, do oceny tego efektu na drodze eksperymentalnej. Prowadzone badania są pierwszą próbą jego wykorzystania, a uzyskane wyniki mają posłużyć do oceny proponowanej koncepcji. Przystępując do nich zakładano, że ocena będzie dokonana metodą porównawczą w oparciu o wyniki badań wykonanych dla dwóch przypadków zasilania. W pierwszym przypadku silnik zasilano układem wtryskowym, w którym wykorzystywany jest konwencjonalny mechanizm rozpylenia paliwa. W drugim przypadku badań silnik zasilano układem, do którego wprowadzono efekt uwalniania. Oceny wpływu efektu uwalniania na proces spalania dokonano na podstawie analizy porównawczej wielkości wyjściowych, ujmujących skutki energetyczne i ekologiczne, których związek z mechanizmem rozpylenia jest wprawdzie jednoznaczny, jednak nie jest ani bezpośredni ani łatwy do ujęcia analitycznego. Jest oczywiste, że w obu przypadkach badania muszą być wykonane w identycznych (lub bardzo zbliżonych) warunkach pracy silnika.

Do analizy porównawczej wytypowano następujące wielkości:

- przebieg ciśnienia indykowanego p_c ,
- szybkość narastania ciśnienia $dp_c/d\alpha$ i jej wartość maksymalną $(dp_c/d\alpha)_{\max}$,
- maksymalne ciśnienie spalania p_{\max} .

is connected with the space above piston 6 through the non-return valve 11 with spring 10. As piston 6 moves downwards along cylinder 7, sub-atmospheric pressure occurs and the air is sucked in through valve 11. Before the pump piston reaches the bottom dead centre, the diesel oil flows into the cylinder through the hole that becomes uncovered on the side surface of the piston (indicated by an arrow). The amount of incoming diesel oil depends on the length of time the hole is uncovered and the oil supply pressure. As piston 6 moves backwards, the side surface of the piston becomes covered while valve 11 closes owing to the pressure increase, also supported by spring 10. The diesel oil and the air become compressed in the space above the piston. The fuel solubility coefficient depends on the pressure [1]. In consequence, the pressure increase in the volume above the piston stimulates non-equilibrium conditions that make the air dissolve in diesel oil spontaneously. The solution, created in a similar way as in a typical common rail, becomes pumped through valve 12 to the high-pressure accumulator. In the solution discussed herein, a circular cam induces the pump piston movement with the simultaneous tension of spring 5. The pump piston returns under the tension.

The values of basic injection parameters, i.e., the angle of injection starting point and the injection time span (deciding on the amount of injected fuel), were determined with the aid of a specially built electronic fuel injecting control system. The control system was integrated with the engine by means of the signals generated by two sensors: the speed of rotation detector connected with a crankshaft and the phase detector connected with the camshaft. The injection pressure (the pressure in the accumulator) was determined by means of the change in rotation speed of the engine powering the high-pressure pump and the change in the release valve located in the high pressure accumulator.

3. Methods of analysis and engine test program

It has to be pointed out that the possibility of aiding spray mechanism with the release effect has never been raised in the course of the CI engine development. No experiments on engines powered with fuel solution have not been conducted, either. The research currently carried out embodies the first attempt to make use of this effect as well as to evaluate the concept. From the beginning it was assumed that the assessment would be carried out by means of contrasting data obtained during tests on engines with two different sources of fuel supply. In the first case, the engine was equipped with an injection system and a typical spray mechanism, whereas in the second case the engine was equipped with a system that exploits the release effect. The influence of the release effect on the combustion process was assessed by virtue of a contrastive analysis of initial values that encompass energetic and ecological consequences whose connection with the spray mechanism is obvious, however, it is neither direct nor easy to analyze. It is needless to say, in both cases the tests had to be conducted in identical (or approximately the same) engine work conditions.

The following parameters were determined for the analysis:

- kąt opóźnienia samozapłonu α_{ops} ,
- czas trwania spalania, określany kątem spalania α_s ,
- szybkość wywiązywania ciepła $dx_i/d\alpha$, jej wartość maksymalną $(dx_i/d\alpha)_{max}$ i ilość wywiązanego ciepła X_i ,
- emisję w punktach pomiarowych składników spalin: CO, HC, NO_x i zacinienia spalin N.

Ustalając program badań założono, że zostaną wykonane pomiary wymienionych wielkości w punktach pracy silnika, reprezentujących obszar małych, średnich i dużych wartości prędkości obrotowych i momentu obrotowego (rozumianych względnie), a uzyskane wyniki pozwolą na dokonanie oceny w obszarze całej charakterystyki ogólnej. Kierując się tym założeniem z obszaru pracy silnika AVL 5804 (w wersji niedoładowanej) wybrano trzy prędkości obrotowe wału kołowego: $n = 1200$ i 2000 obr/min, przy których silnik obciążono momentem obrotowym równym $M_o = 5, 10, 15$ i 20 N·m, oraz prędkość obrotową $n = 3000$ obr/min, przy której silnik obciążano momentem obrotowym równym $M_o = 5, 10$ i 15 N·m. Przyjęte wartości maksymalne momentów wyraźnie przekraczają wartości z charakterystyki zewnętrznej, zatem uzyskane informacje obejmują również przypadki przeciążenia silnika. W przyjętych warunkach wykonano dwie serie pomiarów: jedną przy zasilaniu silnika olejem napędowym bez powietrza i drugą – przy zasilaniu silnika roztworem.

Dla określonej konstrukcji rozpylacza o strukturze rozpylenia strugi paliwa decyduje ciśnienie wtrysku. We współcześnie stosowanych układach wtryskowych ciśnienie wtrysku często przekracza wartość 200 MPa (np. w pompowtryskiwaczach). Opracowując omawianą koncepcję zakładano, że zasilanie roztworem, którego przygotowanie stawia zwiększone wymagania konstrukcyjne będzie uzasadnione, gdy równorzędną w porównaniu z układem konwencjonalnym strukturę rozpylenia uzyska się przy zdecydowanie niższym ciśnieniu wtrysku. Uwzględniając to założenie zdecydowano się na realizację wtrysku przy skrajnie niskim ciśnieniu w zasobniku wysokiego ciśnienia, wynoszącym 35 MPa (około 6-ciokrotnie niższym od stosowanych współcześnie). Ustaloną wartość ciśnienia utrzymywano w obu seriach pomiarów.

Konstrukcję pompy wysokiego ciśnienia opracowano nie dysponując wynikami pomiaru współczynnika rozpuszczalności powietrza w oleju napędowym. Po wykonaniu odpowiednich badań okazało się, że we wtryskiwanej masie oleju napędowego można rozpuścić więcej powietrza, niż to wynikało z objętości skokowej wykonanych sekcji tłoczących. Dlatego też w przypadku zasilania silnika roztworem zdecydowano się rozszerzyć badania w takim zakresie, aby możliwe było ustalenie wpływu masy rozpuszczonego powietrza na mechanizm rozpylenia. Masę powietrza zmieniano poprzez zmianę ciśnienia zasilania pompy wysokiego ciśnienia. Pomiary wykonano przy ciśnieniu otoczenia ($p_{pow} = 0$ bar) i nadciśnieniu p_{pow} równym: $1, 2$ i 5 bar. Pomiar rzeczywistej masy powietrza zasysanego do sekcji tłoczącej okazał się bardzo trudny. Dla oszacowania przybliżonych wartości dokonano pomiaru współczynnika napełnienia sekcji pompy powietrzem, jednak w warunkach

- the course of indicating pressure p_c ,
- the pressure increase rate $dp_c/d\alpha$ and its highest value $(dp_c/d\alpha)_{max}$,
- the maximum combustion pressure p_{max} ,
- the self-ignition delay angle α_{ops} ,
- the combustion time span defined by combustion angle α_s ,
- the speed of heat release $dx_i/d\alpha$ and its maximum value $(dp/d\alpha)_{max}$,
- the emission of fuel components, i.e., CO, HC, N and NO_x, at measuring points.

While preparing the test program, it was assumed that these parameters were to be measured at low, average, and high values of the rotation speed as well as the torque (relatively), and that the results would allow assessing the engine work in general. On the basis of these assumptions about AVL 5804 engine (an uncharged model), three values of the crankshaft rotation speed were chosen: $n = 1200$ and 2000 rpm, with respective torques: $M_o = 5, 10, 15,$ and 20 N·m; additionally, the crankshaft rotation speed $n = 3000$ rpm and torque $M_o = 5, 10,$ and 15 N·m. The maximum values of the parameters exceed noticeably the values present in external characteristics; thus, the data obtained in the course of experiments should also provide cases of engine overloading. The parameters were measured in the defined conditions in two series, first, with an engine supplied with diesel oil, second, with an engine supplied with the solution.

The injection pressure determines the structure of fuel spray in relation to the injector's construction. In the currently exploited injection systems, the injection pressure often exceeds 200 MPa (for example, in pump injectors). Within the framework of this concept, it has been assumed that although supplying an engine with the solution requires structural modifications, the application of this concept is justified if an equivalent structure of fuel spray can be obtained at lower injection pressure. Taking this assumption into account, it has been agreed to perform injection at extremely low pressure in the high pressure accumulator, at 35 MPa (it is six times lower than pressure presently applied). The agreed value of pressure was sustained during both series of measurements.

The high pressure pump structure was designed without knowing the coefficient of air solubility in diesel oil. After some trials, it appeared possible to dissolve more air in the injecting fuel than it was assumed on the basis of the piston displacement in the pumping sections. Therefore, in the case of the engine supplied with the solution, the research was expanded so that the influence of dissolved air on the spray mechanism could be evaluated. The air mass changed as a result of shifting the value of pressure charging the high-pressure pump. The measurements were performed at ambient pressure ($p_{pow} = 0$ bar) and at overpressure $p_{pow} = 1, 2,$ and 5 bar. The real mass of air sucked in into the pumping section was difficult to measure. To estimate an approximate value, the coefficient of air filling level in the pump section was measured, however, in conditions different from those during the engine tests. At the assumed values of charging

kach odbiegających od rzeczywistości panujących w trakcie badań silnika. Przy przyjętych ciśnieniach zasilania udział powietrza rozpuszczonego w oleju wynosił w przybliżeniu odpowiednio: 0,4; 0,8; 1,1 i 2,3 $g_{\text{pow}}/(100 g_{\text{pal}})$. Ustalając punkt pracy silnika kierowano się czasem otwarcia wtryskiwacza. Odpowiednio dla przyjętych, przybliżonych wartości momentu obrotowego wynosiły one: 0,55; 0,65; 0,75; 0,85 i 1,65 ms, i były utrzymywane jako stałe dla wybranych punktów pracy silnika, niezależnie od wariantu ustalanych wartości parametrów wtrysku.

4. Wyniki badań

Istotny wpływ efektu uwalniania na mechanizm rozpylenia stwierdzono obserwując strugi paliwa w czasie wtrysku do otwartej przestrzeni [2], co ilustruje rysunek 2. Na rysunku pokazano obrazy strugi ujęte w trzech różnych fazach (kąt °OWK od początku obserwacji zaznaczony nad obrazami) dla trzech przypadków zasilania: konwencjonalnego – K i dwóch przypadków zasilania roztworem dla ciśnienia $p_{\text{pow}} = 2$ bar – P2 i $p_{\text{pow}} = 5$ bar – P5 (jasny prostokąt jest obrazem płytki umieszczonej w tle strugi dla uchwycenia skali). Kształt strugi dla trzeciego przypadku różni się zdecydowanie od dwóch poprzednich. Od samego początku wtrysku jest ona wyraźnie szersza i ma zdecydowanie mniejszy zasięg.

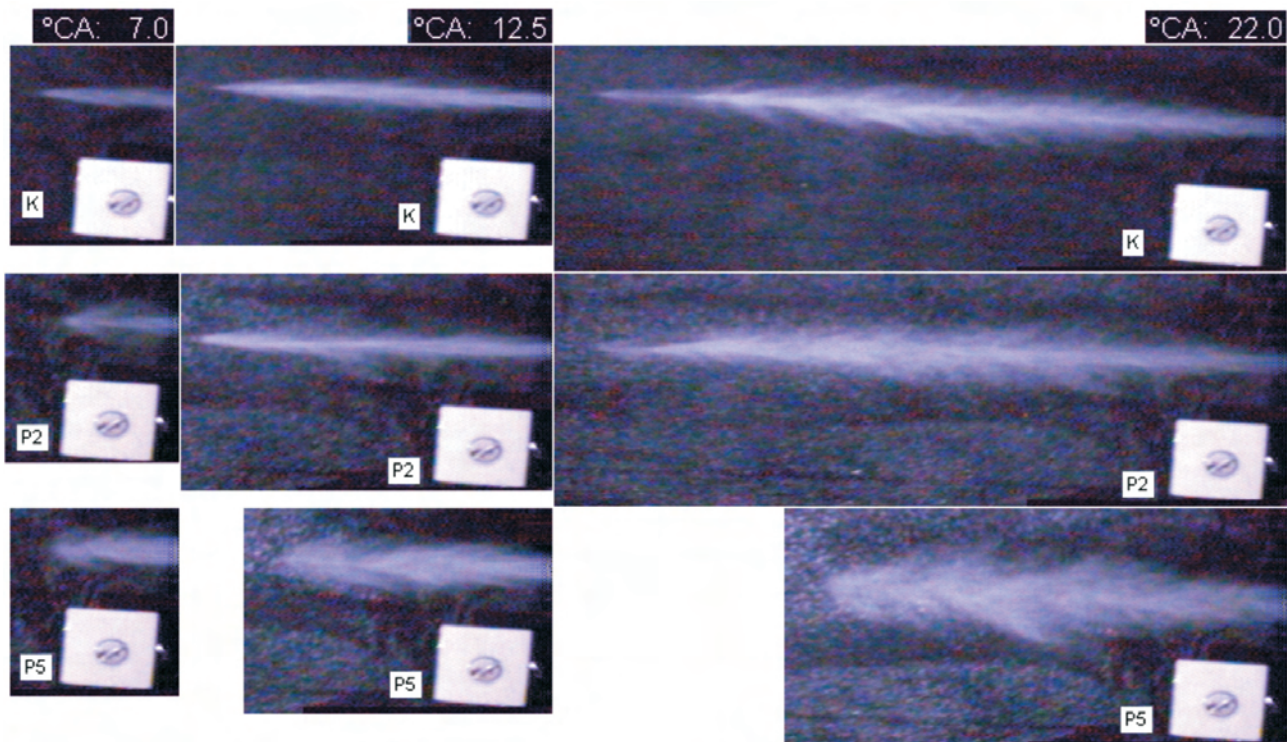
Wyniki badań silnika zaprezentowano w formie wykresów oznaczonych indeksami i symbolami identyfikującymi analizowany przypadek badań. Wszystkie wyniki pomiarów z pierwszej serii badań (przypadek zasilania silnika olejem

pressure, the contribution of air dissolved in diesel oil approximated 0.4, 0.8, 1.1, and 2.3 $g_{\text{pow}}/(100 g_{\text{pal}})$, respectively. The engine working point was determined with regard to the injector time opening. The approximate values of torque were assumed as : 0.55, 0.65, 0.75, 0.85, and 1.65 ms accordingly; moreover, they were constant at different engine working points, irrespectively of the assumed injection parameters.

4. Test results

A significant influence of the release effect on the spray mechanism was observed during the analysis of fuel spray into open space [2], which is shown in fig. 2. It illustrates the fuel spray in three different phases (°CA angle at the onset of the observation as indicated above the figures) for three types of the engine supply accordingly: the conventional one – K and two types with the solution at pressure values $p_{\text{pow}} = 2$ bar – P2 and $p_{\text{pow}} = 5$ bar – P5 (the bright rectangle illustrates a tile located in the background of fuel spray to indicate the scale). The shape of fuel spray in the third case differs substantially from the previous two. Since the onset of injection, it is distinctly wider and it has a definitely narrower range.

The engine test results were presented in the form of diagrams marked with indices and symbols identifying the case examined. The results of the first series of tests (the case of an engine supplied with diesel oil without air) are marked with index k. The values of n and M, corresponding to engine working point, have been included either in the title of a diagram or in the caption of a figure. On the other hand,



napędowym bez powietrza) oznaczono na wykresach in-

the numbers in the key to the figure indicate the overpressure

deksem k. Wartości n i M identyfikujące punkt pracy silnika umieszczono w tytule wykresu lub w podpisie rysunku. Natomiast cyfry w legendzie rysunku identyfikują nadciśnienie powietrza zasilającego pompę wysokiego ciśnienia p_{pow} .

Jakościowy charakter zmian przebiegów p_c i $dp_c/d\alpha$ w funkcji kąta obrotu wału korbowego, wynikających z wprowadzenia powietrza do oleju napędowego i zasilanie silnika roztworem, pokazano na przykładzie pomiarów dokonanych dla obciążenia stałym momentem obrotowym $M = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$ i dla trzech ustalonych prędkościach obrotowych silnika. Zmiany te ilustruje rysunek 3, na którym naniesiono również przebieg ciśnienia wtrysku p_w (w zasobniku paliwa) oraz przebieg sygnału t , sterującego otwarciem wtryskiwacza. Charakter zmian tych wielkości w warunkach charakterystyki obciążeniowej przy $n = 2000 \text{ obr/min}$ pokazano na rysunku 4.

W porównaniu do zasilania konwencjonalnego obecność powietrza w paliwie wywołuje zawsze nieznaczne zwiększenie wartości p_{max} i istotne zmiany w przebiegu $dp_c/d\alpha$. Na początku spalania chwilowe wartości $dp_c/d\alpha$ ulegają zwiększaniu i jednocześnie wartość maksymalna zmniejsza się. Co więcej, na przebiegach $dp_c/d\alpha$ zaczyna pojawiać się dodatkowe maksimum (pierwsze), którego wartość powiększa się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Tym samym przebieg $dp_c/d\alpha$ ulega spłaszczeniu, co jest widoczne na rysunku 3, przy $n = 3000 \text{ obr/min}$. Jednak tendencja ta jest wyraźnie zauważalna dopiero przy nadciśnieniu zasilania powietrzem $p_{pow} = 5 \text{ bar}$. Wynik ten sugeruje, że przy mniejszym ciśnieniu masa rozpuszczonego powietrza jest zbyt mała, aby w pełni ujawnił się efekt uwalniania. Na rysunkach widoczna jest także tendencja skracania okresu opóźnienia samozapłonu, nasilająca się wraz ze wzrostem masy rozpuszczonego powietrza.

Ilościowe ujęcie zmian analizowanych parametrów zamieszczono na kolejnych rysunkach. Na rysunku 5 przedstawiono zmiany wartości ciśnienia p_{max} i kąta α_{pmax} przy którym występuje wartość p_{max} . Efekt uwalniania wywołuje zawsze przyrost wartości p_{max} w porównaniu do przypadku zasilania konwencjonalnego i przyrost ten zwiększa się w całym obszarze pracy silnika wraz ze zwiększaniem masy powietrza rozpuszczonego w paliwie; jest on jednak nieznaczny i nie przekracza 4%. Tendencji takiej nie wykazuje kątowe położenie α_{pmax} wartości p_{max} .

Wpływ nadciśnienia p_{pow} na kąt opóźnienia samozapłonu α_{ops} i kąt spalania α_s pokazano na rysunku 6. Kąty te ustalano w oparciu o przebieg wywiązywania ciepła, przy czym za koniec spalania uznano kąt, przy którym względna ilość wypalonego paliwa X przekroczyła wartość 0,999. W warunkach charakterystyk prędkościowych efekt uwalniania wywołuje zmniejszanie kąta opóźnienia samozapłonu α_{ops} , nieznacznie powiększające się wraz ze wzrostem ilości rozpuszczonego powietrza i zwiększaniem prędkości obrotowej silnika. Zaobserwowana maksymalna wartość zmniejszenia wynosiła około 20%. Nie jest ono tak jednoznaczne przy najniższych prędkościach obrotowych silnika. Wartość α_{ops} praktycznie nie ulega zmianie w warunkach charakterystyk obciążeniowych.

of the air supplying the high-pressure pump p_{pow} .

The qualitative nature of the course of changes in p_c and $dp_c/d\alpha$ in the crank angle, resulting from blending the air with diesel oil as well as supplying an engine with the solution, are shown on the example of measurements performed at constant torque $M = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$ and at three assumed engine speeds of rotation. The changes are depicted in fig. 3, where the course of injection pressure p_w (in high pressure accumulator), together with the course of signal t that controls injector opening, is also presented in the same figure. The nature of these changes in full-load characteristics conditions at $n = 2000 \text{ rpm}$ are presented in fig. 4.

Contrary to the conventional supply system, the air in fuel always increases the value of p_{max} and significantly changes the course of $dp_c/d\alpha$. At the beginning of combustion the momentary values of $dp_c/d\alpha$ increase as the maximum value decreases. Moreover, additional maximum (the first) occurs in the course of $dp_c/d\alpha$, the value thereof increasing along with the engine rotation speed. Thus, the course of $dp_c/d\alpha$ flattens, which is visible in fig. 3 at $n = 3000 \text{ rpm}$; however, this tendency is not noticeable until the air supply overpressure reaches $p_{pow} = 5 \text{ bar}$. This outcome suggests that at a low pressure the mass of dissolved air is too low to show the release effect. Another important observation is a tendency to reduce the self-ignition delay; what is more, the tendency intensifies with the dissolved air mass increase.

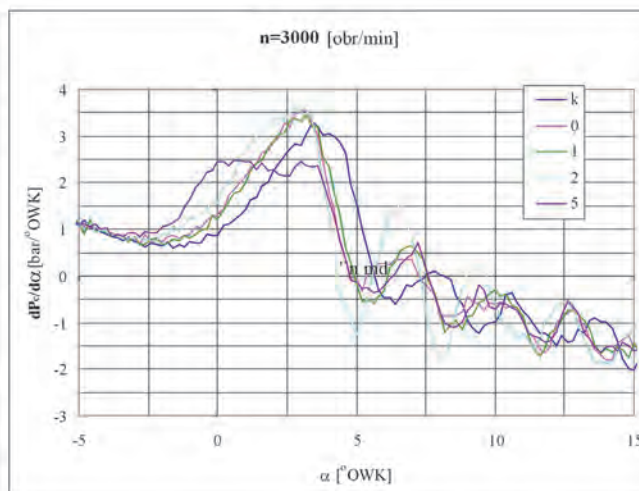
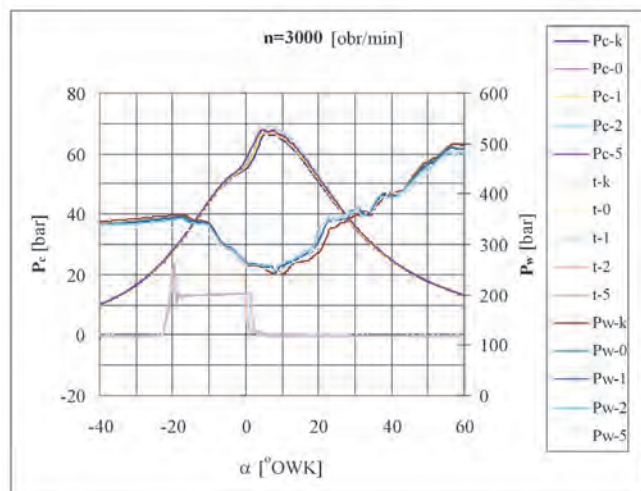
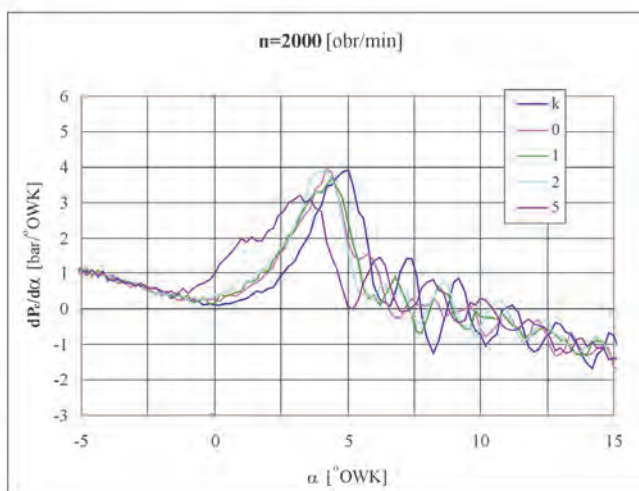
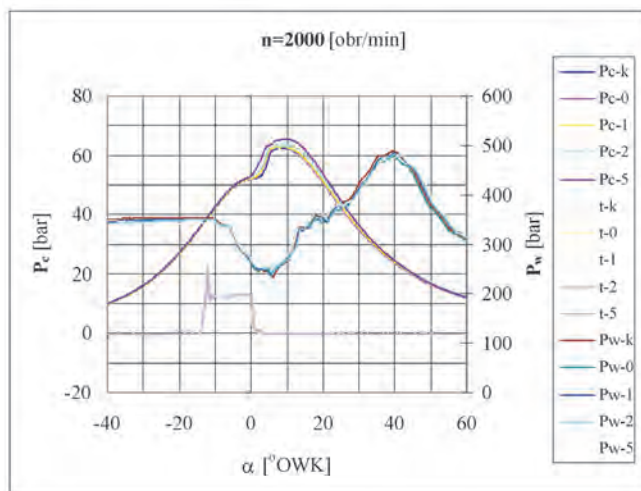
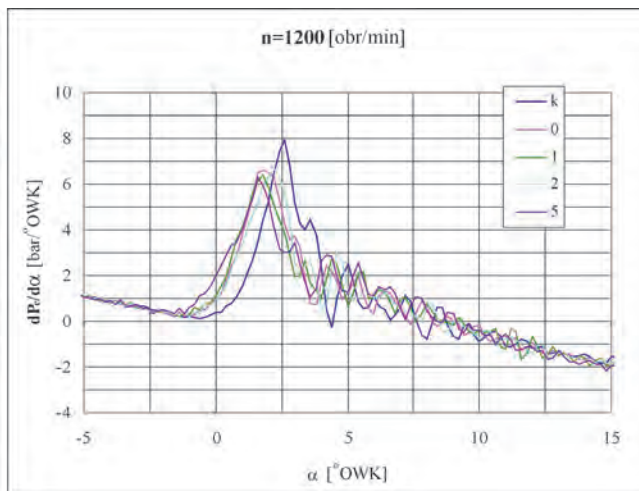
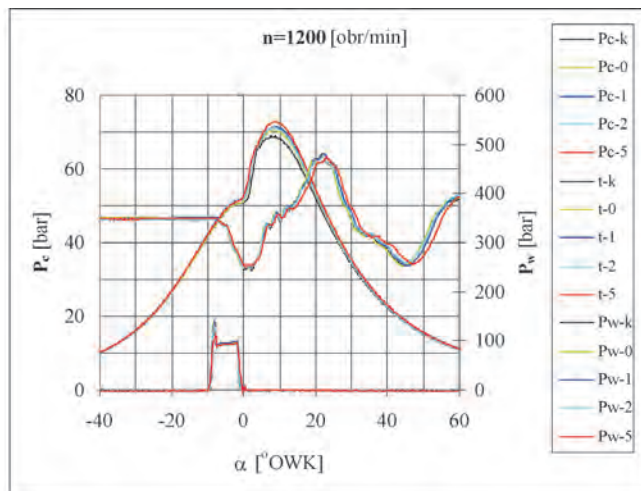
The quantitative account of changes in the parameters analyzed is illustrated by further figures. Fig. 5 depicts the changes in pressure p_{max} and in the angle α_{pmax} at which p_{max} occurs. The release effect always increases the value of p_{max} in contrast to the conventional supplying system. However p_{max} grows throughout the whole engine operation area, as the amount of air increases in diesel oil, although the growth is rather small and does not exceed 4%. The angle position α_{pmax} or the values of p_{max} do not show such tendency.

The influence of pressure p_{pow} on self-ignition delay angle α_{ops} as well as the combustion angle α_s are shown in fig. 6. The angles were established on the basis of the course of heat release; the angle at which the relative amount of burnt fuel X exceeded 0.999 was considered the end of combustion. In the velocity characteristics, the release effect decreases the self-ignition delay angle α_{ops} , as the engine speed of rotation increases the decrease accelerates until it reaches 20%. It is not equally visible at the lowest engine rotation speeds. The value does not change in full-load characteristic conditions.

The release effect does not significantly influence the combustion time. A tendency to reduce the α_s can be noticed only at a lower rotation speed or high engine load. On the other hand, there is a considerable change in the dynamics of the curve X reaching 0.999 (fig. 8 and fig. 9). With the dissolved air mass growth, the curve becomes more asymptotic. It means that more fuel is burnt in the initial phase of combustion. Thus, there is less fuel to be burnt in the final phase, while the time of combustion during this phase remains approximately the same. The energetic consequences decline correspondingly to this tendency. It seems that such

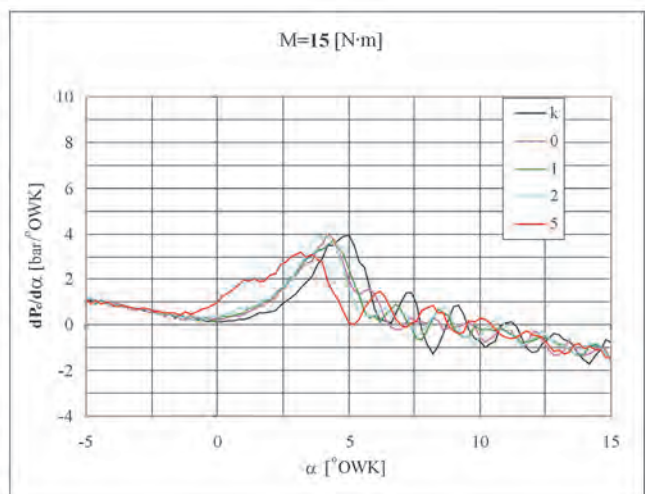
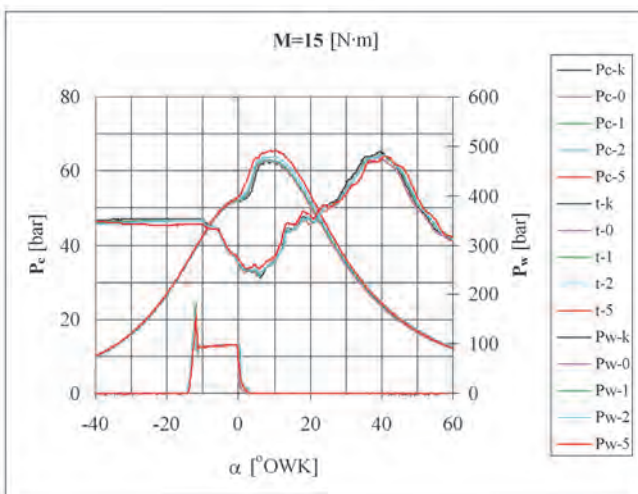
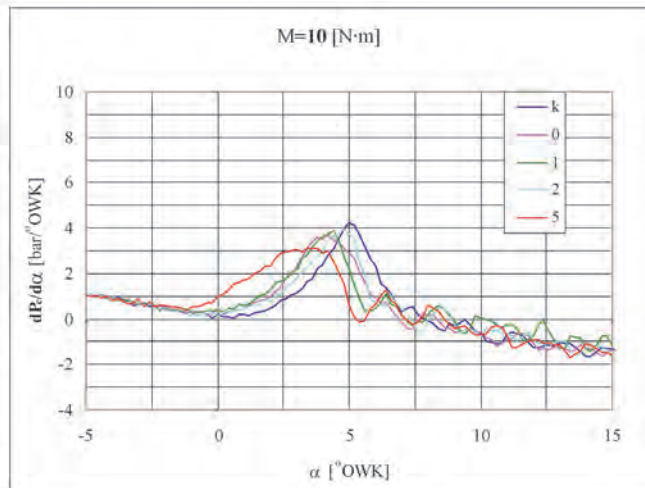
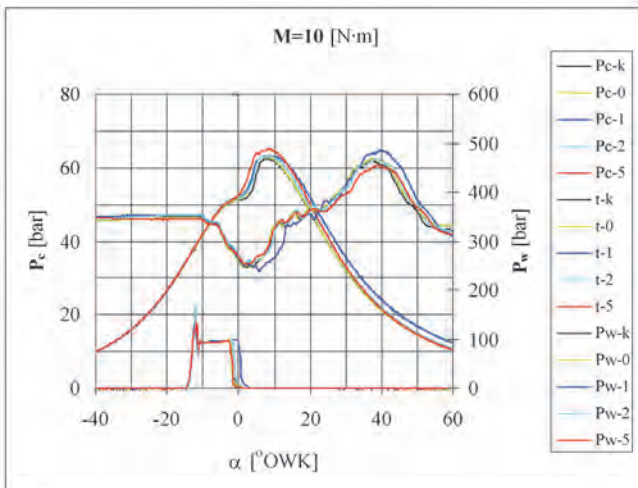
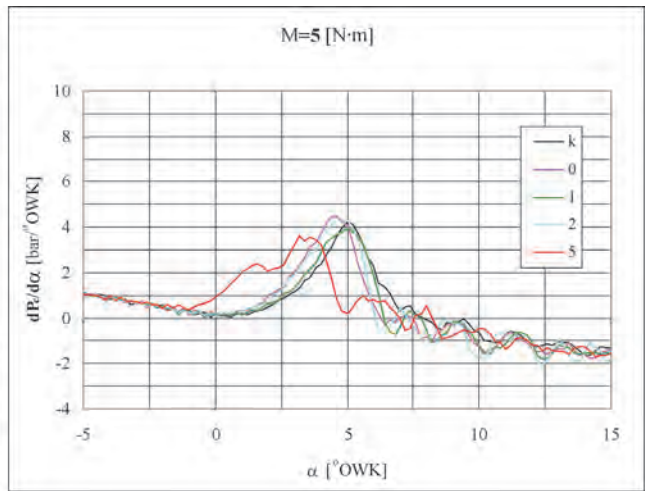
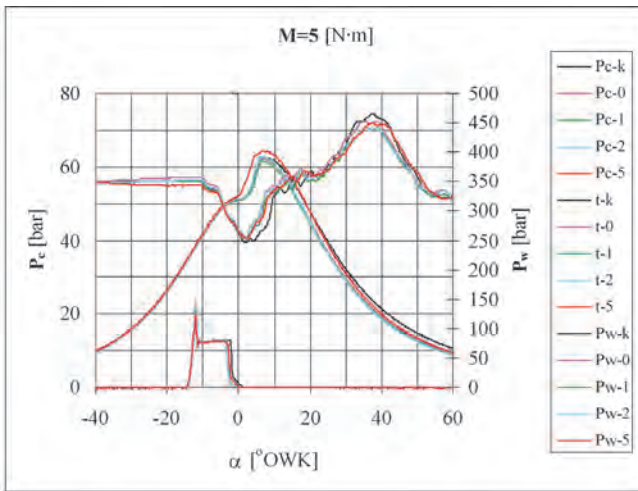
Efekt uwalniania nie wpływa wyraźnie na zmianę okresu spalania. Tendencje do zmniejszania α_s można zauważyć jedynie w warunkach mniejszej prędkości obrotowej i dużego obciążenia silnika. Natomiast wyraźnie zauważalna jest zmiana w dynamice osiągnięcia przez krzywą X wartości

an outcome may be evoked not only by the structure of spray (fuel droplet diameter and the speed of evaporation limit the amount of fuel ready to be burnt), but also by the concentration of substrates (a local shortage of oxygen), which is affected by the internal mass transportation mechanism.



0,999 (rys. 8 i rys. 9). Wraz ze wzrostem masy rozpuszczonego powietrza dochodzenie do tej wartości przyjmuje coraz bardziej charakter asymptotyczny. Oznacza to, że w początkowej fazie procesu spalaniu ulega większa ilość pa-

The release effect can easily be observed at the maximum values of pressure increase rate $(dp/d\alpha)_{max}$ in the cylinder, which was shown in fig. 7. In the case of speed characteristics, this parameter has a declining tendency.

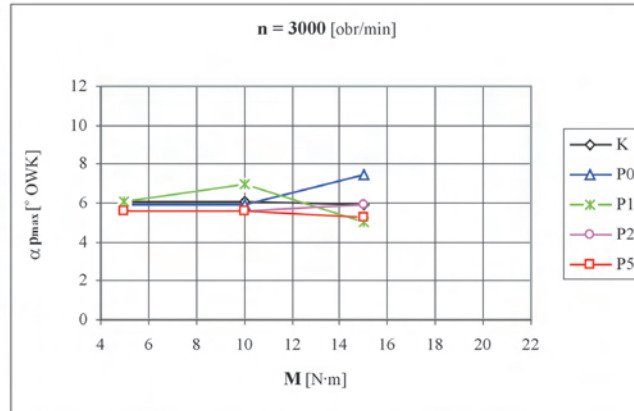
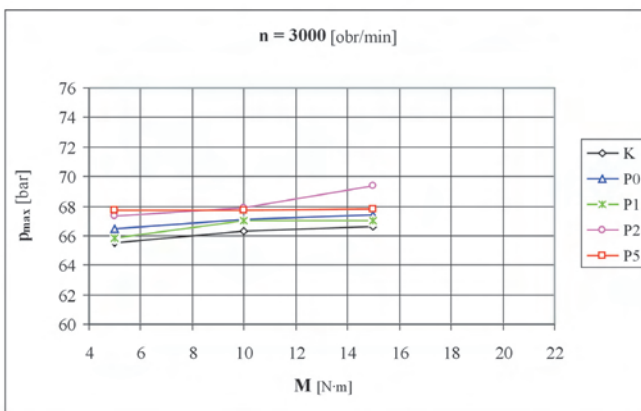
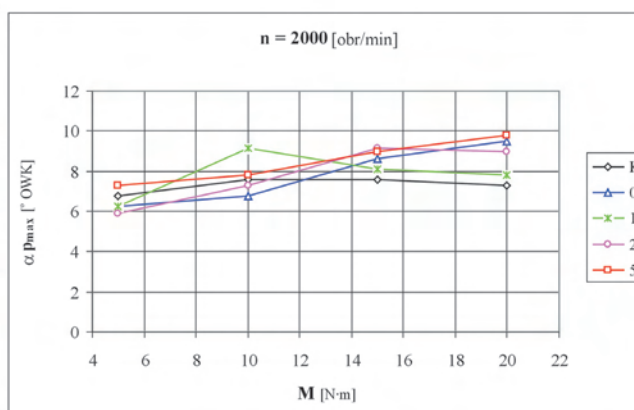
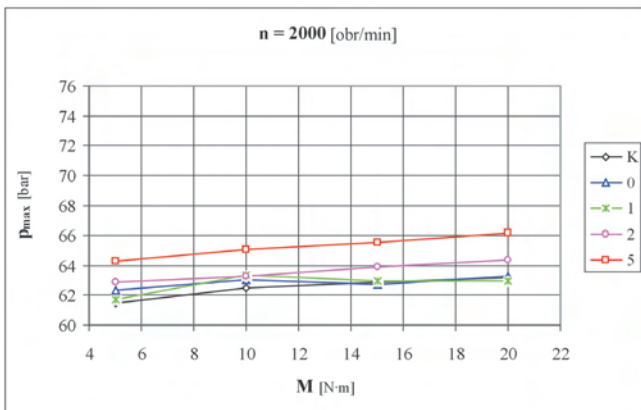
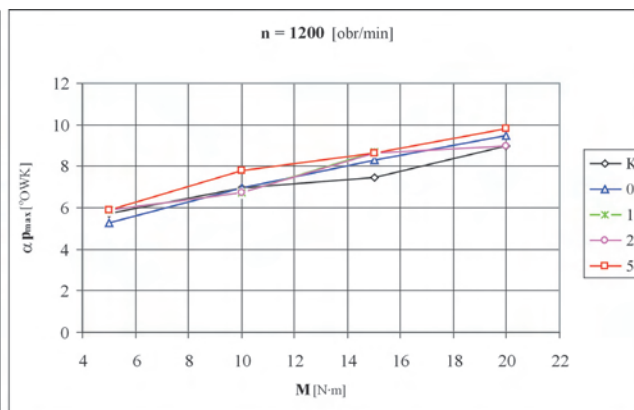
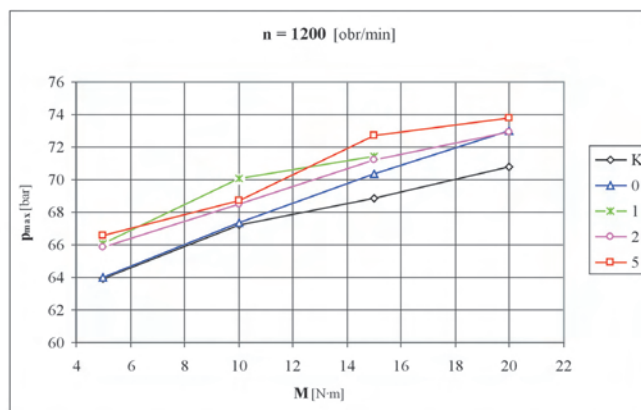


liwa. Tym samym maleje ilość paliwa spalana w końcowej fazie, zaś czas spalania tej ilości pozostaje w przybliżeniu stały. Odpowiednio do tej tendencji słabną również skutki energetyczne. Wydaje się, że stan taki może być wywołany nie tylko przez strukturę rozpylenia (średnica kropeł paliwa i szybkość parowania limitują ilość paliwa gotowego do spalania), lecz również przez stężenie substratów (lokalny brak tlenu), o którym decyduje mechanizm wewnętrznego transportu masy.

Efekt uwalniania uwidacznia się wyraźnie na wartościach maksymalnych szybkości narastania ciśnienia $(dp/d\alpha)_{max}$ w cylindrze, co pokazano na rysunku 7. Parametr ten wykazuje

Contrary to the conventional injection, $(dp/d\alpha)_{max}$ declines 25% during a supply at $p_{pow} = 5$ bar, $n = 3000$ rpm and $M = 15$ N·m. This result, particularly with regard to the course of p_{max} , indicates that maximum pressure in the cylinder is not determined by the maximum value of $dp_c/d\alpha$ but by its course. In spite of lowering the maximum value of $dp_c/d\alpha$, the change in function $dp_c/d\alpha$, presented in fig. 3 and 4, proceeds so that the average combustion time increases in comparison to the conventional supply, especially in the initial phase of combustion.

However, the value and nature of $(dp/d\alpha)_{max}$ changes at $n = 1200$ rpm and $M = 10$ N·m seem surprising. In this point,

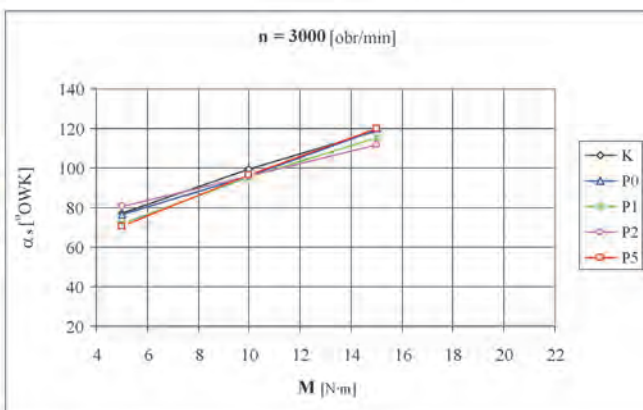
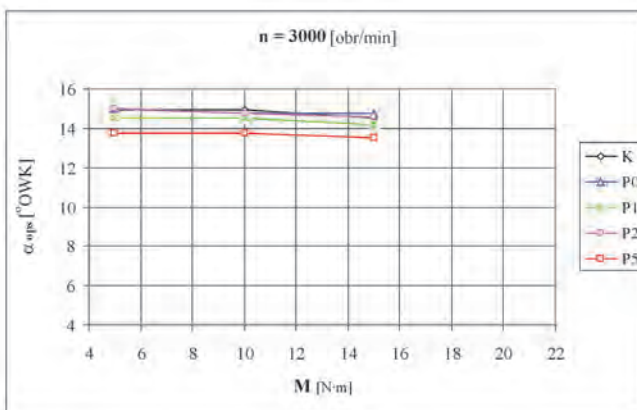
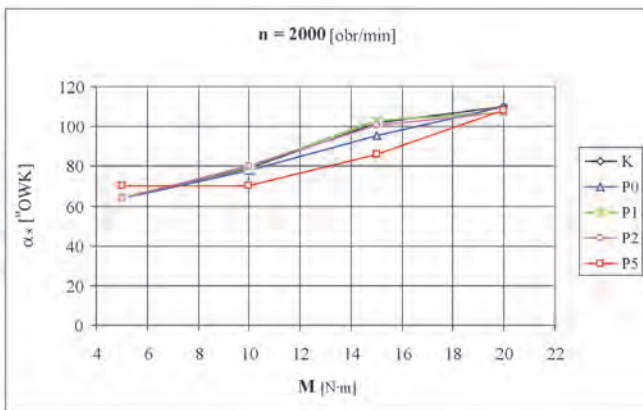
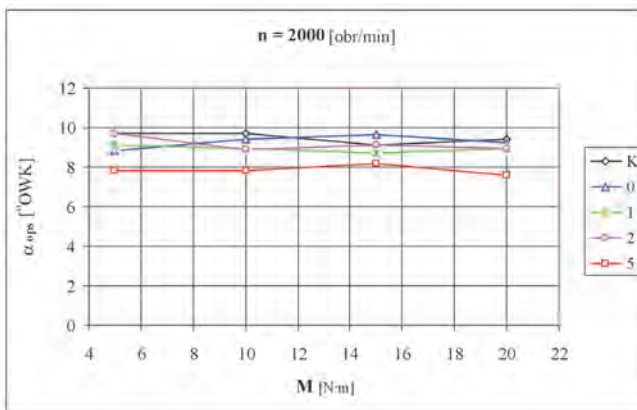
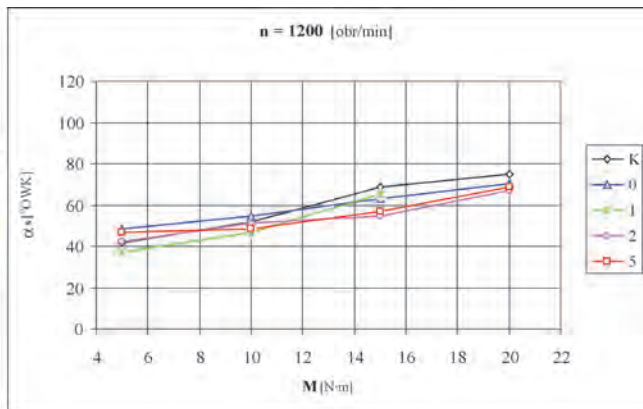
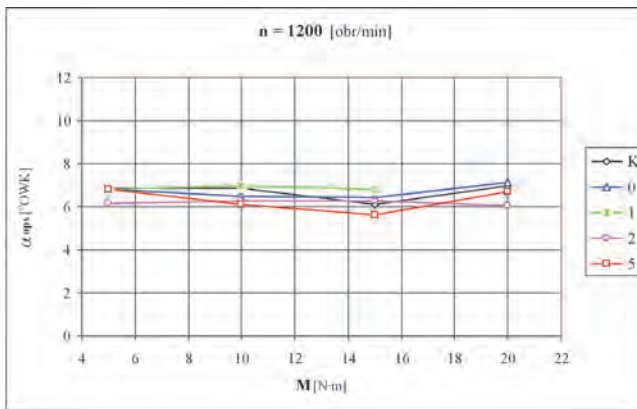


tendencję spadkową szczególnie w przypadku charakterystyk prędkościowych.

Podczas zasilania przy $p_{pow} = 5$ bar w warunkach: $n = 3000$ obr/min i $M = 15$ N·m w porównaniu do wtrysku konwencjonalnego zmniejszenie $(dp/d\alpha)_{max}$ wynosi około 25%. Wynik ten, szczególnie w skojarzeniu z przebiegiem p_{max} , wskazuje na to, że wartość maksymalną ciśnienia w cylindrze kształtuje przede wszystkim przebieg $dp_c/d\alpha$, a nie jej wartość maksymalna. Zmiany kształtu funkcji $dp_c/d\alpha$, pokazane na rysunkach 3 i 4, następują w takim kierunku, że mimo obniżenia maksymalnej wartości $(dp/d\alpha)_{max}$ średnia szybkość spalania zwiększa się w porównaniu do zasilania konwencjonalnego, szczególnie w początkowym

the value of $(dp/d\alpha)_{max}$ is not only higher for courses '1' and '2' than for course '5', which should be expected, but also higher than for the conventional supply 'k'. The value of $(dp/d\alpha)_{max}$ occurs during the combustion kinetic phase. It is likely that intensified combustion is caused by a slight extension of self-ignition delay and extended fuel accumulation in this phase, together with the adjustment of the spray structure (the shape and range of the spray) to the direction the charge moves in the combustion chamber. The growth of maximum value indicates that this adjustment was most favorable from the point of chemical reaction kinetics.

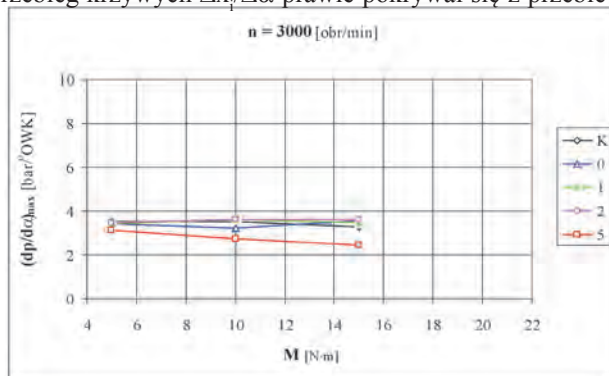
The information, essential from the perspective of evaluation, comes from the course of heat release analysis. The



okresie spalania.

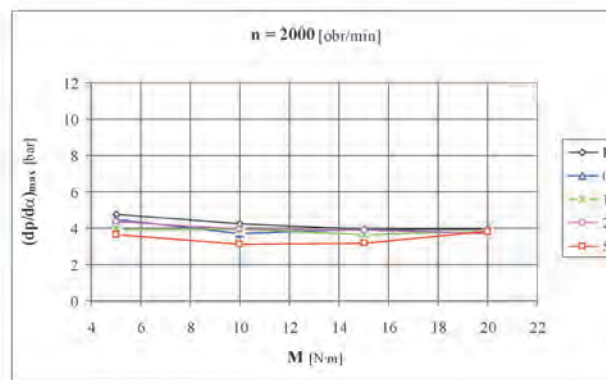
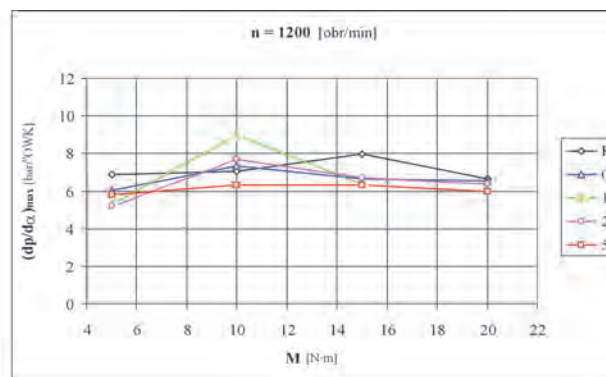
Zaskakująca jest natomiast wartość $(dp/d\alpha)_{\max}$ i charakter jej zmian dla warunków: $n = 1200$ obr/min i $M = 10$ N·m. W punkcie tym wartości $(dp/d\alpha)_{\max}$ dla przebiegu „1” i „2” są większe nie tylko od przebiegu „5”, czego należało oczekiwać, lecz także większe niż dla przypadku zasilania konwencjonalnego „k”. Wartość $(dp/d\alpha)_{\max}$ przypada zawsze na okres spalania kinetycznego. Najprawdopodobniej o zwiększeniu szybkości spalania w tych warunkach zdecydowało jednocześnie nałożenie się nieznacznego wydłużenia okresu opóźnienia samozapłonu i wynikającego z niego zwiększenia kumulacji paliwa w tym okresie z dopasowaniem struktury rozpylenia (kształtu i zasięgu strugi) do ruchu ładunku w komorze spalania. Zwiększenie wartości maksymalnej świadczy o tym, że z punktu widzenia kinetyki reakcji chemicznych dopasowanie to było najkorzystniejsze.

Istotne informacje dla oceny opisywanego mechanizmu wynikają z analizy przebiegu wywiązywania ciepła. Na rysunkach 8 i 9 pokazano przebieg szybkości wywiązywania ciepła $\Delta x_i/\Delta\alpha$, ciepła X_i przejętego przez czynnik i średniej temperatury T_g czynnika w cylindrze. Obliczenia wykonano w oparciu o algorytm zamieszczony w [3], przy czym założono, że ciepło właściwe powietrza i spalin jest liniową funkcją temperatury w całym zakresie temperatur występujących podczas spalania. Niezbędną do obliczenia ciepła właściwego temperaturę czynnika wyznaczano zakładając, że przebieg wypalania paliwa jest zgodny z funkcją Wiebego, a wykładnik tej funkcji jest stały i równy 1,59. Występujący tutaj kąt końca spalania ustalano w oparciu o przebieg wykładnika politropy. Dla przejrzystości obrazu liczbę prezentowanych na rysunkach krzywych ograniczono tylko do trzech, a w przypadku $\Delta x_i/\Delta\alpha$ – tylko do dwóch, skrajnych przypadków badań: wtrysku roztworu dla $p_{\text{pow}} = 5$ bar i wtrysku konwencjonalnego. Dla mniejszego ciśnienia przebieg krzywych $\Delta x_i/\Delta\alpha$ prawie pokrywał się z przebie-



course $\Delta x_i/\Delta\alpha$ of the speed of heat X_i release was shown in fig. 8 and 9; the heat was captured by a factor at its average temperature T_g in the cylinder. The calculation was based on the algorithm presented in [3], however, it was assumed that both the specific heat of both air and fuel are the linear functions of the temperature within the whole range of temperatures occurring during combustion. The temperature of the factor, necessary for the specific heat calculation, was obtained with the assumption that the course of fuel burning corresponds to Wiebe's function and that the exponent of this function is constant and equals 1.59. The angle at the end of burning was determined on the basis of the course of the polytropic exponent. In order to make the figures readable, the number of curves included in the diagram was limited to three only and in case of $\Delta x_i/\Delta\alpha$ – the number was limited to two extreme test situations: the solution injection at $p_{\text{pow}} = 5$ bar and the conventional injection. At a lower pressure, the courses of curves $\Delta x_i/\Delta\alpha$ as well as conventional injection were almost identical.

The nature of the changes in the course of $\Delta x_i/\Delta\alpha$ is similar, which was shown in fig. 8 and 9. In comparison to the conventional supply, the maximum value $\Delta x_i/\Delta\alpha$ of the



giem dla wtrysku konwencjonalnego.

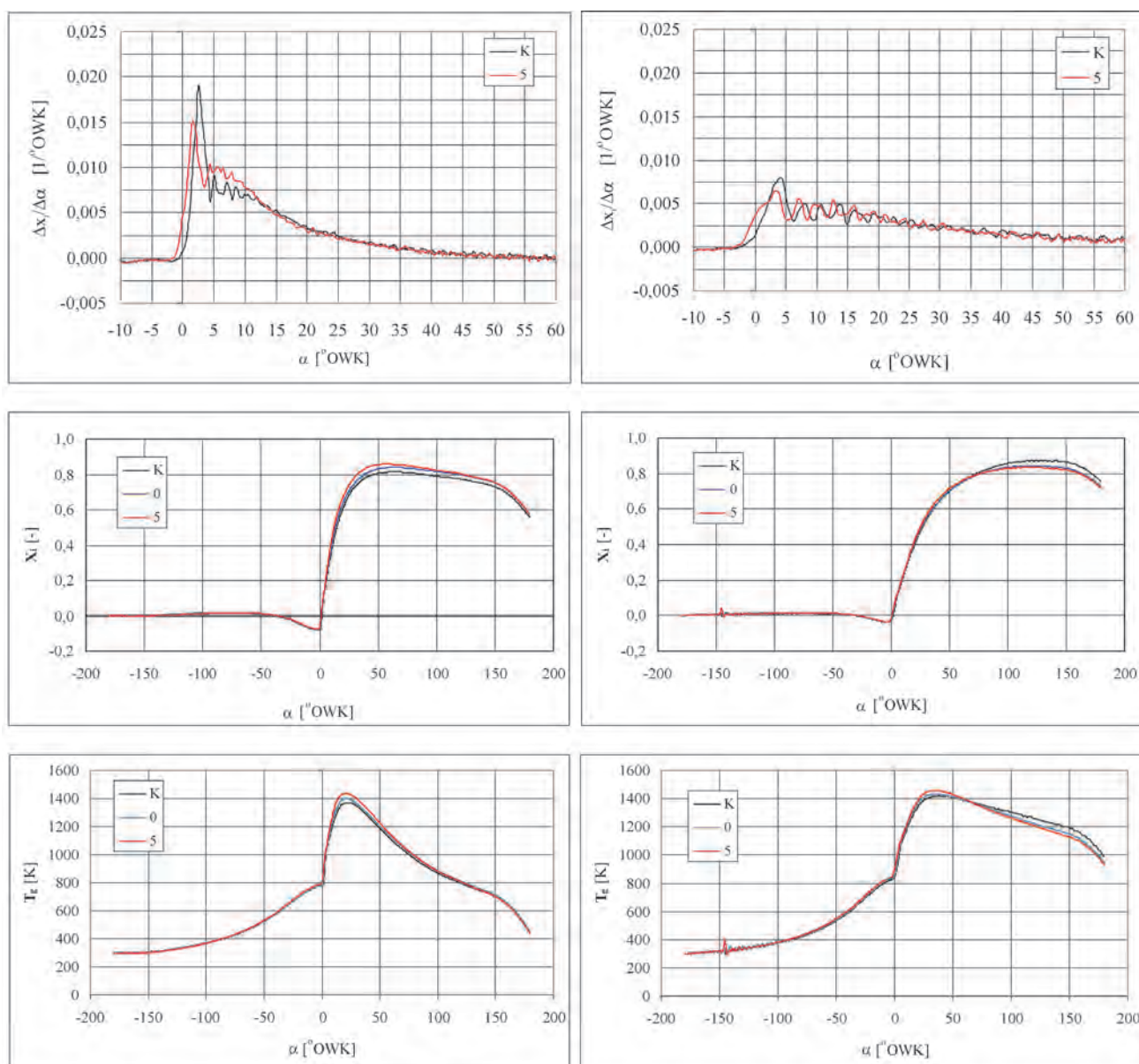
Charakter zmian przebiegu $\Delta x_i/\Delta\alpha$ jest bardzo podobny, w analizowanych przypadkach (rys. 8 i 9). W porównaniu do zasilania konwencjonalnego wyraźnie zmniejsza się maksymalna wartość $\Delta x_i/\Delta\alpha$ kinetycznej fazy spalania, przebieg funkcji przesunięty jest w lewo i wyraźnie zaznacza się okres spalania dyfuzyjnego. Natomiast w końcowej części fazy

combustion kinetic phase declines significantly; moreover, the course of function is moved to the left and the period of diffusive combustion is clearly visible. The differences, however, in the final part of the diffusive combustion are unrecognizable. The maximum value of reduction occurs at the lowest engine rotation speed, where it reaches around 30%, while in a full-load characteristic it is around 20%.

spalania dyfuzyjnego różnice są niezauważalne. Zmniejszenie wartości maksymalnej jest największe przy najniższej prędkości obrotowej silnika i osiąga wartość około 30%, a w warunkach charakterystyki obciążeniowej – około 20%.

Zgodnie z I zasadą termodynamiki przebieg $\Delta x_i/\Delta\alpha$ wpływa bezpośrednio na krzywe X_i oraz T_g , tzn. wzrostowi wartości $\Delta x_i/\Delta\alpha$ towarzyszy wzrost wartości obu tych wielkości. Zwiększenie szybkości narastania $\Delta x_i/\Delta\alpha$ w początkowej fazie spalania i zmniejszenie jej wartości maksymalnej świadczy o lepszym przygotowaniu paliwa do spalania i zmniejszeniu kumulacji paliwa w okresie opóźnienia samozapłonu. To wskazuje na lepsze sprzężenie przebiegu procesu spalania z przebiegiem podawania paliwa, przynajmniej w początkowej fazie tego procesu. Przy małej prędkości obrotowej silnika i małym obciążeniu prze-

According to the first law of thermodynamics, the course of $\Delta x_i/\Delta\alpha$ directly influences curves X_i and T_g , i.e., as $\Delta x_i/\Delta\alpha$ increases, both X_i and T_g increase, too. The intensified rate of $\Delta x_i/\Delta\alpha$ increase in the first phase of combustion and the decline of its maximum value confirm that fuel is better prepared for burning and that accumulation of fuel during self-ignition delay is reduced. This indicates better integration between the combustion processes and the supply process, at least at the onset of combustion. At a low load and speed of rotation, the course of X_i for the solution is located above the course of the conventional supply. As the speed of rotation or load grows, the curves begin to cross each other in the final phase of combustion. It means that the energetic processes connected with fuel after-burning are more powerful in the case of the conventional supply rather than in the case of



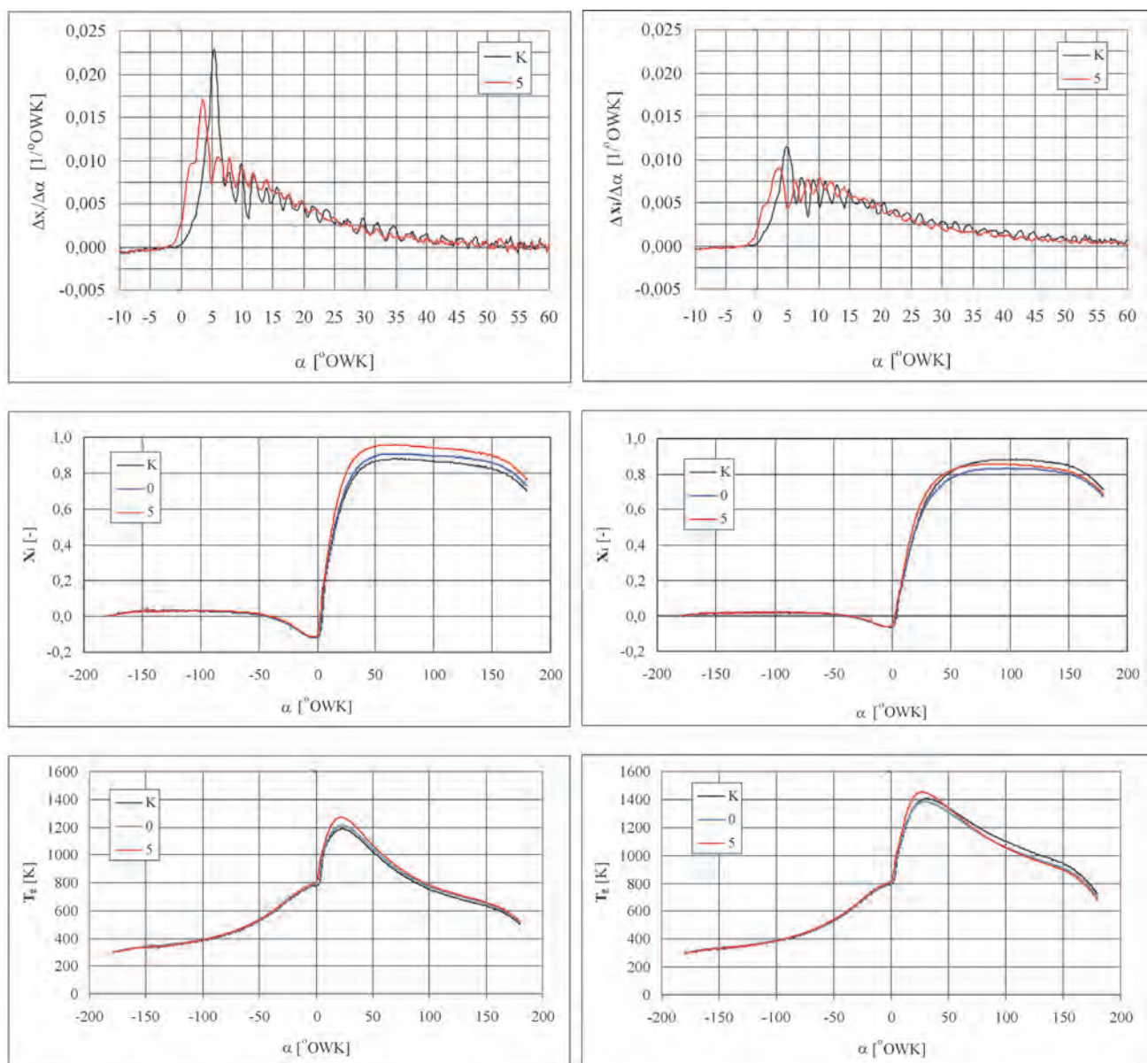
bieg X_i dla roztworu leży powyżej przebiegu dla zasilania konwencjonalnego. Przy zwiększaniu prędkości obrotowej silnika lub zwiększaniu obciążenia krzywe te zaczynają się przecinać w końcowej fazie spalania. To oznacza, że w przypadku zasilania konwencjonalnego procesy energetyczne związane z dopalaniem paliwa są silniejsze niż przy zasilaniu roztworem.

Zmiana mechanizmu rozpylenia wywołana efektem uwalniania uwidacznia się zdecydowanie wyraźniej na przykładzie zmian składu spalin, co pokazano na rysunkach 10 do 13 (cyfry w legendach oznaczają tutaj wartości momentu obrotowego). Przedstawiono na nich wyniki pomiarów emisji CO, NO_x, HC i zaczerwienia spalin N silnika w funkcji ciśnienia zasilania pompy powietrzem dla przypadku zasilania roztworem (jasne punkty połączone liniami) i

the solution supply.

The change in the spray mechanism, caused by the release effect, becomes more visible when the fuel components are changed, which is shown in fig. 10-13 (the numbers in the key serve as the markers of the torque). These figures illustrate the results of engine emission measurements: N, CO, NO_x, and HC, presented in the function of pressure that charges the pump with air in the case of the solution supply (bright points connected together) and in the case of the conventional supply (single points, enlarged and shaded).

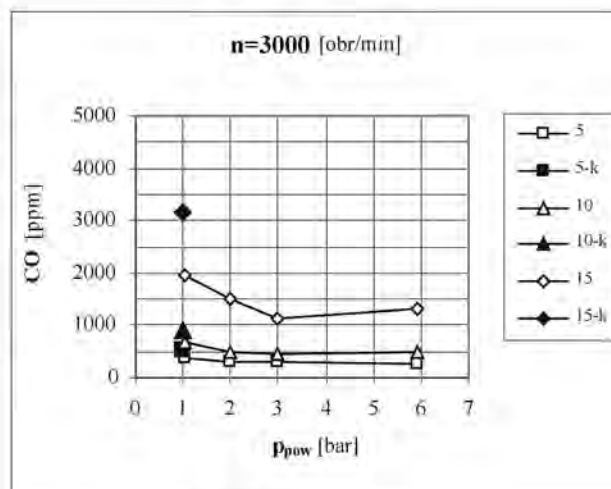
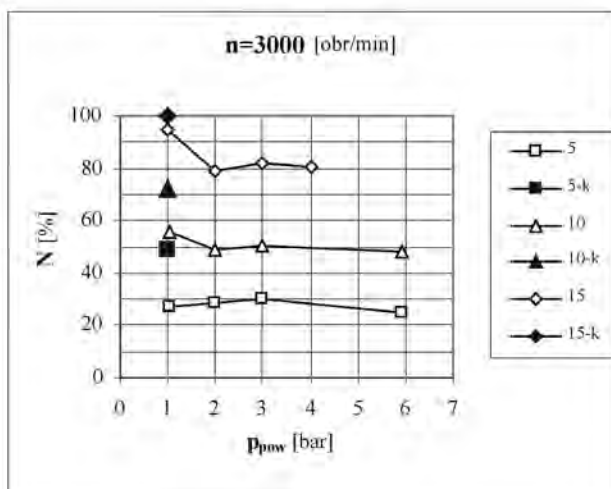
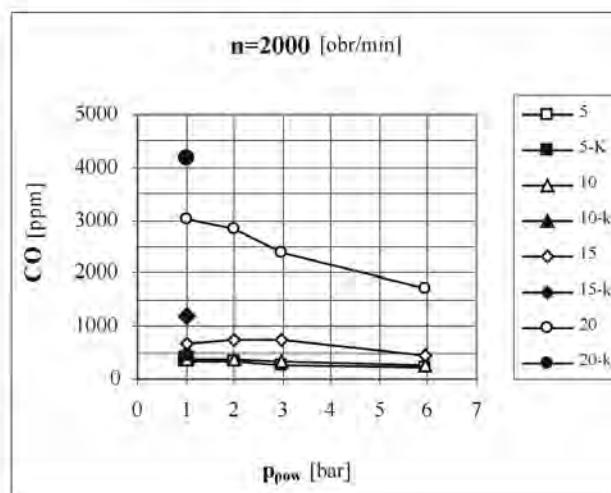
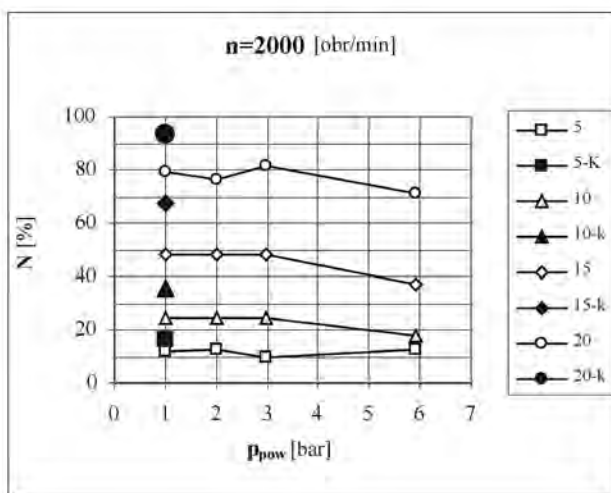
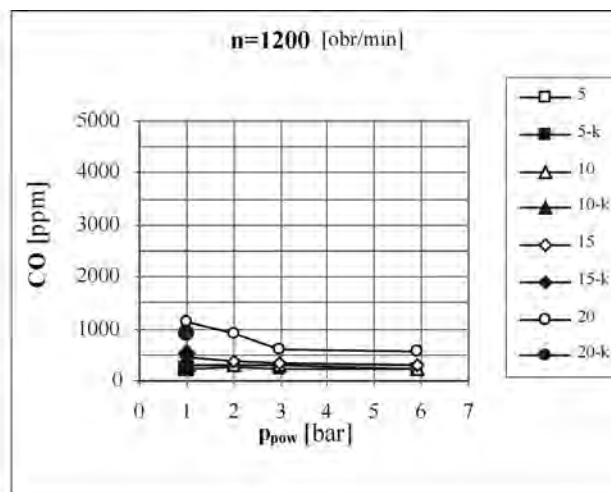
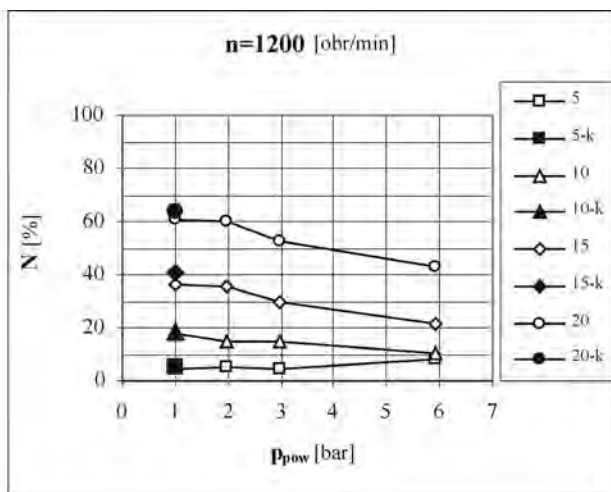
The influence of the release effect on the emission of N is shown in figure 10. The decrease of emission was observed in each case during tests, (all shaded points for $p_{\text{pow}} = 1$ are above the bright points). Additionally, the level of emission decrease was determined by the working conditions of an



przypadku zasilania konwencjonalnego (pojedyncze punkty, powiększone i zaciemnione).

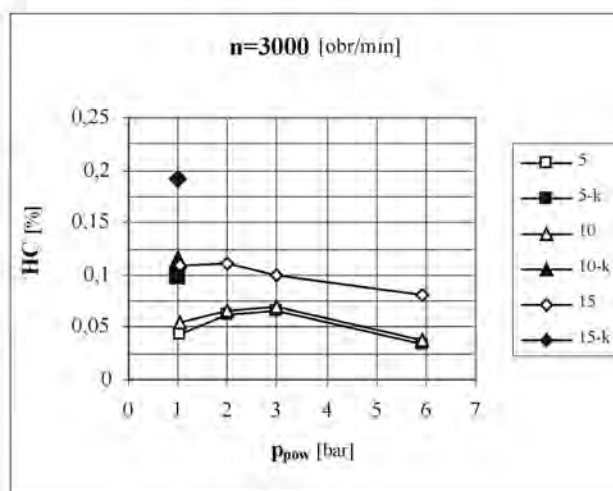
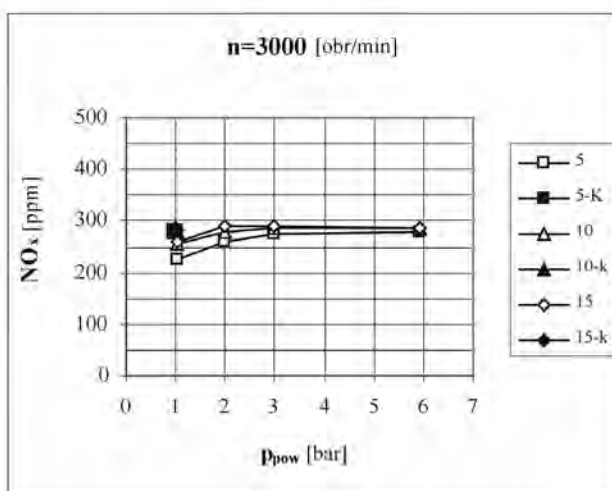
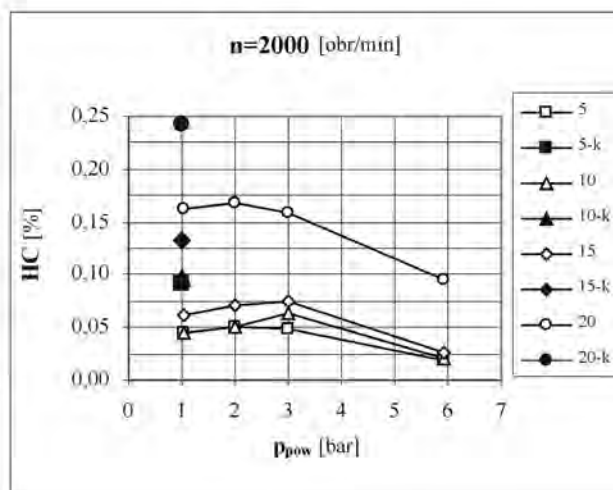
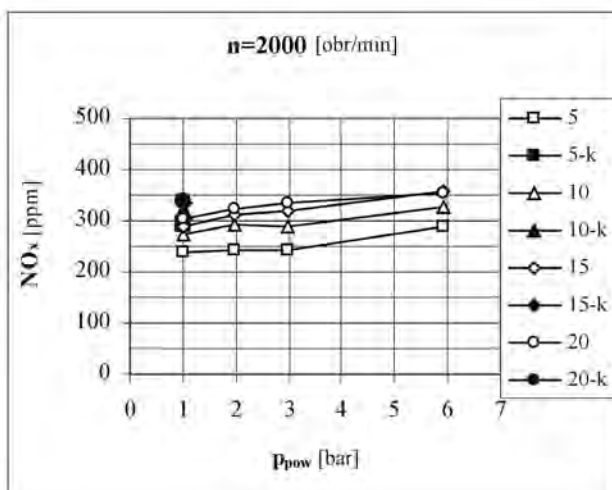
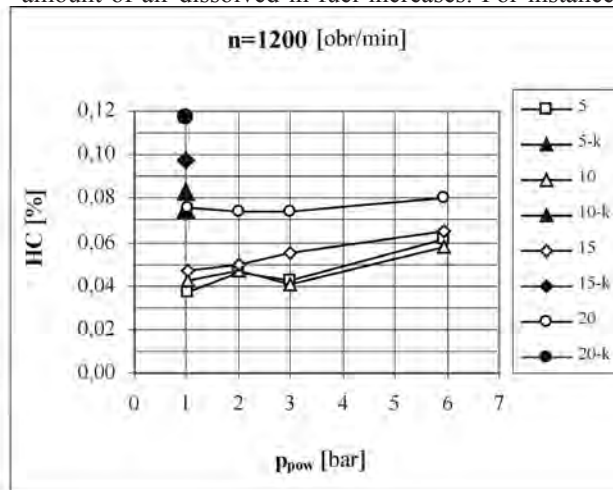
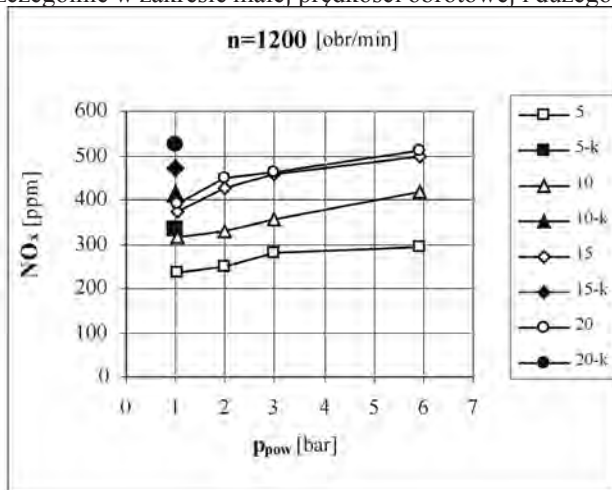
Wpływ efektu uwalniania na zaczerpienie spalin N pokazano na przykładzie rysunku 10 (litera k w legendzie dotyczy przypadków zasilania konwencjonalnego). W każ-

engine. The tendency to reduce the emission of N intensifies with the growth of air dissolved in fuel, especially within the low rotation speed range of and high torque. For example, at $n = 3000$ rpm and $M = 20$ N·m the decrease in emission of N reaches 50%.



dym przypadku badań obserwowano zmniejszenie emisji (wszystkie zaciemnione punkty dla $p_{pow} = 1$ leżą powyżej jasnych), zróżnicowane w zależności od warunków pracy silnika. Tendencja zmniejszania zaciemnienia N nasila się wraz ze wzrostem ilości rozpuszczonego w paliwie powietrza, szczególnie w zakresie małej prędkości obrotowej i dużego

During the tests, considerable changes in the emission of CO were observed as shown in fig. 11. On the basis of the data obtained, it can be claimed that the release effect reduces the emission in general, especially within the high engine load range. It reduces the emission further as the amount of air dissolved in fuel increases. For instance, at



momentu obrotowego. Przykładowo, przy $n = 3000$ obr/min i $M = 15$ N·m osiąga ono wartość około 50%.

W trakcie badań obserwowano duże zmiany emisji CO, co pokazano na rysunku 11. W oparciu o uzyskane wyniki można stwierdzić, że efekt uwalniania wywołuje, w ogólności, zmniejszanie emisji, szczególnie w zakresie dużego obciążenia silnika. Powiększa się ono wraz ze zwiększaniem ilości rozpuszczonego powietrza. Przykładowo, dla $M = 15$ N·m przy prędkości obrotowej $n = 3000$ obr/min emisja CO z poziomu około 3100 ppm uległa zmniejszeniu do wartości około 1900 ppm (półtorakrotnie) a przy $n = 1200$ obr/min z poziomu około 540 ppm tylko do wartości około 450 ppm, by przy zwiększeniu momentu obrotowego o 5 N·m ulec wyraźnemu zwiększeniu z wartości około 900 ppm do wartości około 1100 ppm.

Pokazane na rysunku 12 wyniki pomiarów emisji HC pozwalają na dokonanie jednoznacznej oceny efektu uwalniania. W całym obszarze pracy silnika obserwowano zdecydowane obniżenie emisji z nasileniem tej tendencji wraz ze wzrostem obciążenia silnika i zwiększaniem ilości rozpuszczonego powietrza. Przykładowo, przy największych wartościach momentu obrotowego dla $n = 2000$ i $n = 3000$ obr/min oraz przy ciśnieniu $p_{\text{pow}} = 5$ bar emisja zmniejszyła się ponad dwukrotnie.

Jeżeli obniżenie emisji HC i zacinienia spalin N przypisać należy poprawie struktury rozpylenia, to przy zasilaniu silnika roztworem należało oczekiwać wzrostu emisji NO_x . Tymczasem wyniki pomiarów NO_x przedstawione na rysunku 11 tezy tej jednoznacznie nie potwierdzają. Prawie we wszystkich punktach pomiarowych przy $p_{\text{pow}} = 1$ bar odnotowano obniżenie emisji NO_x . Natomiast emisja istotnie zwiększa się wraz ze zwiększaniem ilości rozpuszczonego powietrza, szczególnie w zakresie małej prędkości obrotowej silnika.

5. Podsumowanie

Objęty opisem obszar badań silnika i przytoczona analiza niewątpliwie nie może być uznana za kompleksową ocenę wpływu powietrza rozpuszczonego w paliwie na mechanizm rozpylenia i wykorzystania efektu uwalniania. Zbudowany układ zasilania jest pierwszą praktyczną próbą konstrukcyjną rozwiązania problemu zasilania silnika roztworem. Tym niemniej uzyskane wyniki upoważniają do dokonania oceny samej koncepcji wykorzystania roztworu, które ująć można w następujących punktach.

1. Doprowadzenie powietrza do paliwa, jego rozpuszczenie i utrzymywanie w postaci roztworu w części wysokociśnieniowej układu do chwili początku wtrysku nie jest przedsięwzięciem niemożliwym ani bardzo trudnym, choć zwiększa niewątpliwie stopień złożoności konstrukcji pompy wysokiego ciśnienia. Realizacja tej koncepcji nie wymaga zmian w pozostałej części wysokociśnieniowej układu (zasobnik, wtryskiwacz, rozpylacz itp.).

2. Efekt towarzyszący uwalnianiu powietrza z paliwa, zachodzący samorzutnie w stanie nierównowagowym, bardzo istotnie wpływa na mechanizm rozpylenia paliwa i to w kierunku pozytywnym. Przy ciśnieniu wtrysku 35 MPa potencjalnie pozwala on na jednoczesne obniżenie:

$M = 15$ N·m, $n = 3000$ rpm, the emission of CO declined impressively from 3100 ppm to 1900 ppm (one and a half time as much), whereas at $n = 1200$ rpm, from 540 ppm just to ca. 450 ppm; moreover, at $M = 5$ N·m, the emission results of CO deteriorated – there has been an increase in the emission from 900 ppm to 1100 ppm.

The results of HC emission measurements in fig. 12 allow the explicit evaluation of the release effect. Throughout the whole engine operation range the HC emission was substantially reduced, and this tendency intensified with the growth of the engine load and the amount of air dissolved in fuel. For example, at the highest torque, for $n = 2000$ rpm, $n = 3000$ rpm and pressure $p_{\text{pow}} = 5$ bar, the emission of HC was halved.

If the emission of N and HC was reduced due to spray structure improvement, the growth of NO_x could have been expected. However, the results concerning NO_x emission, presented in fig. 11, do not confirm these expectations. Almost in all measuring points at $p_{\text{pow}} = 1$ bar, NO_x the emission reduction was noted, while the emission increases significantly along with the increasing volume of air dissolved in fuel, especially at the low speed rotation range.

5. Conclusions/Summary

Undoubtedly, the engine work range as well as the analysis described above cannot be regarded as a complete evaluation of the release effect and the influence of air dissolved in fuel on spray mechanism. Although the supply system, designed especially for this research, practically constitutes the first structural attempt to deal with an engine supplied with the solution, nevertheless the results obtained during the experiments allow the evaluation of the concept itself, as follows:

1. Supplying fuel with air, dissolving it and maintaining as a solution in the high-pressure part of the system since the onset of combustion is possible and achievable, though it increases the complexity of the high pressure pump structure. The implementation of the concept does not require any additional changes in other high-pressure parts of the system (an accumulator, an injector, a sprayer, etc.).

2. The side effect that accompanies the air release from the fuel and that occurs spontaneously in non-equilibrium conditions, significantly and positively influences fuel spray mechanism. At injection pressure 35 MPa, the release effect potentially decreases approximately:

- the pressure increase rate – by 20%,
- the opacity N – by 50%,
- the emission of CO and HC at appropriate change of the direction the charge moves in the combustion chamber – by ca. 100%,
- the emission of NO_x – by 20%.

3. While the emission indices change, the combustion pressure grows approximately by 4%.

4. The influence noticed in the course of the experiments can be further varied or controlled by means of changing the amount of air dissolved in fuel. Owing to that, the release effect can help to control the combustion system, the speed of combustion and emission.

- szybkości narastania ciśnienia o około 20%,
- zaczernienia spalin N o około 50%,
- emisji CO i HC przy skojarzeniu z odpowiednią zmianą ruchu ładunku w komorze spalania o około 100%,
- emisji NO_x o około 20%.

3. Wymienionym zmianom emisji towarzyszy na ogół niewielki wzrost maksymalnego ciśnienia spalania rzędu 4%.

4. Wykazany wpływ można różnicować poprzez zmianę ilości rozpuszczonego w paliwie powietrza. W związku z tym efekt uwalniania może stanowić dodatkowy czynnik oddziaływania na system spalania i może być wykorzystany do sterowania szybkością spalania i emisją zwizków toksycznych.

5. W opisanych korzyściach wykorzystania efektu uwalniania istnieje niewątpliwie potencjalna rezerwa związana z ciśnieniem w zasobniku. Omawiane wyniki uzyskano przy utrzymywaniu ciśnienia w zasobniku na poziomie 35 MPa. Wartość ta jest tak mała, że ledwie zabezpieczała przed spadkiem ciśnienia w zasobniku poniżej ciśnienia otwarcia iglicy wtryskiwacza w okresie wtrysku.

Przedstawione wyniki i ich analiza wskazują jednoznacznie, że efekt uwalniania zmienia istotnie mechanizm rozpylenia paliwa i wpływa korzystnie na przebieg procesu spalania. Wskazują na to wszystkie analizowane wielkości (łącznie z emisją NO_x). Pozwala na zdecydowane obniżenie ciśnienia wtrysku i dzięki temu może stanowić alternatywny kierunek rozwoju konstrukcji układów zasilania silników spalinowych o zapłonie samoczynnym.

5. The advantages, so far described undoubtedly include the potential reserve related to the pressure in the accumulator. The results discussed in the article were obtained at a constant pressure in the accumulator 35 MPa. The pressure is so low that it barely sufficed to open the injector needle during injection.

The data presented in the article and the analysis thereof, indicate unambiguously that the release effect significantly changes fuel spray mechanism and favorably influences the combustion process. All analyzed parameters confirmed the improvement (including the emission of NO_x). Due to the fact that the release effect allows diminishing the injection pressure, it can constitute an alternative direction in the research and development concerning supply systems in self-ignition combustion engines.

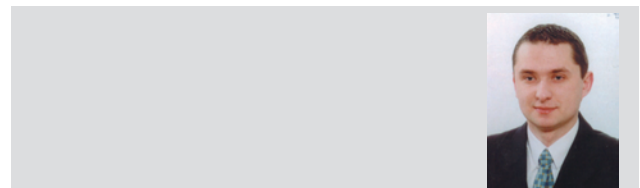
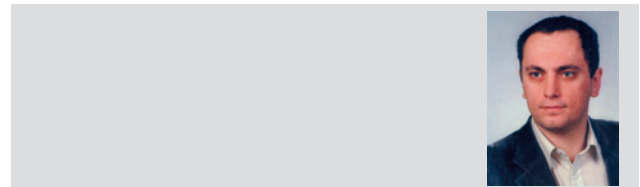
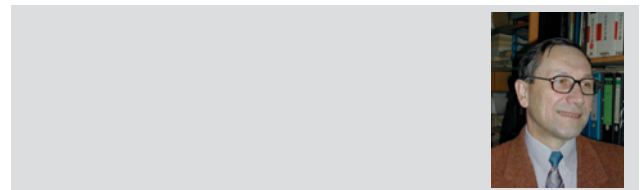
Literatura/Bibliography

- [1] Kozak W., Bajerlein M., Markowski J.: Wykorzystanie gazu rozpuszczonego w paliwie do wspomaganie mechanizmu rozpylenia. Silniki Spalinowe 1/2005.
- [2] Bajerlein M., Markowski J., Lijewski P., Dziaduk A.: Badania układu wtryskowego „Common Rail” metodą wizualizacji procesu wtrysku, KONMOT2004.
- [3] Serdecki W. (red.): Badania układów silników Spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2000.
- [4] Układ wtryskowy silnika wysokoprężnego wspomagan gazem rozpuszczonym w paliwie. Projekt badawczy KBN nr rej. 9T12D01018. Kierownik tematu: W. Kozak.

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia/ Abbreviations and Nomenclature

- p_c [bar] – ciśnienie w cylindrze / *cylinder pressure*,
 p_w [bar] – ciśnienie przed wtryskiwaczem / *injection pressure*,
 p_z [MPa] – ciśnienie w zasobniku wysokiego ciśnienia / *the pressure in the high pressure accumulator*,
 t_{sp} [°C] – temperatura spalin / *exhaust gas temperature*,
 N [%] – stopień zaczernienia spalin / *exhaust gas opacity*,
 p_c [bar] – ciśnienie indykowane / *indicating pressure*,
 $dp_c/d\alpha$ [bar/°OWK] – szybkość narastania ciśnienia / *pressure changes rate*,
 $dx_i/d\alpha$ [1/°OWK] – szybkość wywiązywania ciepła / *heat release rate*,
 X_i [-] – ilość wywiązanego ciepła / *heat release quantity*,
 α_{ops} [°OWK] – kąt opóźnienia samozapłonu / *self-ignition delay angle*,
 α_s [°OWK] – czas trwania spalania, określany kątem spalania / *combustion time defined by combustion angle*.



Jan CZERWINSKI*
Yan ZIMMERLI
Andreas MAYER

Doświadczenia w zakresie wyposażania eksploatowanych autobusów miejskich w filtry cząstek stałych

W artykule omówione zostały działania zmierzające do obniżenia emisji cząstek stałych przez autobusy komunikacji miejskiej eksploatowane w szwajcarskim mieście Biel-Bienne. W ramach 4-letniego projektu przeprowadzono badania: przydatności emulsji wodnej oleju napędowego (DWE), toksyczności spalin autobusów przed i po wyposażeniu w filtry cząstek stałych, stopnia regeneracji filtra wspomaganego dodatkami katalitycznymi w paliwie, a także badania filtra CRT z warstwą katalityczną oraz wpływu różnych olejów silnikowych.

Stwierdzono m.in., że jednoczesne zastosowanie emulsji DWE i filtra CRT powoduje wyraźne zmniejszenie emisji wszystkich toksycznych składników spalin, zastosowanie DWE jako paliwa wpływa korzystnie na regenerację DPF natomiast wpływ jakości oleju silnikowego na emisję cząstek stałych jest niejednoznaczny i wymaga dalszych badań. Stwierdzono także, że filtr zastosowany w autobusach klasy Euro 1 ma ograniczoną żywotność, a w autobusach klasy Euro 2 i 3 żywotność wynosi ok. 150 tys. km.

Słowa kluczowe: emisja cząstek stałych, filtry cząstek stałych, regeneracja filtra

Experiences about Retrofitting of City Busses with DPF's

In the paper the activities on reduction of Particle Matter emission of city busses in public transportation in City of Biel (Switzerland) were discussed. Following objectives were pursued in the 4 years project: clearing up of the usefulness of water-emulsion fuel, of exhaust gas emissions of busses before and after DPF retrofit, of efficiency of filter additive-supported regeneration, testing of coated CRT and preliminary tests with different lube oils.

As most important statements it can be pointed out that: water-fuel emulsion combined with CRT reduces significantly all emission components and supports the DPF regeneration but the influences of oil quality on the particle emissions need further investigations. It was also find out, that CRT doesn't work satisfactorily in the Euro 1 busses, while in Euro 2 and Euro 3 busses its cleaning periods were longer than 150 000 km.

Key words: Particulate Matter emission, Diesel Particle Filter (DPF), continous regenerating trap

1. Streszczenie

Działania w kierunku wyposażenia autobusów transportu publicznego w Szwajcarii w filtry cząstek stałych (DPF) zostały w ostatnich latach znacznie zintensyfikowane w związku ze wzmożoną troską o zdrowie mieszkańców i ochronę środowiska. Wyposażanie będących w eksploatacji autobusów w Biel-Bienne w kantonie Berno realizowane było przy wsparciu Federalnego Urzędu Ochrony Środowiska, Lasów i Krajobrazu (FOEFL) oraz Departamentu Transportu Publicznego Kantonu Berno.

W niektórych badaniach i obsłudze technicznej tych działań uczestniczyło Laboratorium Toksyczności Spalin Uniwersytetu Nauk Stosowanych w Biel-Bienne. Uzupełniające badania podstawowe realizowane były przez Laboratorium podczas zajęć dydaktycznych uczelni na silniku VW TDI.

W ramach 4-letniego projektu z udziałem Przedsiębiorstwa Transportu Miejskiego w Biel-Bienne realizowano następujące zadania:

- określenie przydatności emulsji wodnej oleju napędowego (DWE),
- pomiary toksyczności spalin autobusów przed i po wyposażeniu w filtry cząstek stałych,

1. Abstract

The activities of retrofitting of busses in public transportation with Diesel Particle Filters (DPF's) in Switzerland increased in the last years due to the present concerns about public health and environment. The retrofitting activities in the Canton Berne, City of Biel were supported by the Swiss Federal Office of Environment, Forests and Landscape (FOEFL) and the Office of Public Transportation of Canton Berne. The Laboratory for Exhaust Emissions Control (AFHB) of the University of Applied Sciences Biel-Bienne accompanied the activities with several technical services and research.

Following objectives were pursued with the Biel City Bus Transport Company (CBB) in the 4 years project:

- clearing up of the usefulness of water-emulsion fuel,
- exhaust gas measurements of busses before and after DPF retrofit,
- control of DPF's during the service time by means of datalogger monitoring,
- testing additive-supported regeneration on an Euro 1 -bus,
- testing a coated CRT on an Euro 1-bus,
- preliminary tests with different lube oils.

- kontrola filtrów DPF w czasie eksploatacji poprzez długookresową analizę parametrów pracy,
- badanie regeneracji filtra wspomaganego dodatkami katalitycznymi w paliwie w autobusie klasy emisyjnej Euro 1,
- badanie filtra CRT z warstwą katalityczną w autobusie klasy emisyjnej Euro 1,
- wstępne badania różnych olejów silnikowych pod względem emisyjnym.

Jako najważniejsze wnioski wynikające z pracy należy wymienić:

- zastosowanie jednocześnie emulsji DWE i filtra CRT powoduje wyraźne zmniejszenie emisji wszystkich toksycznych składników spalin, w tym redukcję liczby i masy cząstek stałych,
- zastosowanie DWE jako paliwa wpływa korzystnie na regenerację DPF,
- w przypadku nowoczesnych układów wtryskowych, zastosowanie DWE może wiązać się z trudnościami ze względu na:
 - niebezpieczeństwo rozkładu termicznego paliwa,
 - wpływ na czas i przebieg wtrysku paliwa oraz stopień EGR,
- autobusy klasy Euro 2 i 3 poprawnie współpracują z filtrem CRT, przebieg pojazdu pomiędzy koniecznym oczyszczeniem filtra wynosi ponad 150 tys. km,
- w przypadku autobusów klasy Euro 1, zwykły filtr CRT działa w sposób niezadowolający; filtr CRT z warstwą katalityczną platyny spełnia lepiej swoje zadanie, ale posiada ograniczoną trwałość (55 tys. km),
- mniejsza zawartość siarki i dodatków uszlachetniających w oleju silnikowym nie zawsze powoduje zmniejszenie emisji cząstek stałych,
- z uwagi na skomplikowany charakter wpływu jakości oleju silnikowego na emisję cząstek stałych, wyjaśnienie wątpliwości w tym zakresie wymaga dalszych badań.

2. Wprowadzenie

Ze względu na zaostrenie w ostatnich latach wymagań odnośnie czystości powietrza oraz wzrost społecznej świadomości w zakresie ochrony zdrowia, przedsiębiorstwa transportu publicznego, a w szczególności miejskiego, zmuszone są do ograniczenia emisji toksycznych składników spalin przez swój tabor.

Filtr cząstek stałych (DPF) jest bardzo skutecznym środkiem do usuwania ze spalin cząstek stałych (PM) i nanocząstek (NP < 1 μm), jakkolwiek jego zastosowanie powoduje wzrost kosztów eksploatacji oraz mogą występować trudności w regeneracji filtra. W Szwajcarii wykonano wiele badań dotyczących wyposażenia eksploatowanych maszyn budowlanych w filtry DPF [1], w tym opracowano testy skuteczności oraz kontroli filtrów w warunkach polowych [2]. Federalny Urząd Ochrony Środowiska, Lasów i Krajobrazu Szwajcarii powołał zespół ekspertów w celu określenia możliwości wyposażenia eksploatowanych w Szwajcarii pojazdów typu *Heavy Duty* w filtry DPF [3].

Wydaje się, że w większości przypadków zastosowanie filtrów DPF jest technicznie możliwe, chociaż nie w krótkim czasie, a także wiąże się ze znacznymi kosztami. Bez-

Some supplementary basic research was performed by the AFHB during the didactic works of the University on a Volkswagen TDI engine.

As most important statements it can be pointed out:

- water emulsion fuel combined with CRT reduces significantly all emission components including particle mass and counts,
- water emulsion fuel supports the DPF regeneration,
- water emulsion fuel is problematic with modern injection systems:
 - danger of thermic decomposition
 - changed injection duration ? influence on EGR and on injection timing,
- buses Euro 2 and Euro 3 work without problems with CRT, the necessary CRT cleaning periods are longer than 150 000 km,
- CRT doesn't work satisfactorily on the Euro 1 buses, a Pt-coated CRT shows improvement with limited lifetime (55 000 km),
- reduced sulfur and lower content of the lube oil additive packages don't necessarily reduce the particle emission of the engine,
- the complex influences of oil quality on the particle emissions offer several open questions for further research.

2. Introduction

Due to more stringent air quality requirements in the last years and more consciousness about the health hazards the public transport companies, particularly those operating in cities, have to minimize the toxic exhaust emissions of their fleets.

The Diesel Particle Filter (DPF) is a very efficient measure to eliminate the particle matter (PM) and the nanoparticles (NP < 1 μm). Though it needs higher exploitation costs and can cause problems with the regeneration. In Switzerland much research concerning retrofitting of construction machines with DPF's has been done [1]. A quality test and field control of the DPF systems have been established [2]. The Federal Office of Environment, Forests and Landscape (FOEFL) charged the experts group to clear up the conditions of retrofitting all HD vehicles in Switzerland with DPF [3].

It appears, that the retrofitting is technically feasible in most cases, but not in a short time and with not negligible costs. In generally the introduction of this technology by the OEM's (original equipment manufacturers) is the best way to resolve the technical and commercial problems and to assure the service, maintenance and liability. In the meantime the retrofitting of the vehicles operating in the cities is an important and efficient way to minimize the pollution at short term. This retrofitting has to be done in steps, with carefully choosing the DPF-systems for the respective vehicle types and with public support.

Except of the Swiss national research activities [4, 5], there are worldwide numerous research activities about the particle traps and retrofitting of fleets [6, 7, 8, 9, 10, 11]. A very important role for a successful retrofitting play: the information of the users, the control systems of the

sprzecznie najlepiej jest jeśli filtry DPF są montowane już na etapie produkcji nowego pojazdu, co pozwala uniknąć wielu trudności technicznych oraz zapewnić odpowiednią obsługę, konserwację i gwarancję jakości filtrów. Jednocześnie instalowanie filtrów DPF w pojazdach już eksploatowanych jest skutecznym sposobem ograniczenia zanieczyszczenia powietrza w krótkim okresie czasu. Proces instalacji filtrów powinien być wspierany przez państwo oraz odbywać się etapami, przy starannym doborze systemów DPF, odpowiednio do typu pojazdu.

Liczne prace badawcze w zakresie filtrów cząstek stałych oraz wyposażenia w nie będących w eksploatacji pojazdów prowadzone są w Szwajcarii [4, 5], a także na całym świecie [6–11]. Bardzo ważną rolę w udanym zastosowaniu filtrów DPF w pojazdach będących w eksploatacji odgrywają następujące czynniki: informacja użytkowników, systemy sterowania i kontroli filtrów DPF, dostępność obsługi i części zamiennych oraz odpowiedzialność producentów filtrów DPF.

Z technicznego punktu widzenia wiadomo, że dokładnie taki sam filtr DPF może funkcjonować niezawodnie w danym typie pojazdu i jednocześnie ulec całkowitemu uszkodzeniu w innym typie. Powodem są odmienne warunki chemiczne, które wpływają na regenerację filtra oraz tworzenie produktów nieodwracalnie zanieczyszczających filtr. Z tego względu jest bardzo pożądane, aby podczas wyposażania pojazdów w filtry DPF dokonywać odpowiednich pomiarów kontrolnych oraz dysponować specjalistycznym doradztwem, tak jak to było w projekcie CBB.

3. Obiekty badawcze

3.1. Tabor autobusowy w Biel-Bienne

Stare trzyosiove autobusy komunikacji miejskiej w Biel zostały zastąpione w roku 2002, krótko po Szwajcarskiej Wystawie Krajowej, przez 10 nowych, również trzyosiowych autobusów marki Mercedes, klasy emisyjnej Euro 3, fabrycznie wyposażonych w filtry CRT. W tabeli 1 przedstawiono charakterystykę taboru Przedsiębiorstwa Transportu Miejskiego w Biel w roku 2004.

W grupie pojazdów klasy Euro 1 skuteczne zastosowanie filtra CRT jest bardzo trudne, dlatego w tym przypadku badania prowadzono nad zastosowaniem innych wariantów filtrów DPF (JM+FBC i CRT z warstwą katalityczną) – patrz rozdział 5. Natomiast pojazdy klasy Euro 2 i 3 poprawnie współpracują z filtrami CRT.

3.2. Silniki

Charakterystykę jednostek napędowych autobusów uczestniczących w projekcie przedstawiono w tabeli 2.

Niektóre badania podstawowe wykonano na hamowni silnikowej:

- badania emulsji paliwowo-wodnej według procedury VERT (rozdz. 5) [12] na silniku Liebherr typu D914T

Poziom emisji / <i>Emissions level</i>	Liczba pojazdów / <i>Number of vehicles</i>	Marka pojazdu / <i>Make of vehicle</i>	Liczba osi / <i>Axles</i>	Rok produkcji / <i>Year of manufacture</i>
Euro 1	6	Mercedes 0405N	2	1992/93
Euro 2	10	Mercedes Citaro 0530N	2	2000
Euro 2	2	Mercedes Citaro 0530GN	3	2000
Euro 3	10	Mercedes Citaro 0530GN	3	2002

DPF's, the aftermarket service and liability of the DPF-manufacturers.

From the technical point of view it is known, that exactly the same DPF can be reliable on the one type of vehicle and can totally fail on the other type. The reasons are the different conditions of chemistry, which influences the regeneration and the production of the irreversible plugging of the filter.

In these conditions the accompaniment of the refitting of the vehicles with DPF's by the specialized control measurements and specialized consulting, like in the CBB-project, is very advantageous.

3. Test objects

3.1. Actual state of the Biel Bus Fleet

After the Swiss National Exposition 2002 the old 3-axle busses were replaced by Mercedes 3-axle busses with CRT as original equipment (10x Euro 3). The following Table 1 shows the actual state of the fleet (2004).

In the vehicle group (6x Euro 1) a successful application of CRT is very difficult. Therefore other DPF variants (JM+FBC and coated CRT) were studied (chap. 5). The groups (10x Euro 2) and (10x Euro 3) work without problems with CRT.

3.2. Engines

Engine data for the busses investigated in the project are presented in Table 2.

Some basic investigations were performed on the engine dynamometers:

- research of emulsion fuel according to VERT procedures, chap. 4 [12], on a Liebherr engine D914T (Table 3),
- research of engine out emissions with different lube oils, chap. 7 [17], on a VW TDI engine (Table 4).

4. Water emulsion fuel

The tests with 13 % water emulsion fuel were performed both: as basic emission investigation according to the VERT-procedure on the engine dynamometer, [12], and as a field test on a Mercedes Citaro bus [13, 14].

The emulsion fuel alone reduces the black smoke, Fig. 1. Due to the presence of increased amount of water vapour in the combustion the NO_x values are also reduced.

A combination of water emulsion fuel with a particle filter is a very interesting solution to lower NO_x and PM.

Grupa / Group	6 x Euro 1 (2 osie)/ 6 x Euro 1 (2 axles)	10 x Euro 2 (2 osie)/ 10 x Euro 2 (2 axles)	2 x Euro 2 i 10 x Euro 3 (3 osie)/ 2 x Euro 2 i 10 x Euro 3 (3 axles)
Oznaczenie / Designation	Mercedes O405N OM447ha	Mercedes Citaro OM906hLA	Mercedes Citaro OM457hLA
System pracy / Working cycle	4-suw, zapłon samoczynny, wtrysk bezpośredni / 4-stroke engine diesel direct injection	4-suw, zapłon samoczynny, wtrysk bezpośredni / 4-stroke engine diesel direct injection	4-suw, zapłon samoczynny, wtrysk bezppośredni / 4-stroke engine diesel direct injection
Liczba cylindrów / Number of cylinders	6	6	6
Układ cylindrów / Arrangement	rzędowy, poziomy / in-line engine, horizontal	rzędowy, poziomy / in-line engine, horizontal	rzędowy / in-line engine
Średnica cylindra / Bore	128 mm	102 mm	128
Skok tłoka / Stroke	155 mm	130 mm	155
Objętość skokowa / Displacement	11 965 cm ³	6370 cm ³	11 970 cm ³
Stopień sprężania / Compression ratio	16,5	17,4	17,25
Maksymalna prędkość obrotowa / Maximum engine speed	2200 obr/min	2300 obr/min	2000 obr/min
Maksymalny moment obrotowy wg 88/195/EWG / Engine torque acc. to 88/195/EWG	184 kW przy 2200 obr/min	205 kW przy 2300 obr/min	220 kW przy 2000 obr/min
Moc maksymalna wg 88/195/EWG / Engine power acc. to 88/195/EWG	805 N·m przy 1000-1600 obr/min	1100 N·m przy 1300 obr/min	1250 Nm przy 1100 obr/min
Liczba głowic cylindrowych / Number of cylinders heads	6	1	6
Rodzaj tulei cylindrowej / Cylinder liner	mokra / wet	brak / none	mokra / wet
Układ smarowania / Lubrication	ciśnieniowy / pressure lubrication system	ciśnieniowy / pressure lubrication system	ciśnieniowy / pressure lubrication system
Filtr oleju / Oil filter	przepływowy w kanale g łównym / low filter in the main stream	stały o długim okresie użytkowania / long-term oil filters, standing	stały, z wymiennym wkładem / standing, with change cartridge
Filtr powietrza / Air filter	suchy ze wskaźnikiem ciśnienia / dry filter with under pressure display	suchy ze wskaźnikiem ciśnienia / dry filter with under pressure display	suchy ze wskaźnikiem ciśnienia / dry filter with under pressure display
Układ chłodzenia / Cooling system	cieczowy z pompą odśrodkową / water circulation by centrifugal pump	cieczowy z pompą / water circulation by coolant pump	cieczowy z pompą / water circulation by coolant pump
Wymagana temperatura chłodzenia / Cooling index temperature	70-95°C	70-95°C	-
Układ chłodzenia oleju / Oil-cooled system	płytkowe chłodnice oleju / disk oil coolers	8 płytkowych chłodnic oleju / 8 disk oil coolers	-

(tab. 3),

- badania emisji przy różnych olejach silnikowych (rozdz. 7) na silniku VW TDI (tab. 4).

4. Emulsja wodna oleju napędowego

Badania zastosowania emulsji wodnej oleju napędowego (DWE), zawierającej 13% wody obejmowały: podstawowe

Table 5 shows the reduction rates of all components in the VERT-4 Points-Test on a Liebherr engine (D914T) with combination of emulsion fuel and CRT. The CRT, which has also a catalytic oxidation activity reduces strongly CO and HC. The particle mass filtration efficiency is not the right parameter to describe the filter quality, because it is overlapped by the condensation effects of sulfates after the filter.

Producent / <i>Manufacturer</i>	Liebherr Machines Bulle S.A., Bulle / Fribourg
Typ / <i>Type</i>	D914 T
Objętość skokowa / <i>Cylinder volume</i>	6,11 dm ³
Znamionowa prędkość obrotowa / <i>Rated RPM</i>	2000 min ⁻¹
Moc znamionowa / <i>Rated power</i>	105 kW
Układ cylindrów / <i>Arrangement</i>	4 cylindry rzędowo / 4 cylinder in-line
System spalania / <i>Combustion process</i>	wtrysk bezpośredni / direct injection
Pompa wtryskowa / <i>Injection pump</i>	Bosch, rzędowa / Bosch in-line pump
System doładowania / <i>Supercharging</i>	turbosprężarka z chłodnicą powietrza / turbocharger without inter-cooling
Układ oczyszczania spalin / <i>Emission control</i>	brak / none so far
Rok konstrukcji / <i>Development period</i>	1986
Okres stosowania / <i>Field of application</i>	od roku 1988 / since 1988

Producent / <i>Manufacturer</i>	Volkswagen
Typ / <i>Type</i>	AJM
Objętość skokowa / <i>Cylinder volume</i>	1 896 cm ³
Znamionowa prędkość obrotowa / <i>Rated RPM</i>	2000 min ⁻¹
Moc znamionowa / <i>Rated power</i>	105 kW
Układ cylindrów / <i>Arrangement</i>	4 cylindry rzędowo / 4 cylinder in-line
Stopień sprężania / <i>Compression ratio</i>	18
Pojemność układu smarowania / <i>Oil capacity</i>	4,5 dm ³
System spalania / <i>Combustion process</i>	wtrysk bezpośredni / direct injection
Pompa wtryskowa / <i>Injection pump</i>	pompowtryskiwacze / unit injectors
System doładowania / <i>Supercharging system</i>	turbosprężarka o zmiennej geometrii turbiny / turbocharger with vario turbine
Układ oczyszczania spalin / <i>Emission control</i>	utleniający reaktor katalityczny / oxidation catalyst
Model roku / <i>Model year</i>	1999

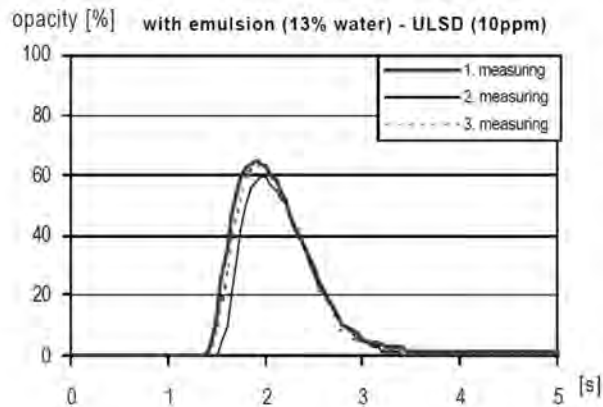
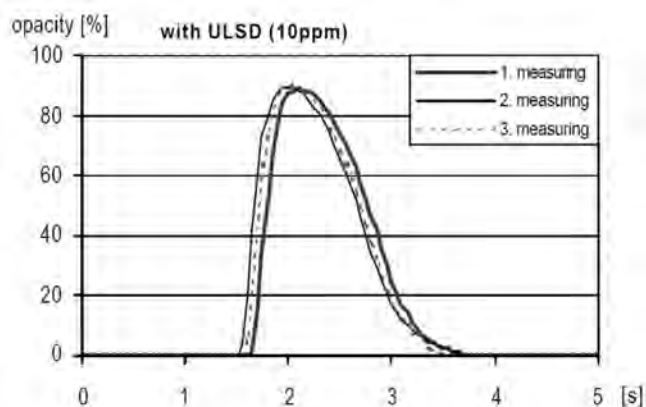
pomiary emisji na hamowni silnikowej według procedury VERT [12] oraz badania drogowe autobusu Mercedes Citaro [13, 14]. Stwierdzono, że zastosowanie emulsji jako paliwa powoduje obniżenie zaciemnienia spalin (rys. 1), a obecność podczas spalania większej ilości pary wodnej zmniejsza ilość NO_x.

Równoczesne zastosowanie emulsji oraz filtra cząstek stałych jest skutecznym sposobem zmniejszenia emisji NO_x i PM. W tabeli 5 przedstawiono wskaźniki redukcji emisji toksycznych składników spalin w czterofazowym teście VERT silnika Liebherr D914 T zasilanego emulsją i wypo-

The best qualification of filtration efficiency of solid particles offer the SMPS particle count concentrations, or equivalent parameters, like PAS, DC, EC-analysis, or ELPI.

Fig. 2 shows the integrated numbers of particles in the size spectrum 20-200 nm with/without emulsion fuel and with/without CRT. It is to see, that the emulsion fuel doesn't influence the nanoparticle emissions. In contrary the CRT shows a good filtration efficiency reducing the nanoparticles by two ranges of magnitude.

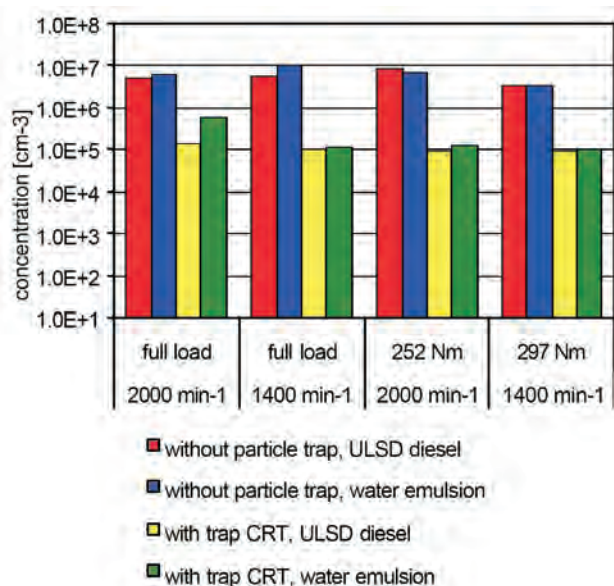
The water emulsion reduces slightly the exhaust gas



sążonego w CRT. Filtr CRT posiada zdolności utleniające i wyraźnie obniża emisję CO i HC.

Masowa sprawność filtracji cząstek nie jest odpowiednim parametrem do opisu skuteczności filtra, ponieważ nakłada się na nią zjawisko kondensacji siarczanów za filtrem. Najlepszym sposobem opisu skuteczności filtracji cząstek stałych zapewnia SMPS – stężenie cząstek jako liczba cząstek o określonych wymiarach w danej objętości [$1/\text{cm}^3$] lub równoważne parametry, takie jak PAS, DC, analiza EC albo ELPI.

Na rysunku 2 przedstawiono sumaryczną ilość cząstek o wymiarach w zakresie 20-200 nm w jednostce objętości spalin dla silnika z/bez filtra CRT oraz zasilanego olejem napędowym/emulsją DWE. Jak widać, zastosowanie emulsji nie wpływa na emisję cząstek. Z kolei filtr CRT wykazuje



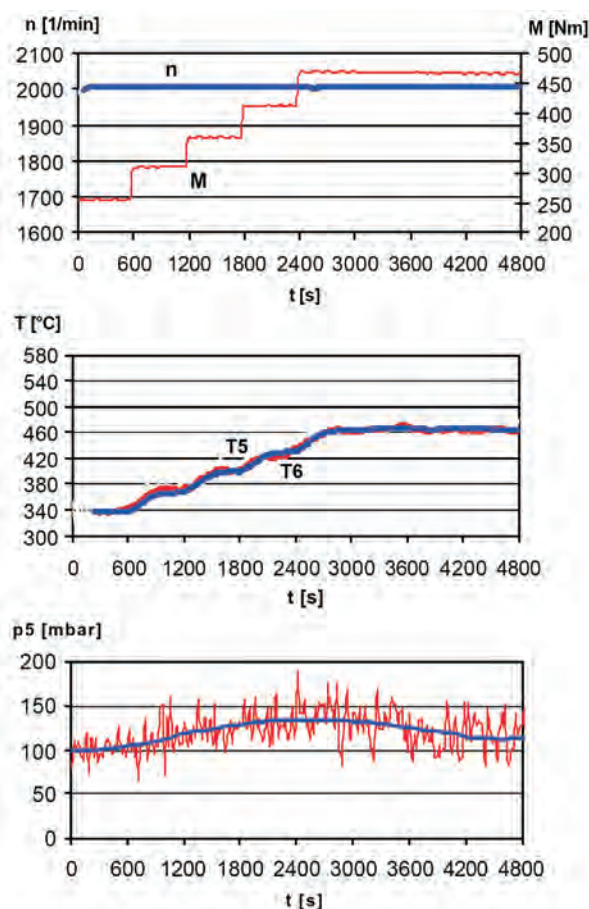
wysoką skuteczność filtracji, obniżając stężenie cząstek o prawie dwa rzędy wielkości.

Emulsja DWE obniża nieznacznie temperaturę spalin (maksymalnie o około 30°C), niemniej jednak ze względu na fizykochemiczną aktywność pary wodnej, zastosowanie emulsji wpływa korzystnie na proces regeneracji filtra CRT. Na rysunku 3 przedstawiono najważniejsze parametry za-

Punkt pracy silnika / <i>operating point</i>	CO [%]	HC _{FID} [%]	NO _x [%]	PM [%]
2000 obr/min dawka maksymalna / <i>full charge</i>	100,0	57,1	15,1	55,6
1400 obr/min dawka maksymalna / <i>full charge</i>	100,0	48,0	13,0	84,6
2000 obr/min 252 N·m	100,0	49,2	12,6	82,5
1400 obr/min 297 N·m	100,0	25,4	9,4	60,1
średnia / <i>mean</i>	100,0	44,9	12,5	70,7

temperatures (until about 30°C), but nevertheless due to the physico-chemical activity of water vapor it promotes the CRT-regeneration. Fig. 3 represents the most important parameters during the regeneration attempt with stepwise increased torque and temperature on an engine dynamometer.

On the bus it was the question, if the reduced maximum torque characteristics of the engine can be accepted in the city traffic of Biel? (Since there were no changes on the

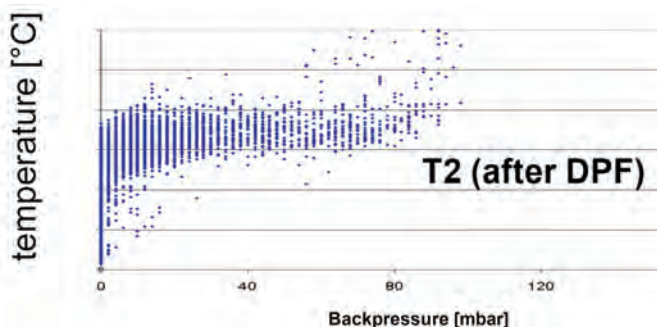
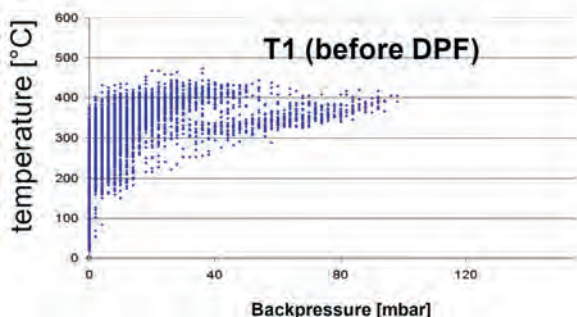
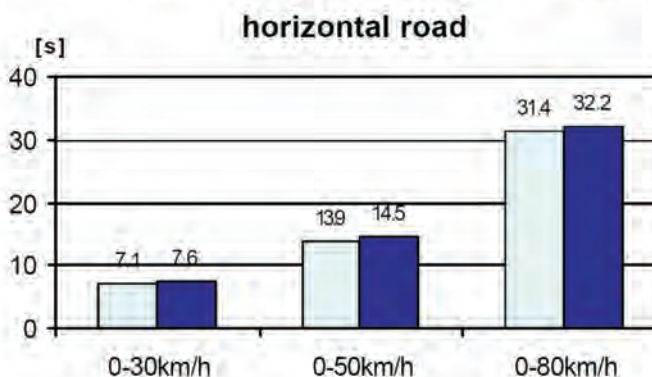
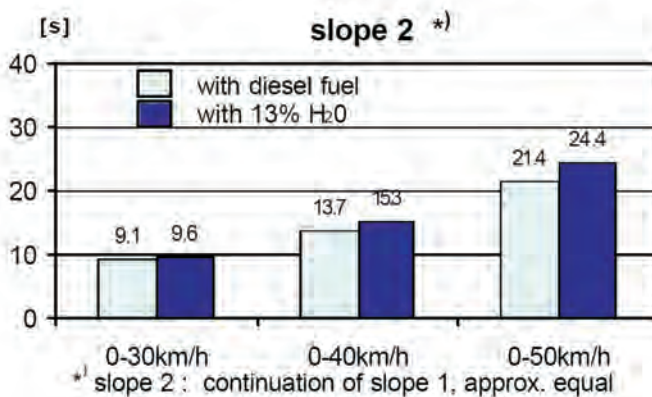
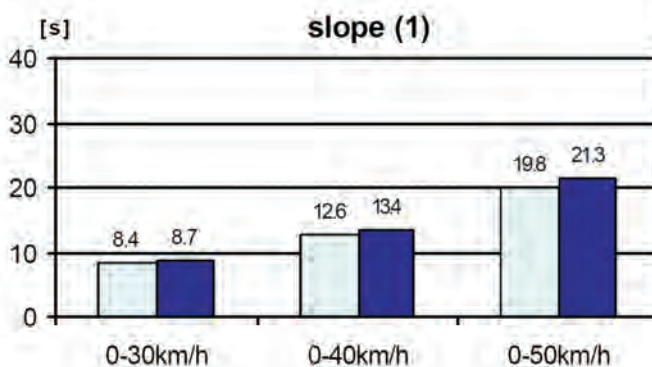


rejestrowane podczas badania regeneracji filtra na hamowni silnikowej, przy stopniowo wzrastającym momencie obrotowym i temperaturze.

Podczas badań nie zmieniano regulacji układu wtryskowego i zastosowanie emulsji zawierającej 13% wody powodowało obniżenie maksymalnego momentu obrotowego o 13%. W przypadku autobusów ważną kwestią było to, czy pogorszony przebieg momentu obrotowego jest akceptowalny w warunkach ruchu w Biel-Bienne. Aby to sprawdzić wykonano próby przyspieszania (rys. 4) na drodze płaskiej i pochyłej przy zastosowaniu emulsji i paliwa konwencjonalnego, nie stwierdzono jednak znaczących różnic w czasach przyspieszania dla obu paliw. Również w toku dalszego stosowania emulsji, kierowcy autobusów nie sygnalizowali zmniejszenia mocy silnika.

W okresie zimowym na przełomie 2001 i 2002 roku pojazd zasilany emulsją DWE przejechał około: 3 tys. km bez filtra, a następnie około 6 tys. km z zainstalowanym filtrem CRT. Proces regeneracji ciągłej funkcjonował bardzo dobrze – nie stwierdzano wzrostu przeciwiśnienia, a stochastycznie wyższe temperatury spalin za filtrem wskazywały na trwającą regenerację (rys. 5).

Silnik Mercedes Citaro (OM906hLA) jest wyposażony w sterowany elektronicznie pompowtryskiwaczowy układ wtryskowy. Czas trwania wtrysku jest miarą rozwijanego momentu obrotowego a parametry wtrysku oraz EGR są dobierane na podstawie mapy moment obrotowy – prędkość obrotowa. Zastosowanie paliwa o niższej wartości opałowej powoduje zatem zmianę zależności moment obrotowy – czas trwania wtrysku a w efekcie także inne parametry sterowania silnikiem (EDC). To z kolei może mieć wpływ na ilość NO_x z uwagi na zmniejszony stopień EGR i/lub zwiększenie wyprzedzenia wtrysku. Dodatkowym zagrożeniem jest termiczny rozkład emulsji z uwagi na wysoką temperaturę paliwa w układzie. W przypadku przedsiębiorstwa komunikacji publicznej poważny problem logistyczny stanowi ograniczona trwałość emulsji (około 3 miesięcy) oraz



konieczność używania jednego typu paliwa do wszystkich pojazdów.

5. Badania drogowe autobusów oraz długookresowa analiza parametrów pracy

5.1. Aparatura pomiarowa

Laboratorium Toksyczności spalin Uniwersytetu Nauk Stosowanych w Biel-Bienne zostało upoważnione przez Federalny Urząd Ochrony Środowiska Szwajcarii do prowadzenia badań polowych maszyn i pojazdów, które zostały wyposażone w filtry cząstek stałych. Do pomiaru emisji gazowych składników spalin stosowany jest przenośny analizator typu rbr-ecom-KD, który umożliwia pomiar następujących składników:

- CO, CO₂ – cele elektrochemiczne (3 F/F CiTicel)
- HC – czujnik na podczerwień (HC 6)
- NO – cela elektrochemiczna (3 NF/F CiTicel)
- NO₂ – cela elektrochemiczna (3 NDH CiTicel)
- O₂ – cela elektrochemiczna (C/N CiTicel)

Zadymienie spalin jest mierzone podczas swobodnego przyspieszania dymomierzem AVL Dismoke 435. Pomiar ten jest najważniejszym kryterium poprawnej pracy i skuteczności filtra DPF (wartość maksymalna zadymienia < 5%). W miarę możliwości mierzone jest również zadymienie metodą filtracyjną w jednostkach skali Boscha przy zastosowaniu dymomierza AVL 407 Smoke Tester.

W przypadku pojazdów drogowych, zamiana tłumika na filtr DPF nie może powodować wzrostu emisji hałasu (według zarządzenia Administracji Drogowej Szwajcarii nr EJPD8/1990). Spełnienie tego wymagania jest sprawdzane przez pomiar poziomu hałasu sonometrem typu Brüel & Kjaer 1613.

5.2. Pomiary hałasu i toksyczności spalin

Sposób pomiaru oraz wybrane wyniki pomiarów poziomu hałasu pojazdu na postoju przedstawiono na rysunku 6. W przypadku obu autobusów (nr 113 i 124) zainstalowanie filtra CRT spowodowało obniżenie emisji hałasu. W ciągu całych badań hałasu potwierdzono, że zamiana konwencjonalnego tłumika na filtr DPF nie wywołuje w tym zakresie negatywnych skutków.

Na rysunku 7 przedstawiono porównanie stężeń składników gazowych w spalinach autobusów z i bez filtrów CRT. Odnosnie wyników pomiarów podczas biegu jałowego można stwierdzić, że filtr CRT z uwagi na katalityczne właściwości utleniające, obniża stężenie CO w spalinach. Natomiast przy tak niskiej jak w tych warunkach temperaturze spalin, nie wpływa znacząco na ilość HC i NO_x.

Należy zaznaczyć, że wzrost stężenia HC w spalinach grupy autobusów dwuosioowych klasy Euro 2 z filtrami CRT spowodowany był niekiedy różnymi czynnikami. Na przykład badania emisji autobusu nr 126 wykonane były na krótko przed wymianą turbosprężarki z powodu przecieków oleju. Po uruchomieniu silnika z nową turbosprężarką zauważono, że pewna ilość oleju pozostała jeszcze w chłodnicy powietrza doładowywanego. Olej ten mimo że dostał się do silnika, a następnie filtra CRT, na szczęście nie spowodował jego uszkodzenia. Wartości zadymienia podczas swobodnego

injection system with 13% water results a 13% lower full load torque.) Some full accelerations were performed on the horizontal road and on the slope with both fuels, Fig. 4. From this test no significant differences of acceleration time were remarked. In the further use of vehicle there were no complains of drivers about the reduced engine power.

In the winter 2001/02 the vehicle absolved about 3,000 km with emulsion fuel without DPF and after about 6,000 km with CRT. The continuous regeneration worked very well – no increase of the backpressure and stochastically higher temperatures after the trap indicate the regenerations, Fig. 5.

The Citaro engine (OM906hLA) is equipped with an electronically controlled unit pump injection system. The injection duration is a measure of engine torque and due to the mapping; torque – speed the injection timing and EGR are regulated. The introduction of fuel with changed heat value, changes the relationship: torque – injection duration and finally changes the parameters of EDC. This can have contrary influences on NO_x due to reduced EGR and/or advanced start of injection. Another risk is a possibility of thermal decomposition of the emulsion due to high temperatures of the fuel.

For the Public Transportation Company the limited life time of the emulsion (approx. 3 months) and the necessity of having one fuel for all vehicles can create a serious logistic problem.

5. Field control of the fleet & datalogger screening

5.1. Measuring equipment

The Laboratory for Exhaust Emissions Control of the University of Applied Sciences Biel-Bienne, Switzerland (AFHB) is mandated by the Federal Office for Environment (FOEFL) to perform the field control of machines and vehicles, which are retrofitted with the DPF's. For the control of gaseous emissions an rbr-ecom-KD portable exhaust gas analyzer is used. Following components are measured:

- CO, CO₂ – electrochemical cells (3 F/F CiTicel)
- HCIR – infrared detector (HC 6)
- NO – electrochemical cel (3 NF/F CiTicel)
- NO₂ – electrochemical cel (3 NDH CiTicel)
- O₂ – electrochemical cel (C/N CiTicel)

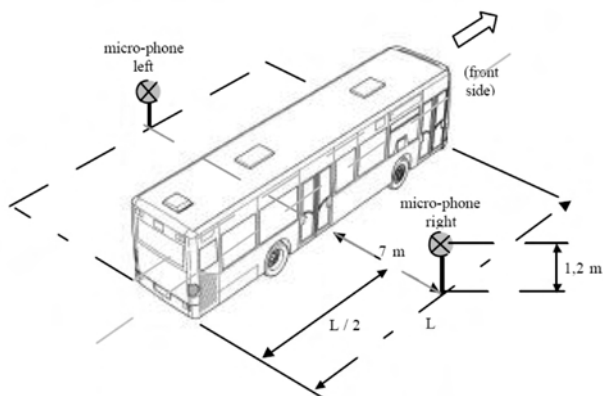
The smoke opacity is measured during the free acceleration with the AVL opacimeter Dismoke 435. This measurement is the most important criterium to check the condition and the efficiency of the DPF (opacity peak < 5 %).

If possible the Bosch Smoke Number (Filter Smoke Number) is measured at the full load (or high load) operation with the AVL 407 Smoke Tester.

For the on-road vehicles the replacing of the silencer by the DPF must not provoke any increase of the noise emission (according to the ordinance of the Swiss Road Authority EJPD8 / 1990). This is controlled by means of the sound level measurement (sound level meter Brüel & Kjaer, type 1613).

5.2. Noise & exhaust gas measurements

The measuring procedure and some results of the sound



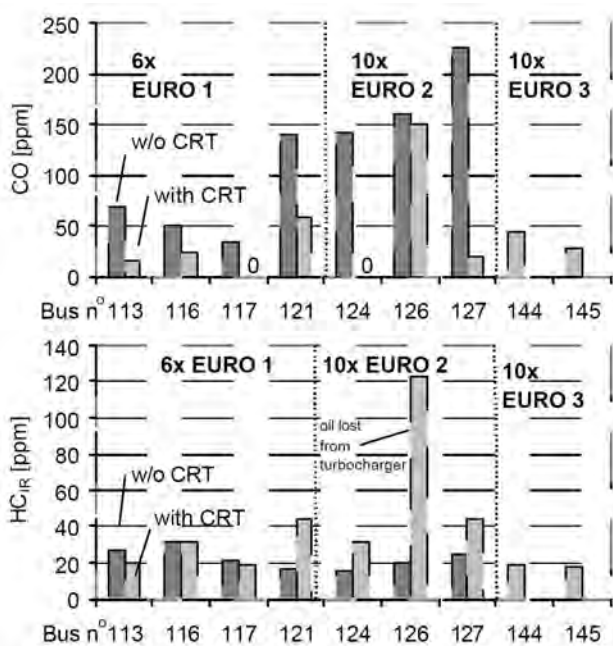
level at standstill of the vehicle are depicted in Figure 6. The retrofitting of the bus No. 124 with the CRT showed a lower sound level, this is also the case for bus No. 113.

It is generally confirmed in these investigations, that the replacing of silencer by DPF doesn't create any problems of noise.

Fig. 7 gives the graphical comparisons of exhaust gas components, with and without CRT. It can be stated, regarding the results at low and high idling, that in general CRT lowers the CO-values due to presence of oxidation catalyst and CRT has no special effects on HC and NO_x in this range of low exhaust gas temperature.

Some tendencies of increased HC with CRT by the group Euro 2 two-axles are caused by other reasons. An example

	Prędkość obrotowa silnika [obr/min] / Engine speed [rpm]	Poziom natężenia dźwięku z lewej strony pojazdu; bez filtra DPF / w/o DPF (*) dB-left	Poziom natężenia dźwięku z prawej strony pojazdu; bez filtra DPF / dB-right	Poziom natężenia dźwięku z lewej strony pojazdu; z filtrem DPF / with DPF dB-left	Poziom natężenia dźwięku z prawej strony pojazdu; z filtrem DPF / dB-right
EURO 1 Bus n° 113	600	62	61	60,0	58
	1000	69	66	67,3	65
	1500	73	71	71,1	69
	2000	77	75	77,3	74
EURO 2 Bus n° 124	600	63	65	62,0	62
	1000	66	70	66,0	65
	1500	74	78	69,0	69
	1700	77	81	71,0	71



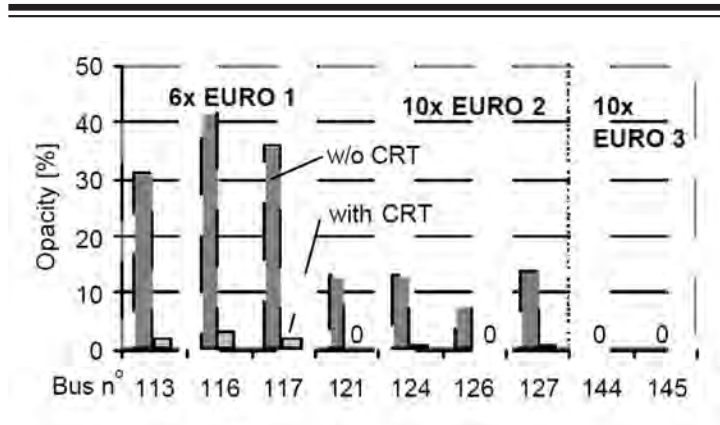
is the bus No. 126, where the measurement was performed shortly before the replacement of the turbocharger, which lost oil. After starting the engine with the new turbocharger it was remarked, that there was still a certain quantity of lube oil in the intercooler, which passed through the engine, but fortunately it didn't damage the CRT. The results of opacity at free acceleration show always an efficient elimination of the black smoke by the CRT, Fig. 8.

5.3. Datalogger screening

The objective of the datalogger screening is to see the behaviour of regenerations and the state of charge, or ageing of the DPF.

The mostly used evaluation rate was 15 s with reading of the maximum values of p & T per interval.

Fig. 9 shows the results for bus No. 124 (group 10x Euro 2) represented as correlations between backpressure and temperatures before/after trap during the operating period with CRT. The trouble-free work of CRT on this vehicle exceeds 150 000 km until the moment of this report. Due to the irreversible plugging of the trap with ashes the maximum values of backpressure increased in this period from approx. 160 mbar to 225 mbar.



przyspieszenia wskazują na skuteczną eliminację dymienia przez filtr CRT (rys. 8).

5.3. Długookresowa analiza parametrów pracy

Celem długookresowego monitorowania parametrów pracy było sprawdzenie przebiegu regeneracji, stopnia zanieczyszczenia oraz przebiegu starzenia filtra DPF w długim okresie jego użytkowania. Czas pomiaru podczas tych badań wynosił najczęściej 15 s, podczas których wyznaczano maksymalne wartości ciśnienia i temperatury.

Na rysunku 9 przedstawiono zależność przeciwności i temperatury spalin autobusu numer 124 z grupy Euro 2 w czasie użytkowania filtra CRT. Do czasu pisania niniejszego artykułu autobus z filtrem CRT przejechał ponad 150 tys. km i filtr pracował nadal bezawaryjnie. Jedynie z uwagi na nieodwracalne zanieczyszczenie filtra popiołem, w wymienionym okresie eksploatacji przeciwności w układzie wylotowym wzrosło z około 160 mbar do 225 mbar.

Na rysunkach 10 i 11 przedstawiono wzrost średniego przeciwności w układzie wylotowym różnych autobusów w funkcji przebytego dystansu. Stwierdzono, że zachodzący proces zanieczyszczenia filtrów popiołem nie stwarza większych problemów i jest zgodny z wcześniejszymi przewidywaniami. W przypadku grupy najnowszych autobusów trzyosobowych, fabrycznie wyposażonych w filtry CRT, nie stwierdzono natomiast żadnego zanieczyszczenia popiołem po przebiegu 90 tys. km.

6. Badania filtrów DPF w autobusach klasy Euro 1

W starszych autobusach klasy Euro 1 nie było możliwe uzyskanie wystarczającej spławności regeneracji oraz trwałości filtra CRT. Następowo tam bowiem zbyt szybkie zanieczyszczenie filtra (po około 6-8 tys. km) a po kilku intensywnych regeneracjach dochodziło do uszkodzenia filtra. Z tego powodu zdecydowano o wypróbowaniu innych rozwiązań filtrów DPF.

6.1. Filtr Johnson Matthey i dodatek katalityczny do paliwa

W autobusie nr 113 próbowano początkowo wspomóc

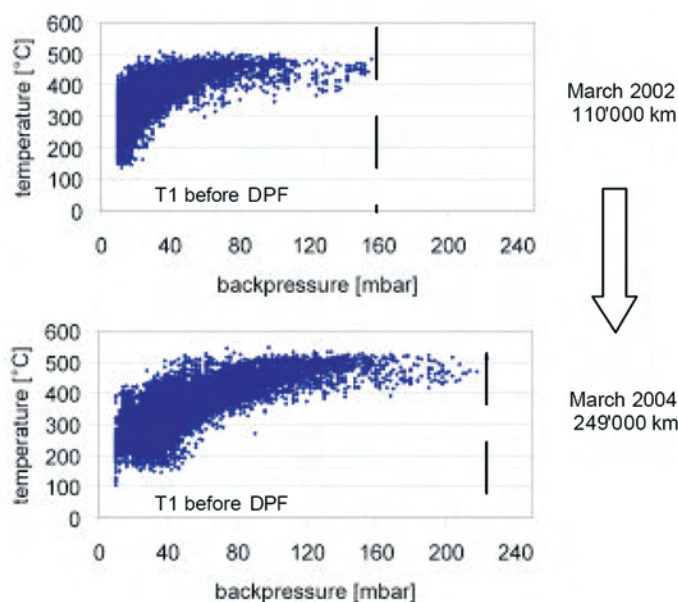
Figures 10 & 11 show the increase of average backpressure for different vehicles over the driving distance. The effect of ash plugging is not problematic and fulfils entirely the expectations. For the newest group of three-axes with OEM-CRT no plugging at all can be remarked after 90 000 km (Fig. 11).

6. Testing of DPF's on Euro 1 Busses

The CRT couldn't reach the necessary continuous regeneration and durability on the older Euro 1 busses. The plugging of the filter happened too quickly (about 6-8 thousands km) and some intensive regenerations provoked damages of filters. Therefore some other solutions were researched.

6.1. JM with additive

On the bus No. 113 was initially tried to help the



regeneration of CRT with FBC (CDT: 0.5 ppm wt. Pt & 7.5 ppm wt. Ce, dosing 1/1500) by adding one tank filling after 6,360 and after 8,570 km, but it finally damaged the trap. It was decided to apply the Johnson Matthey – DPF system with:

- cordierite trap type DPF 201,
- electrical regeneration unit for stand still,
- automatic addition system,
- backpressure indication.

The relatively long exhaust pipe between engine and DPF was isolated. The electric regeneration with the heating unit upstream of the trap was intended only for research purposes, when the additive-supported regeneration won't work.

The additives used were:

- in the first period – Eolys DPX 9 (contains Cerium Ce),

proces regeneracji filtra CRT przez zastosowanie dodatku katalitycznego do paliwa (FBC) o nazwie CDT, zawierającego 0,5 ppm platyny i 7,5 ppm ceru. Dodatek ten wprowadzono przy pełnym zbiorniku paliwa w proporcji 1:1500, po przebiegu 6360 i 8570 km. Ostatecznie jednak dodatek spowodował uszkodzenia filtra. Wobec tego niepowodzenia zdecydowano się zastosować system DPF firmy Johnson Matthey składający się z:

- kordierytowego filtra typu DPF 201,
- elektrycznego układu do regeneracji filtra na postoju pojazdu,
- automatycznego systemu dawkowania dodatku katalitycznego do paliwa,
- wskaźnika przeciwiśnienia w układzie wylotowym.

Na potrzeby badań długi odcinek przewodu wylotowego między silnikiem a filtrem DPF został zaizolowany cieplnie. Układ do regeneracji cieplnej z urządzeniem grzejnym umieszczonym przed filtrem został przeznaczony wyłącznie do celów badawczych i uruchamiany był jedynie wówczas, gdy nie dokonywano regeneracji wspomaganą dodatkami katalitycznymi.

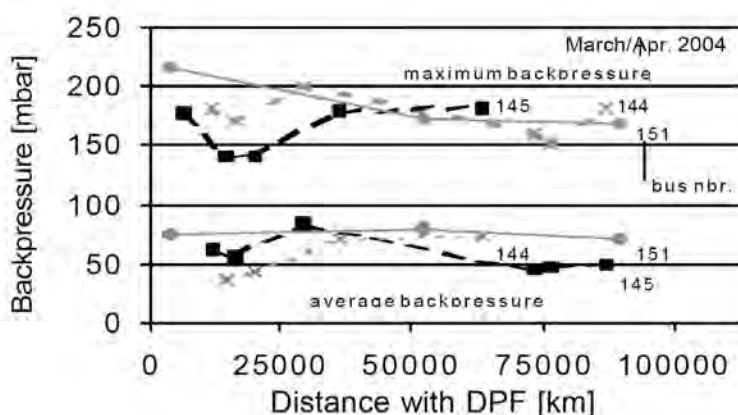
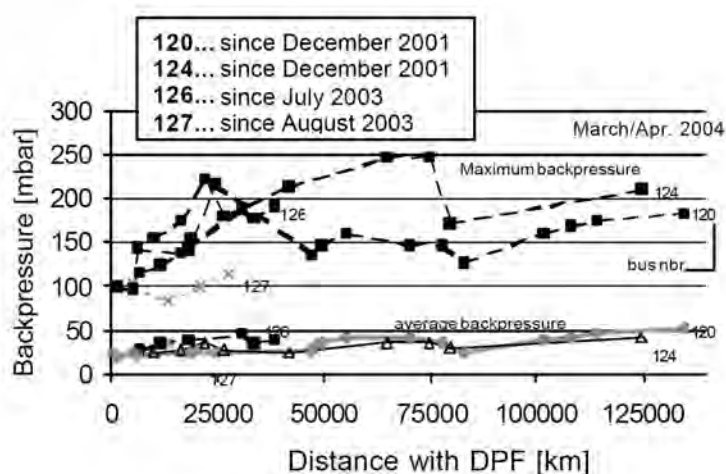
Stosowano następujące dodatki katalityczne do paliwa:

- w pierwszym okresie – Eolys DPX 9 (zawierający cer),
- w drugim okresie – Eolys DPX 10 (zawierający cer i żelazo w proporcji 7:3).

W toku badań niestety stwierdzono, że zapełnienie filtra następuje zbyt szybko (po około 3000 km), co jest nie do przyjęcia w normalnej eksploatacji w przedsiębiorstwie transportu publicznego. Okazało się także, że w pierwszym okresie badań układ dozowania znacznie przekraczał zalecaną dawkę dodatku, gdyż mylnie rozpoznawał plusk w zbiorniku paliwa jako jego napełnianie. W efekcie, zanieczyszczenia usuwane z filtra podczas jego wielokrotnego oczyszczania zawierały większość metalu zawartego w dodatku, a także anhydryt (CaSO_4).

Stwierdzone podczas badań zmniejszenie mocy pojazdu zostało przypisane zanieczyszczeniu wtryskiwaczy. Faktycznie podczas badania wtryskiwaczy po 6000 km (tj. w okresie największego przedawkowania dodatku katalitycznego) stwierdzono bardzo duże osady na końcówkach wtryskiwaczy. Osady te były zarówno czarne (koks i sadza) – wskazuje to na duże zużycie oleju przez silnik, jak i białoszare – pochodzące z dodatku katalitycznego. Występowały również nieregularności w strudze wtryskiwanego paliwa oraz ślady zużycia i zakleszczenia się iglicy wtryskiwacza. Ogólnie, praca wtryskiwaczy była zaburzona przez osady pochodzące w głównej mierze z przedawkowanego dodatku katalitycznego.

W dalszych próbach filtr bez pokrycia katalitycznego



- in the second period – Eolys DPX 10 (contains Fe & Ce, 3:7).

Unfortunately the plugging of the filter occurred too quickly (after about 3,000 km) to be accepted for the normal work of the public transportation.

It turned out, that the additivation system strongly overdosed in the first period, because it registered the splashing of fuel in the tank as refueling. As a result the residues gained from the filter during numerous cleanings contained a majority of additive metal, but also the anhydrite CaSO_4 .

During the tests a power loss of the vehicle was also attributed to the injectors fouling. Indeed the investigated injectors after 6,000 km (in the period with the strongest overdosing) showed very strong deposits on the injector tip. These deposits were both: black-coke and soot, showing high lube oil consumption and gray-white, indicating more the residues from additive. There were irregularities of injection jets (injection image) and traces of wear and sticking on the injector needles. In summary the injectors were affected by residues, which by a major part originated

zastąpiono filtrem z warstwą katalityczną oraz zastosowano niskopopiołowy olej silnikowy. Te próby również nie zakończyły się sukcesem, gdyż filtr uległ uszkodzeniu po około 2000 km.

Wydaje się, że głównym powodem niepowodzeń na tym etapie badań były pochodzące z dodatku katalitycznego zanieczyszczenia i osady, powstające przede wszystkim z powodu nieprawidłowego działania układu dozowania. Spośród innych powodów wymienić można znaczne zużycie oleju oraz niższą niż w przypadku autobusów klasy Euro 2 temperaturę spalin przed filtrem, z uwagi na większą odległość filtra od silnika. Dla filtra o regeneracji ciągłej CRT na proces regeneracji wpływa również stosunek NO_x do sadzy w spalinach. Inne warianty systemu, takie jak: lepszy system dozowania dodatku katalitycznego, inny dodatek, dławienie przepływu spalin i regeneracja płomieniowa, nie mogły być już niestety przebadane.

6.2. Filtr CRT z warstwą katalityczną firmy HJS

Innym obiecującym rozwiązaniem dla autobusów klasy Euro 1 jest filtr cząstek stałych o regeneracji ciągłej pokryty warstwą katalityczną platyny. Badania w tym zakresie zostały przeprowadzone przez Clean-Life Umwelttechnik GmbH, przedstawiciela HJS w Szwajcarii. Badania drogowe oraz długookresowa analiza parametrów pracy została wykonana w ramach projektu CBB. Po dwóch nieudanych próbach z filtrami bez warstwy katalitycznej, zakończonych zapelnieniem filtra po odpowiednio 6000 i 8000 km, zastosowany został filtr z warstwą katalityczną platyny. Działał on bezawaryjnie przez ponad rok (ponad 55000 km), wykazując dobrą skuteczność filtracji i niskie przeciwcisnienie. Wyniki są zachęcające, choć w tym szczególnym typie autobusów, gdzie występują niekorzystne warunki regeneracji, okresy między oczyszczaniem filtra lub jego wymianą muszą być najprawdopodobniej skrócone do 50 lub 60 tys. km. W badanym pojeździe, krótko po ostatniej kontroli, materiał filtra uległ uszkodzeniu cieplnemu.

7. Jakość oleju silnikowego

Znaczenie odpowiedniej jakości oleju silnikowego oraz małego zużycia oleju w układach wyposażonych w filtry DPF zostało potwierdzone w szwajcarskich pracach w zakresie wyposażania eksploatowanych maszyn budowlanych i autobusów w filtry DPF [1, 3, 15, 16]. Stosowanie niskopopiołowych i niskosiarkowych olejów silnikowych zmniejsza ilość nieusuwalnych zanieczyszczeń filtra i wydłuża okres pomiędzy kolejnymi czyszczeniami filtra. Z drugiej jednak strony oleje te mogą mieć niższą trwałość i wtedy konieczne są częstsze ich wymiany. Mając na uwadze wagę zagadnienia zdecydowano o zebraniu podstawowych informacji na temat wpływu oleju silnikowego na emisję cząstek stałych. Dokonano tego w ramach pracy promocyjnej realizowanej na Uniwersytecie w Biel [17] z wykorzystaniem nowoczesnego silnika VW TDI (1,9 dm³). Właściwości używanych w badaniach olejów silnikowych przedstawiono w tabeli 6.

Dla spełnienia przez oleje silnikowe szeregu zróżnicowanych wymagań stosowane są pakiety dodatków uszlachetniających. Wśród badanych olejów jedynie olej DEA

from the overdosed additive.

In the further trials the noncoated filter was replaced by a coated one and a lube oil with lower ash content was used. This was also not successful and the trial finished with a damage of the filter after approx. 2,000 km.

From the present results appears, that the primary reason of difficulties were the additive – related residues – mostly because of malfunctioning of the additive dosing system. Other reasons were: the oil consumption and the tendentially lower gas temperatures before trap comparing to Euro 2 buses (longer line between engine and DPF). For CRT the NO_x / soot ratio has an influence on the regeneration. Unfortunately further variants of systems could not be tested, like: better additive dosing, other additive; throttling; burner.

6.2. HJS coated CRT

Another promising solution for Euro 1 buses is the Platinum-coated CRT. The research with it was performed by Clean-Life Umwelttechnik GmbH, Swiss representative of HJS, with the support of field control and datalogger screening ensured by CBB-project. After two unsuccessful attempts with noncoated CRT – plugging of the trap after 6,000 resp. after 8,000 km – a Pt-coated trap was installed. This one worked faultless over more than 1 year (over 55,000 km), keeping a good filtration efficiency and a low backpressure.

These results are encouraging, but on this special type of buses with difficult conditions for regeneration, the cleaning-, or exchange intervals must be shortened (most probably to 50, or 60 thousand km). Shortly after the last control the filter material got a thermal damage.

7. Lube oil quality

The importance of lube oil quality and low lube oil consumption for the DPF-technology was recognized in the Swiss activities about retrofitting of construction machines and city buses with particle filter systems, [1, 3, 15, 16]. Low ash- and low sulphur oil diminish the irreversible deposits and increase the cleaning intervals of DPF's, but on the other side there is a challenge about the durability of oil and shortening of the oil exchange intervals. It was decided to get basic informations about the influences of lube oils on the engine-out particle emissions. This was done in the thesis work of the reporting laboratory [17], on a modern VW TDI engine (1.9 L).

The data of the investigated lube oils are summarized in the following Table 6.

To enable the lubricants to fulfill the different requirements packages of additives are used. Only the DEA-oil is entirely without additives and can be used in the engine only for several hours. This is a research non-market oil, a mixture of paraffinic hydrocarbons between C12 and C26.

The additives protect the oil (antioxidants, antifoam), protect the engine (anticorrosive, antiwear) and control the long-life quality of the oil (detergent, dispersive, viscosity index, etc.). The additive packages are a major source of elements, which produce the irreversible ashes in the DPF; ashes consisting mostly of sulfates, phosphates and oxides

Właściwość / Property	Jednostka / Unit	Castrol SAE 5W30	Motorex 15W40	DEA DES-6089	Lubrizol Red 15W40	Lubrizol Blue 15W40	Lubrizol Green 5W30
Lepkość kinematyczna w temp. 40°C / Viscosity kin. 40°C	[mm ² /s]	70,57	108,9	94,92	104,8	-	69,76
Lepkość kinematyczna w temp. 100°C / Viscosity kin. 100°C	[mm ² /s]	11,6	14	13,45	14,22	13,98	11,8
Wskaźnik lepkości / Viscosity index	[-]	159	135	142	139	-	166
Gęstość w temp. 15°C lub 20°C / Density @ 15°C ou 20°C	[g/ml]	0,8617	0,885	0,8392	-	-	-
Liczba zasadowa / Total Base Number	[mg KOH/g]		11,1	0,55	13,5	8,4	5
Temperatura płynięcia / Pourpoint	[°C]	-54	-27	-54			
Popiół siarczanowy / Sulphated ash	[%]	1,52			1,8	1,077	0,47
Siarka / Sulfur	[%]	0,2	0,73	0,0005	0,65	0,336	0,2
Mg	[%]	0,04	0,0422		0,001	0,001	0,022
Zn	[%]	0,14	0,1572		0,127	0,12	0,105
Ca	[%]	0,33	0,3655		0,473	0,263	0,06
P	[%]	0,13	0,1433		0,116	0,111	0,095
Mo	[%]		0,0116				

nie zawierał żadnych dodatków, stąd też mógł być eksploatowany w silniku jedynie przez kilka godzin. DEA jest to olej badawczy, niedostępny w handlu, będący mieszaniną węglowodorów parafinowych od C12 do C26.

Dodatki uszlachetniające (przeciwutleniacze, dodatki przeciwpienne) chronią olej silnikowy, chronią silnik (dodatki antykorozyjne, przeciwzuzyciowe) oraz zapewniają utrzymanie wymaganych właściwości oleju przez długi okres czasu (dodatki myjące, dyspergatory, modyfikatory lepkości itd). Dodatki są też istotnym źródłem substancji, prowadzących do odkładania się nieusuwalnych popiołów w filtrach DPF. Popioły te składają się głównie z siarczanów, fosforanów oraz tlenków: wapnia, magnezu i cynku [18, 19].

Na rysunku 12 przedstawiono emisję nanocząstek w różnych punktach pracy silnika przy zastosowaniu różnych olejów silnikowych. Słupki odpowiadające na wykresie poszczególnym olejom uporządkowano według malejącej zawartości siarki. W zakresie wszystkich parametrów określających ilość cząstek (SMPS, PAS, DC) i we wszystkich punktach pracy silnika uzyskano zależność całkowicie sprzeczną z oczekiwaniami, a mianowicie, że oleje z najniższą zawartością siarki

powodują wzrost emisji cząstek stałych. Należy zatem wnioskować, że skład oleju, a także pakiety dodatków (oprócz oleju DEA) mają istotny wpływ na tworzenie cząstek stałych.

of Ca, Mg and Zn, [18, 19].

Figure 12 represents the nanoparticle emissions at different operating points with the different investigated lube oils. The graphs are arranged in the sequence of decreasing oil sulfur content. All represented parameters (SMPS, PAS, DC) confirm at all operating conditions, that the oils with the lowest S-content produce an increase of particle emissions, which is completely opposite to the expectations.

It must be deduced, that the oil composition and the additive packages in each oil (except DEA), play also an important role in the particle formation.

The observed emission differences are certainly an effect of combination of different influences, like:

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

To clarify all those effects and the possible secondary emissions a considerable further investigations are necessary.

Zaobserwowane różnice w emisji są zapewne skutkiem połączenia różnych oddziaływań, takich jak:

- oddziaływanie oleju z pierścieniami tłokowymi i ścianką cylindra z powodu lepkości oleju,
- wpływ oleju na ilość i skład przedmuchów do skrzyni korbowej,
- oddziaływanie warstwy oleju na ścianie cylindra podczas spalania – parowanie oleju, adsorpcja i desorpcja paliwa,
- wpływ składu oleju na skład cząstek stałych oraz na zjawisko kondensacji (szybkość wzrostu kropel).

Dla wyjaśnienia roli wszystkich tych zjawisk, a być może także emisji wtórnej, niezbędne są dalsze obszernie badania.

8. Wnioski

Emulsja wodna oleju napędowego

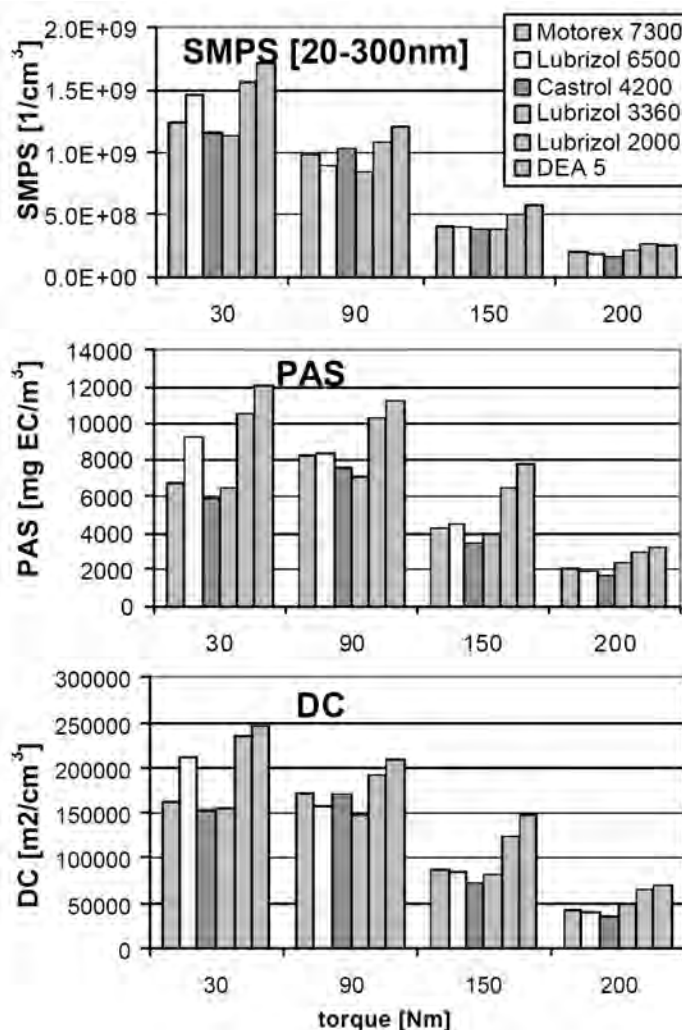
- Zastosowanie jako paliwa emulsji DWE łącznie z filtrem CRT obniża emisję wszystkich toksycznych składników spalin, w tym ilość i masę emitowanych cząstek stałych.
- Stosując emulsję należy przestrzegać zaleceń producenta oraz okresu trwałości emulsji.
- Emulsja korzystnie wpływa na regenerację filtra DPF; w badaniach drogowych nie stwierdzono żadnych problemów wzajemnego oddziaływanie emulsji i filtra CRT.
- W przypadku nowoczesnych układów wtryskowych zastosowanie emulsji DWE może wiązać się z trudnościami ze względu na:
 - niebezpieczeństwo rozkładu termicznego paliwa,
 - wpływ emulsji na czas i przebieg wtrysku paliwa oraz stopień EGR.

Badania drogowe

- Nie ma problemów w eksploatacji filtrów CRT w autobusach klasy Euro 2 i 3.
- Zamiana tłumika na filtr CRT nie wywołuje wzrostu emisji hałasu.
- Filtr CRT obniża ilość CO oraz zadymienie spalin przy swobodnym przyspieszaniu, nie wykazuje natomiast wpływu na ilość HC na biegu jałowym oraz NO_x .
- W okresie pracy filtra wynoszącym 150 tys. km przebiegu nastąpił wzrost maksymalnego przeciwnie w układzie wylotowym pojazdu z 160 do 225 mbar spowodowany zanieczyszczeniem filtra popiołem.
- Przebieg pojazdu bez konieczności oczyszczania filtra CRT wynosi ponad 150 tys. km.

Autobusy klasy Euro 1

- W przypadku autobusów klasy Euro 1, zwykły filtr CRT działa w sposób niezadowolający.
- Filtr CRT z warstwą katalityczną platyny spełnia lepiej swoje zadanie – ciągła regeneracja odbywa się prawidłowo, ale posiada ograniczoną trwałość (55 tys. km).
- Kordierytowy filtr (JM 1) w połączeniu z dodatkami katalitycznymi do paliwa nie spełnił swojego zadania głównie



8. Conclusions

Emulsion fuel.

- Water emulsion fuel combined with CRT reduces significantly all emission components including particle mass and counts.
- Using emulsion fuels the recommendations of the manufacturer and the life time of emulsion have to be considered.
- Water emulsion fuel supports the DPF regeneration and showed in this respect no problem with CRT during the field test.
- Water emulsion fuel can create problems with modern injection systems:
 - danger of thermal decomposition,
 - changed injection duration and influence on EGR and on injection timing.

Field control.

- Busses Euro 2 and Euro 3 work without problems with CRT.

- z uwagi na przedawkowanie dodatku i wysokie zużycie oleju przez silnik.
- Kordierytowy filtr z warstwą katalityczną (JM 2) w połączeniu z dodatkami katalitycznymi do paliwa nie spełnił swojego zadania z powodu uszkodzenia cieplnego po przebiegu około 1500 km.
- Inne warianty regeneracji jak: inne dodatki katalityczne, dławienie przepływu spalin i regeneracja płomieniowa nie mogły być już przebadane z uwagi na wycofanie tej grupy pojazdów z programu wyposażania w filtry DPF.

Oleje silnikowe

- Niższa zawartość siarki i dodatków uszlachetniających w oleju nie koniecznie oznacza niższą emisję cząstek stałych przez silnik.
- Skomplikowana natura wpływu oleju silnikowego na emisję cząstek stałych powoduje, że pozostaje kilka zagadnień do wyjaśnienia w toku dalszych badań.

9. Podziękowania / Acknowledgement

Autorzy pragną podziękować za pomoc w realizacji projektu następującym instytucjom i osobom / *The authors express their gratitude for the support and realization of the project to:*

- BUWAL (FOEFL), Mr. D. Zürcher, Environmental Technology,
- Biel City Bus Company, Mr. Ch. Kneuss, Mr. P. Hostettler, Mr. O. Longchamp
- Total Fina ELF, Mr. Sirolli,
- Johnson Matthey GmbH, Mr. P. Werth,
- Clean Life Umwelttechnik GmbH, Mr. R. Blunier,
- Lubrizol Ltd., Mr. G. Marshall,
- To the team AFHB, Mr. Ph. Wili, Mr. J.-L. Pétermann, Mr. M. Clénin.

- Replacing of silencer by DPF doesn't create any problems of noise.
- CRT lowers CO and black smoke at free acceleration and shows no influences on HC at idle speed and NO_x.
- In a working period of 150,000 km the maximum backpressure for one exemplary vehicle increased from 160 mbar to 225 mbar due to ash plugging.
- The necessary CRT cleaning periods will be longer, than 150,000 km.

Euro 1 busses.

- CRT doesn't work satisfactorily on the Euro 1 busses.
- A Pt-coated CRT shows the expected improvement – continuous regeneration well working (until 55,000 km).
- Cordierite trap (JM 1) with additive failed mostly due to the overdosing of additive and high lube oil consumption.
- A coated Cordierite trap (JM 2) with additive failed due to thermal damage after approx. 1 500 km.
- Other regeneration measures, like other additives, throttling, or burner couldn't be tested due to the decision of the user to drop this vehicle group from the retrofitting program.

Lube oils.

- Reduced sulfur and lower additive content of the lube oil don't necessarily reduce the particle emission of the engine.
- The complex influences of oil quality on the particle emissions offer several open questions for further research.

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia / Abbreviations and Nomenclature

AFHB – Laboratorium Toksyczności Spalin Uniwersytetu Nauk Stosowanych w Biel-Bienne / *Abgasprüfstelle der Fachhochschule, Biel CH (Lab. For Exhaust Gas Control, Univ. of Appl. Sciences, Biel-Bienne, Switzerland)*

BUWAL – Federalny Urząd Ochrony Środowiska, Lasów i Krajobrazu (szwajcarski odpowiednik EPA) / *Bundesamt für Umwelt, Wald und Landschaft (Swiss EPA, FOEFL)*

CBB – projekt badawczy dotyczący poprawy właściwości ekologicznych autobusów miejskich w Biel-Bienne / *Clean Biel Busses*

CRT – filtr cząstek stałych o regeneracji ciągłej / *continuously regenerating trap*

DC – dyfuzyjny czujnik ładowania / *diffusion charging sensor*

DPF – filtr cząstek stałych do silników o zapłonie samoczynnym / *Diesel Particle Filter*;

DWE – emulsja wodna oleju napędowego / *Diesel Fuel-Water Emulsion*

EC – węgiel elementarny / *elemental carbon*

EDC – elektroniczny system sterowania silnika o zapłonie samoczynnym / *electronic diesel control*,

EGR – recyrkulacja spalin / *exhaust gas recirculation*

ELPI – elektryczny niskociśnieniowy próbnik / *electric low pressure impactor*

FBC – katalityczny dodatek do paliwa / *fuel born catalyst (fuel additive)*

FOEFL – Federalny Urząd Ochrony Środowiska, Lasów i Kra-

jobrazu (szwajcarski odpowiednik EPA) / *Federal Office for Environment, Forests and Landscape (Swiss EPA, BUWAL)*
 NP – nanocząstki / *nanoparticles*
 OEM's – producenci fabrycznie montowanego wyposażenia / *original equipment manufacturers*
 PAS – fotoelektryczny czujnik rozpylenia / *Photoelectric Aerosol Sensor*
 PM – cząstki stałe / *particle mass, particulate matter*
 SMPS – miernik wielkości cząstek na podstawie ruchliwości w

polu elektrycznym / *scanning mobility particle sizer*
 TTM – Technika Maszyn Ciepłych / *Technik Thermische Maschinen*
 ULSD – olej napędowy o bardzo niskiej zawartości siarki / *ultra low sulfur diesel*
 VERT – obniżenie emisji maszyn rzeczywistych w budowie tuneli / *Verminderung der Emissionen von Realmaschinen im Tunnelbau*

Literatura/Bibliography

- [1] Mayer A.: VERT – Verminderung der Emissionen von Real- Dieselmotoren im Tunnelbau. Ein Verbund-projekt von SUVA, AUVA, TBG und BUWAL. Abschlussbericht, TTM W01/01/2000, VERT Final Report, www.suva.ch, Febr. 2000.
- [2] Czerwinski J., Mayer A.: Diesel Particle Filter Technology for Construction Machines – Swiss Activities & Experiences. 7th International Mine Ventilation Congress, Cracow, Poland, June 18. 2001.
- [3] Particulate traps for heavy duty vehicles. Environmental documentation No. 130, Air. Swiss Agency for Environment, Forests and Landscape (SAEFL), Berne 2000.
- [4] Mayer A., Evéquo R., Wyser M., Czerwinski J., Matter U., Graf P.: Particulate Traps used in City-Busses in Switzerland. SAE-Paper 2000-01-1927, TTM, BUWAL, AFHB, ETHZ, EMPA, Fuel & Lubricants Meeting Paris, June 2000.
- [5] Mayer A., Czerwinski J., Nöthiger P., Zbinden R., Evéquo R.: Particulate Trap Selection for Retrofitting Vehicles Based on Representative Exhaust Temperature Profiles. SAE-Paper 2001-01-0187, Detroit, March 5-8.2001, TTM, AFHB, Loglink, INFRAS, BUWAL.
- [6] 4. International ETH-Conference on Nanoparticle Measurement, Zurich, 7.-9. Aug. 2000.
- [7] 5. International ETH-Conference on Nanoparticle Measurement, Zurich, 6.-7. Aug. 2001.
- [8] Van Poppe M., Stevens M., De Keukeleere D.: Performance of a Continuous Regenerating Trap on City Busses in Real Traffic Conditions. SAE Techn. Paper 2001-01-060, SAE 5th International Combustion Engines Conference, Naples, Italy, Sep. 23-27, 2001.
- [9] Development of Diesel Exhaust Gases Filtration Technology with Application of Fuel Additives Enabling Continuous Regeneration of Filters to Minimize the Particulate Emissions of City Busses. European Commission Project, DIEXFIL, CRAFT-1999-70982, July 2001.
- [10] Mayer A.: Nachrüstung von 1,2 Millionen Dieselmotoren mit Partikelfiltern in Kalifornien. MTZ 1/2002, Jg. 63, S. 44.
- [11] Ranalli M., Zelenka P., Schmidt S., Elfinger G.: An active Regeneration Aid as a Key Element for Safe Particulate Trap Use. SAE Techn. Paper 2001-01-062, SAE 5th International Combustion Engines Conference, Naples, Italy, Sep. 23-27, 2001.
- [12] Czerwinski J., Napoli S.: ELFAQUAZOLE fuel with CRT & SiCDPF in the VERT engine dynamometer test. Project "Clean Biel Busses" 1st report, AFHB B093, Sept. 2001.
- [13] Czerwinski J., Napoli S., Pétermann J.-L., Wili Ph.: Vehicle Data, Datalogger Screening und Field Control of the Biel Bus Fleet. Project: Clean Biel Busses, 2nd report, AFHB, B103, Jan. 2002.
- [14] Czerwinski J., Zimmerli Y., Wili Ph.: Field control of the Biel bus-fleet during the DPF-retrofitting program; further results with emulsion fuel, JM-DPF and other lube oils. Project: Clean Biel Busses, 3rd report, AFHB, B146, April/May 2004.
- [15] Mayer A., Czerwinski J., Pétermann J.-L., Wyser M., Legerer F.: Reliability of DPF Systems: Experience with 6000 Applications of the Swiss Retrofit Fleet. SAE Paper 2004-01-0076, TTM, AFHB, BUWAL, AKPF.
- [16] 7th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, www.nanoparticles.ethz.ch
- [17] Brun D.: Influences de la qualité de l'huile sur les émissions limitées et non limitées du moteur TDI. Travail de diplôme, Moteurs à combustion, Ecole d'Ingénieurs Biel-Bienne, Suisse.
- [18] Hilzendeger J., Rhunke A., Paehr G., Engler H.-J.: Anforderungsprofil an zukünftige Schmierstoffe für Pkw-Dieselmotoren mit aktiver Abgasnachbehandlung. Volkswagen AG., VDI-Bericht Nr. 1803, S. 281, Konferenz, Wolfsburg, Dez. 2003.



Wolfgang SINGER*
Wolfgang SCHINDLER
Manfred LINKE

Pomiar emisji cząstek stałych i zadymienia dla silników zgodnych z przepisami Euro 4

Przepisy Euro 4 wymagają od producentów silników spalinowych znacznej redukcji emisji cząstek stałych. Pomimo ciągłej poprawy w silnikach procesu spalania, pod kątem spełniania tych norm są badane również systemy oczyszczania spalin, takie jak filtry cząstek stałych (DPF) lub selektywna redukcja katalityczna tlenków azotu (SCR) dla silników o zapłonie samoczynnym.

W celu opracowania kompletnego systemu napędowego, oznaczającego silnik i układ oczyszczania spalin o zredukowanej emisji cząstek stałych, wymagany jest nie tylko pomiar z dużą dokładnością zadymienia spalin i cząstek stałych, ale również system kondycjonowania gazów spalinowych. Umożliwia on ich pomiar podczas pobierania próbek w układzie wylotowym pod wysokim ciśnieniem i w wysokiej temperaturze np. przed filtrem cząstek stałych. Pobieranie próbek przed układem oczyszczania spalin, jak również za nim jest wymagane podczas oceny sprawności reaktora katalitycznego lub filtra.

Urządzenia do oceny emisji są na ogół wyposażone w funkcje automatycznego oczyszczania, aby zapewnić długotrwałą stabilność sygnału pomiarowego i wydłużone okresy międzyprzebiegowe. Zazwyczaj wykonuje się to w trybach oczyszczania czystym powietrzem. Jednakże tlen zawarty w powietrzu wpływa na katalityczne zachowanie układu oczyszczania spalin, czego należy za wszelką cenę unikać.

W artykule opisano oprzyrządowanie firmy AVL do pomiaru cząstek stałych i zadymienia spalin.

Słowa kluczowe: emisja składników toksycznych, cząstki stałe, pomiar zadymienia spalin

Particulate and smoke measurement on Euro 4 engines

Future legislation like EURO IV regulation will require massive reduction of particulate emission limits. Besides continuous improvement of the engine combustion process also exhaust aftertreatment systems, like Diesel Particulate Filters (DPF), or Selective Catalytic Reduction (SCR) of Nitrogen Oxides, are under investigation to meet that goal.

For the development of the complete powertrain system, which means the engine and the aftertreatment device, with reduced particulate emissions, there is not only demand for high sensitive Smoke and Particulate Measurement, but also for exhaust gas conditioning to enable gas and particulate measurement at the high pressures and temperatures in the exhaust duct when sampling in front of e.g. a particulate trap.

Sampling in front of the aftertreatment system as well as behind that device is required when evaluating the catalytic or filter efficiency.

Emission test equipment is typically equipped with automatically cleaning functions in order to ensure long time stability of the measuring signal and long service intervals. This is usually performed by purging modes with clean air. On the other hand oxygen within the purge air is influencing the catalytic behaviour of the aftertreatment system which needs to be absolutely avoided.

This paper describes, how that topic is managed with AVL emission test instrumentation.

Key words: emission, particulate matter, smoke measurement

1. Nowe ustawy

Urządzenia do pomiaru emisji cząstek stałych (PM) z silników o zapłonie samoczynnym wykorzystywane podczas homologacji pojazdów i silników, generalnie nie zmieniły się od chwili wprowadzenia po raz pierwszy przez Stany Zjednoczone w 1972 r. Jednak w ostatnich latach grawimetryczna metoda pomiaru cząstek stałych została zmodyfikowana w kilku aspektach:

• Euro 4 i Euro 5

Komisja Europejska zakończyła prace nad normami Euro 4 i Euro 5 dotyczącymi silników: Light Duty oraz Heavy Duty (zaplanowane odpowiednio na rok 2005 i 2008).

Nie proponuje się żadnych istotnych zmian w pro-

1. New legislation

The Diesel particulate (PM) emissions measuring equipment for vehicle and engine homologation has been largely unchanged since it was first introduced by the US in 1972. However, in recent years the method has been revised and changed in several ways:

• Euro 4 and Euro 5

The EU Commission is finalising the LD Euro 4 legislation (scheduled for 2005) and the HD Euro 4 and Euro 5 legislation (scheduled for 2005 and 2008, resp.).


No essential changes for the LD particulate measuring procedure is proposed, although the limit values will be substantially reduced (Fig. 1).

cedurze pomiaru cząstek stałych dla silników typu LD, jednakże istotnie zredukowane będą wartości graniczne (rys. 1).

Dla silników typu HD przewidziane są dwie główne zmiany procedury pomiaru (rys. 2):

- dokładniejszą definicję środowiska pomiaru, szczególnie kondycjonowanie powietrza rozcieńczającego i filtra, wraz z miarami (nie wszystkimi) proponowanymi w limitach amerykańskich US 2007;
- przyjęcie do pomiaru emisji PM systemów rozcieńczania o częściowym przepływie, podczas testów niestacjonarnych

	PM (g/km)
EURO 3	0,05
EURO 4 (2005)	0,025
EURO 5	0,0025 (UBA proposal)




- The EU 4 LD regulations will decrease the emissions limit
- The EU4 LD regulations will not change the requirements for PM emissions measurements (full-flow CVS dilution tunnel, gravimetric PM determination).
- Optimizing the flow of the CVS and the flow through the particulate filters will enable a sufficiently accurate PM emissions determination at EU 4 emission levels.

For HD engines two main changes of the measuring procedure are scheduled (Fig. 2):

- A closer definition of the measuring environment, especially the dilution air and filter conditioning, including several, but not all proposed measures of US 2007.
- Acceptance of partial flow dilution systems for the PM emissions testing during transient cycles, according to the ISO 16183 standard. Essential measures and Options are already provided with the Partial Flow Dilution Tunnel AVL Smart Sampler.

		PM (g/kW-hr)	Opacity (m ⁻¹)
EURO III	ESC	0.10	0.8
	ETC	0.16	0.8
EURO IV	ESC	0.02	0.5
	ETC	0.03	0.5
EURO V	ESC	0.02	0.5
	ETC	0.03	0.5



- The Euro IV HD regulations will decrease the PM emissions limit by a factor of 5, compared to EU III. EU V will not further decrease the PM emissions limit, only the NO_x limit.
- The Euro IV HD regulations will still require (only) gravimetric PM Measurement (+smoke), but introduces several changes for this method:
 - Introduction of several, but not all „US 2007“ requirements.
 - Acceptance of Partial Flow Dilution systems acc. To ISO 16183 for transient cycle (ETC) testing.

(ETC) według standardu ISO 16183; podstawowe parametry już są podane przy urządzeniu do pomiaru cząstek stałych AVL Smart Sampler z tunelem rozcieńczającym o częściowym przepływie spalin.

• US 2007

Agencja Ochrony Środowiska w Stanach Zjednoczonych przygotowała projekt nowej ustawy dla silników HD na rok 2007. Ustawa nadal wymaga metody grawimetrycznej, ale określa środowisko pomiaru, szczególnie kondycjonowanie powietrza rozcieńczającego i filtra w sposób znacznie bardziej szczegółowy, niż poprzednia (rys. 3). EPA przewiduje, że znacznie udoskonali to powtarzalność pomiaru emisji cząstek stałych, szczególnie dla niewielkich mas, wynoszących 0,1–0,2 mg, zebranych na filtrze.

• PMP – podgrupa GRPE

Grupa ds. Programu Pomiaru Emisji Cząstek Stałych (PMP) wykonała szeroki zakres testów alternatywnych metod pomiaru emisji PM dla silników o zapłonie samoczynnym wraz z oprzyrządowaniem do określania rozmiaru i liczby cząstek stałych. PMP zaproponowała wymóg liczenia

• US 2007

The US EPA has drafted a new legislation for 2007 HD engines, which still requires the gravimetric method, but defines the measuring environment, especially the dilution air and filter conditioning, much closer than in the previous legislation (Fig. 3). EPA anticipates that this will greatly improve the repeatability of the particulate measurement, especially for low particulate masses of 0.1 to 0.2 mg collected on the filter when the stringent emissions limits are met.

• PMP – subgroup of GRPE

The Particle Measuring Program (PMP) group had extensive tests for alternative diesel PM measuring methods conducted, including instrumentation for particle sizing and counting. Only the particle counting of accumulation mode particles showed the potential for robustness in homologation tests. PMP therefore proposed to require counting of particles with diameters >20 nm, as a second measure and in addition to the gravimetric method.

2. Improved soot measurement

The new PMP proposal practically results in a measurement of the solid “soot” particles of the Diesel emission. The German automotive industry has favoured the mea-

cząstek o średnicy powyżej 20 nm jako dodatkowego pomiaru oprócz metody grawimetrycznej.

2. Udoskonalony pomiar sadzy

Nowa propozycja PMP jest w praktyce pomiarem części węglowej cząstek stałych w spalinach emitowanych przez silniki o zapłonie samoczynnym. W związku z tym, że niemiecki przemysł motoryzacyjny od lat preferuje pomiar sadzy, przeprowadzono badania, w których w przeciwieństwie do PMP, za podstawowe uznano metody pomiaru masy, a nie liczby cząstek stałych. Podstawowym czynnikiem zainteresowania sadzą jest to, że właśnie sadza jest uznawana za główny czynnik zagrażający zdrowiu w związku z emisją cząstek stałych przez silniki ZS, a równocześnie ważnym wskaźnikiem jakości procesu spalania. Dokładne oznaczenie poziomu sadzy jest wymogiem niezbędnym w pracach rozwojowych nad silnikami. Jednakże zmniejszenie limitów emisji wymaga stałego zwiększania dokładności pomiaru.

Większość wykorzystywanych metod pomiaru sadzy jest oparta na ich wysokim współczynniku absorpcji promieniowania elektromagnetycznego. Niżej podano zmiany i nowe opracowania, wprowadzone do testów współczesnych silników, które spełnią wymagania przyszłych norm.

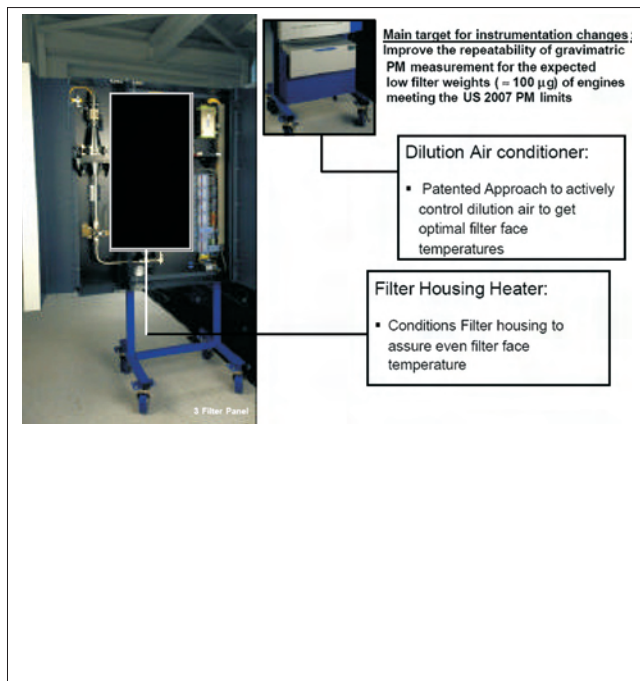
- Szeroko i często bezkrytycznie stosowana metoda określania wartości zadymienia (*Filter Smoke Number*) może być udoskonalona za pomocą następujących zabiegów:
 - zwiększenie objętości spalin przepuszczanych przez filtr (odpowiednie zaczernienie filtra),
 - podgrzewanie linii do próbkowania,
 - odpowiednia długość linii do próbkowania,
 - kontrola i ewentualna korekta wartości ciśnienia spalin i temperatury filtra.

Zaawansowany pomiar stopnia zaczernienia spalin za pomocą AVL Smoke Meter 415S (rys. 4).

- Pomiar zaczernienia jest zamiennikiem metody oznaczania sadzy. W związku z tym, że pochłanianie promieniowania świetlnego nie jest jednoznacznie związane z zawartością sadzy, metoda wymaga pewnej wiedzy specjalistycznej dla prawidłowej interpretacji wyników. Przy spełnieniu tych ograniczeń, pomiar zaczernienia może dostarczyć cennych informacji nawet dla silników zgodnych ze standardami emisji Euro 4 (rys. 5).
- Metoda fotoakustyczna opracowana w ciągu ostatnich lat jest wykorzystywana do pomiaru stężenia sadzy z dokładnością 10 mg/m³ (rys. 6). Wyniki emisji cząstek stałych uzyskiwane tą metodą (z rozdzielczością 1 s) okazują się porównywalne do metody grawimetrycznej (rys. 7).

3. Określanie sprawności układu oczyszczania spalin

W systemach oczyszczania spalin silników ZS, zawierających utleniający reaktor katalityczny (DOC), przeciwciśnienie wzrasta z 200 do 300 mbar, a dla układów zawierających filtr cząstek stałych (DPF) znacznie powyżej 750 mbar. Prawidłowość ta wymaga nowych koncepcji pobierania próbek spalin do badania emisji: szczególnie DOC, ale także DPF, działających w oparciu o zależność między składem spalin a temperaturą reakcji. W związku z tym zaleca się unikanie



surement of soot emission for several years and conducted extensive research on this topic, but In contrast to PMP not particulate counting, but mass-proportional methods, were considered essential. The background for the interest in the soot emission is the fact, that it is considered to be mainly responsible for the health hazard related to Diesel particulate emission, but most of all its role as an important indicator for the quality of the combustion process. As such, its accurate





- **High sensitivity**
Thermal conditioning and optimal length of the optical measurement chamber enable application for development and certification of EU 4/5 engines
Detection limit: 0.1% opacity
Rise time: 0.1 sec
Data rate: 50 Hz
- **Low maintenance**
Special surface coating of optical components (heated windows) allows for continuous measurement without interrupt for long-run testing

determination is a requirement for engine development in itself. The decrease of the emissions limits, on the other hand, requires a continuous increase in measurement sensitivity and accuracy.

Most practical methods for soot measurement are based on its high absorption coefficient for electromagnetic radiation from the visible blue to the microwave region. The following improvements of established methods and new developments provide up-to-date instruments, which can fulfil the increased requirements for the testing of modern engines.

- The widely and often uncritically used method to determine the „Filter Smoke Number“ (FSN) can be improved by the following steps:
 - increasing the amount of exhaust drawn through the filter paper (optimising the paper blackening),
 - heating the sample line,
 - using sample lines of appropriate length,
 - monitoring and eventually correcting for pressure, temperature and filter paper condition,

High sophisticated Smoke Measurement with the Filter Paper Method is provided with the AVL Smoke Meter 415S (Fig. 4).

- Opacimetry is a simple time resolved method to determine the dynamics of soot emission. Since light extinction is not uniquely related to soot content, some expertise is required for a correct result interpretation. Given that, modern opacimeters can provide important information even for post-EU3 engines (Fig. 5).
- The photoacoustic method has been developed in the last years to yield a practical instrument for the measurement of soot concentrations down to less than 10 mg/m^3 (Fig. 6). This method with a time resolution around 1 sec. was found to compare well with the insoluble content of the gravimetrically measured particulates (Fig. 7).

3. Determination of aftertreatment efficiency

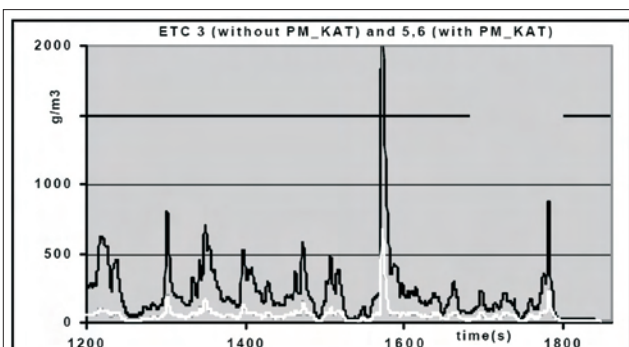
In front of Diesel Exhaust aftertreatment devices the exhaust pressure will rise up to ranges from about 200 mbar to 300 mbar (for a DOC – Diesel Oxydation Catalyst) to



- **Transient measurement of soot concentration**
With high sensitivity (detection limit $< 10 \text{ } \mu\text{g/m}^3$)
Sensor signal is directly sensitive to soot concentration
Standard interfaces (RS232 with AK protocol, CAN, TCP/IP, DIO,...)

wszelkich mieszanek gazów reaktywnych (zawierających tlen). Z reguły przyrządy do pomiaru emisji wymagają trybów działania „oczyszczanie” i „zerowanie”, aby zachować długotrwałą stabilność dokładności pomiaru. Zazwyczaj realizuje się to za pomocą filtrowanego powietrza otoczenia. Wprowadzanie tlenu do układu wylotowego wpłynęłoby na sprawność reaktora katalitycznego lub spowodowałoby istotne uszkodzenie układu oczyszczania spalin.

Dla systemów, które wymagają małego przepływu próbki spalin, ciśnienie może być zredukowane przez „przemuchanie” pewnej objętości gazu przez kryzę. Przepływ



spalin przez kryżę o średnicy 1 mm wynosi poniżej 2 dm³/min nawet przy ciśnieniach 1 bara. Stanowi to poniżej 1% przepływu spalin w silniku o pojemności 2 dm³ i dlatego powinno być przyjęte we wszystkich rozwiązaniach. Takie rozwiązanie wraz z odpowiednią jednostką rozcieńczającą jest możliwe do zastosowania w mikroczytniku sadzy i przyrządach do zliczania cząstek stałych (CPC – licznik skondensowanych cząstek).

Dla przyrządów, dla których natężenie przepływu próbki gazu przez komorę pomiarową określa czas reakcji przyrządów lub wpływa na przenikanie sadzy do papieru filtracyjnego (*Filter Smoke Meter*) muszą być opracowane inne metody.

W związku z tym nowe rozwiązania urządzeń firmy AVL wyposażono w recyrkulację próbki gazu (odprowadzanie próbki gazu z przyrządu do układu wylotowego), co zapewnia porównywalne ciśnienie przed i za analizatorem, a także utrzymuje stałą prędkość przepływu przez komorę pomiarową. Zawory między połączeniami linii do pobierania próbek i recyrkulacji, sondy gazu próbnego i sondy recyrkulacyjnej umożliwiają przełączanie między gazem próbnym a powietrzem otoczenia podczas czyszczenia lub zerowania. Zabezpiecza to układ wylotowy przed dostępem tlenu z powietrza do urządzenia mierzącego zadymienie metodą filtracyjną lub do dymomierza (rys. 8 i 9).

Nowego znaczenia nabierają substancje zawarte w cząstkach stałych za układami oczyszczania spalin silnika o zapłonie samoczynnym, które miały niewielkie znaczenie w „standardowych” spalinach. Na rysunku 10 przedstawiono typowy skład cząstek stałych emitowanych przez silnik ZS w nieoczyszczonych spalinach. Przy takim składzie węgiel lub sadza praktycznie równa się nieorganicznej lotnej frakcji cząstek stałych.

W układach wylotowych wyposażonych w systemy oczyszczania spalin zawartość węgla i węglowodorów gwałtownie spadnie, natomiast zawartość siarczanów (SO₄⁻) może wzrosnąć (w przypadku utleniającego reaktora katalitycznego). Ponadto zmiana udziału produktów węglowodorowych może nastąpić dzięki zwiększeniu frakcji złożonych związków organicznych. Wówczas nieorganicznych związków lotnych nie można utożsamiać z sadzą (rys. 11). W tym przypadku możliwość niezależnego pomiaru sadzy jest bardzo ważna podczas konstruowania nowoczesnych silników o zapłonie samoczynnym.

750 mbar and even higher (for a DPF – *Diesel Particulate Filter*). This requires new sampling concepts for the emission test equipment. These concepts require tolerance against higher pressure, but another subject also plays an essential role: Especially DOC but also DPF operate based on very tight balance on expected exhaust composition and reaction temperature. Therefore it is highly requested to avoid any mixture or supply of reactive (oxygen-containing) gases. On the other hand usually emission test instruments need purging and zeroing modes for proper long time stability of measurement accuracy. That's usually performed with ambient (filtered) or shop air. Leading oxygen content into the exhaust duct would at least influence the catalytic efficiency or initiate substantial damage of the aftertreatment system.

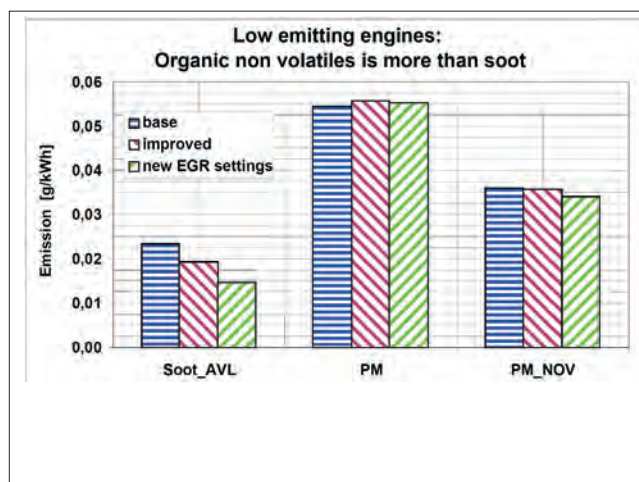
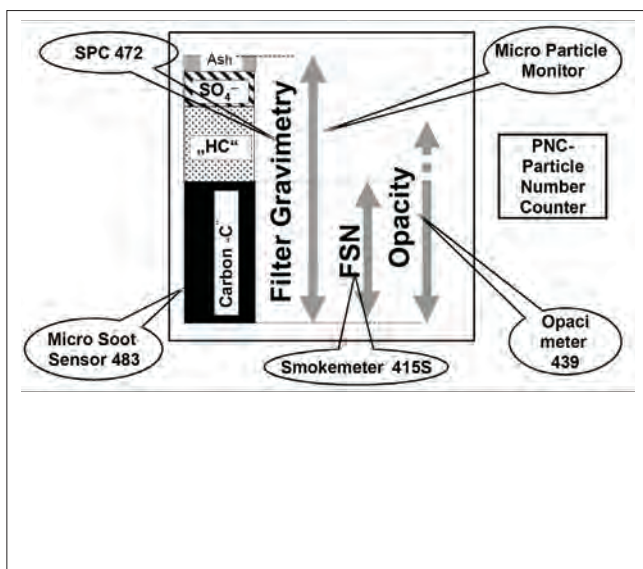
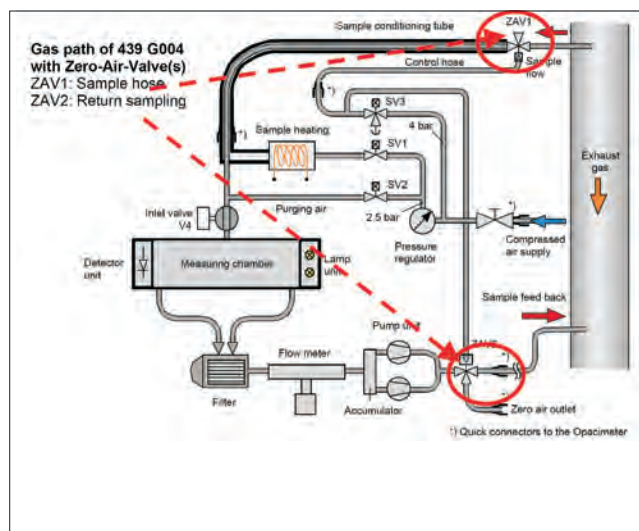
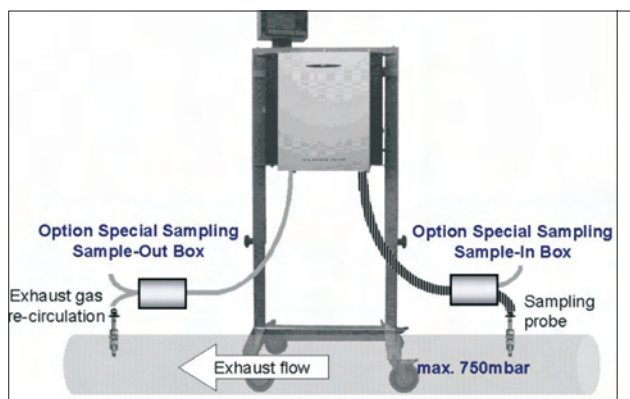
Depending on different measuring principles and on the expected exhaust gas pressure various options need to be provided for different instruments to cope with high exhaust pressure and/or to strictly avoid any entrance of purge air into the exhaust duct. In any case, the use of a standard pressure reducing valve as for the sampling of gaseous components does not work for particulates due to the substantial hangup effects in these devices.

For systems which require only a small sample flow a simple pressure reduction can be achieved by the “blow-off” of some gas through a small orifice. The blow-off through an orifice of 1 mm diameter is less than 2 dm³/min at 100 mbar and less than 10 dm³/min even at pressures of 1 bar and more. This is less than 1% of the exhaust flow of a 2 liter engine and therefore should be acceptable in practically all cases. Such a concept, together with a suitable dilution unit, is favoured for the Micro Soot Sensor, but is also applicable for the Micro Particle Monitor and CPC (*Condensation Particle Counting*) instruments.

Other methods must be devised for instruments for which the flow velocity of the sample gas through the measuring chamber is defining the response time of real time instruments or influencing the soot penetration into the filter paper of integral measuring filter methods like the Filter Smoke Meter.

Therefore AVL introduced sample gas recirculation lines which lead back the sample gas from the Emission Test Instrument to the exhaust duct and herewith provide a comparable pressure situation before and behind the test device ensuring constant flow velocity through the measuring chamber. Valves between the connections of sampling and recirculation hoses to sample gas probe and recirculation probe allow switching between sample gas and ambient air when purging or zeroing and herewith protect the exhaust duct against any entrance of ambient oxygen (Fig. 8 for Filter Smoke Meter), (Fig. 9 for Opacimeter – block diagram).

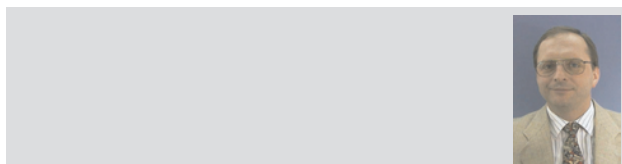
A new challenge is the increasing importance of substances in the particulate matter behind Diesel aftertreatment systems, which have played a minor role in the “standard” exhaust. Fig. 10 shows a typical composition of Diesel particulates in the exhaust without aftertreatment. With such a composition the “Carbon” or “Soot” is practically equal to the “Non Organic Volatile (NOV)” fraction of the



Artykuł recenzowany

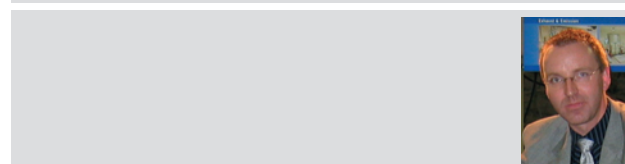
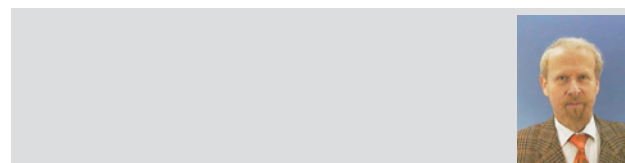
Skróty i oznaczenia/ Abbreviations and Nomenclature

- CPC – licznik skondensowanych cząstek / *Condensation Particle Counting*
- DOC – utleniający reaktor katalityczny / *Diesel Oxydation Catalyst*
- DPF – filtr cząstek stałych / *Diesel Particulate Filter*
- FSN – zadymienie filtra / *Filter Smoke Number*
- NOV – nieorganiczne cząstki lotne / *Non Organic Volatile*
- PMP – Program Pomiaru Emisji Cząstek Stałych / *Particle Measuring Program*



particulates.

With aftertreatment device the amount of “Carbon” and “HC” will strongly decrease, while eventually even increasing (with a DOC) the amount of Sulfate (SO_4^-). Additionally, the relative composition of the “HC” may change, increasing the fraction of complex organic compounds. The NOV then cannot be set equal to Soot anymore (see Fig. 11). In this case it is increasingly more important to have an independent soot



Rozwój samochodowych silników spalinowych w aspekcie metod ich wytwarzania

W artykule przedstawiono problematykę nowych technologii w procesach produkcji silników spalinowych. Omówiono uwarunkowania będące stymulatorem ich rozwoju, przedstawiono tendencje rozwojowe w ujęciu autora oraz wiele nowoczesnych technologii na przykładzie produkcji części i zespołów silników spalinowych. W podsumowaniu podkreślono wagę problemu i jego udział w przyszłościowym rozwoju silników spalinowych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, rozwój, nowe technologie

The development of combustion engines in the aspect of their manufacturing

The article presents the issues related to new technologies in the processes of combustion engine manufacturing. Conditions constituting the stimulus for the development of combustion engines have been discussed. Trends in the development, as seen by the author, and a range of new technologies exemplified within the realm of manufacturing of spare parts and engine subassemblies have also been presented herein. The conclusions emphasize the vitality of the issue and its impact on the future development of combustion engines.

Key words: combustion engine, development, new technologies

1. Wprowadzenie

Produkcja środków transportu jest przede wszystkim związana z przemysłem motoryzacyjnym, jedną z największych gałęzi przemysłu na świecie. Jest więc niewątpliwie, że związane z nim są także ogromnie ważne zagadnienia ochrony środowiska; jest to przecież wielki przemysł, w skład którego wchodzi różne procesy i surowce emitujące duże ilości bardzo różnych zanieczyszczeń. Wśród wszystkich produktów przemysłu motoryzacyjnego silniki spalinowe zajmują szczególną rolę. Produkowane są niemal masowo, zawierają w sobie wiedzę z wielu dziedzin nauki i techniki, składają się z dużej liczby części i zespołów, wymagają specjalnych technologii produkcji, odznaczają się dużą trwałością i niezawodnością, muszą być łatwe w obsłudze i eksploatacji, produkowane są dla użytkowników o różnym poziomie rozumienia techniki. Uruchomienie produkcji silników spalinowych znacząco wpływa na rozwój całej gospodarki narodowej: wymusza rozwój wielu nowych gałęzi przemysłu, wprowadza nowe technologie, materiały konstrukcyjne, wymusza nowe metody kształcenia pracowników, wymaga szybkiego rozwoju wielu różnych dziedzin nauki, podnosi ogólny poziom wiedzy technicznej odbiorców.

Znaczący wpływ na zmiany konstrukcji silników spalinowych w ostatnich latach ma ochrona środowiska; na przełomie kilku lat stała się głównym stymulatorem ich rozwoju. Producenci silników stosują różne sposoby eliminowania zbędnych lub uciążliwych procesów produkcyjnych. Wytwarzanie poszczególnych części i zespołów silników spalinowych odbywa się według skomplikowanych procesów technologicznych, począwszy od przygotowania półfabrykatów, poprzez np. odkuwanie czy odlewanie aż po różnorodne rodzaje obróbki wykańczającej. W produkcji tych części można wyodrębnić półfabrykaty wykonywane

1. Introduction

The production of any means of transport is mainly associated with the automotive industry, one of the largest industrial branches worldwide. It is, thus, obvious that certain important environmental issues are also related to this particular branch – it is an industry characterized by a complex structure involving processes and raw materials emitting a variety of toxic substances. Among all the products of the automotive industry combustion engines are of special role. Their mass production, consolidation of knowledge of many fields of science, complexity, special production technology, high durability and reliability cannot be an obstacle in their simplicity of operation and servicing as they are manufactured for the end users of a various level of technical understanding. The initiation of production of combustion engines substantially influences the growth of the national economy i.e. it forces the development of many related branches of industry, the implementation of new technologies and construction materials, new training methods, requires prompt advancement of many fields of science and rises the general level of technical knowledge of the product users.

The environment protection has had a great impact on the development of a combustion engine recently. Within just a couple of years it has become the main stimulus for its development. The engine manufacturers apply various methodology in order to eliminate the unnecessary or inconvenient production processes. The making of particular parts and engine subassemblies is effected through a set of complex technological processes starting from the preparation of half products, through casting or forging of the elements ending on a plethora of finishing works. In the production of these elements we can discern half products made by the chip-free methods or machining. Some of the half products

metodami bezwiórowymi lub skrawaniem. Dla niektórych półfabrykatów przed obróbką skrawaniem wykonuje się ulepszenie cieplne lub sezonowanie. Przy dużych wymaganiach dotyczących stanu warstwy wierzchniej, na przykład małej chropowatości i wysokiej dokładności, oprócz kształtowania części obróbką skrawaniem są stosowane obróbki dokładnościowe i powierzchniowe. Przy dużej różnorodności metod obróbki oraz różnych wymaganiach technicznych stawianych poszczególnym częściom, jak też dużej liczbie typów silników, konieczne jest opracowanie wielu złożonych procesów technologicznych. Wytwarzanie części w tak dużym asortymencie jest bardzo skomplikowane i wymaga ogromnego przygotowania zarówno na etapie opracowania procesów technologicznych, jak i organizacji produkcji.

Opracowanie całościowego procesu produkcji silnika i jego podzespołów obejmuje okres długo przed uruchomieniem produkcji. Uważnie analizowany jest sposób przygotowywania surowców, z których później powstaje samochód oraz zużycie energii w całym procesie. Nie można też pominąć zagadnień transportu związanych z przewozami surowców, które dalej przerabiane są na stal, aluminium, tworzywa sztuczne i tym podobne. Z tych materiałów powstają skomplikowane komponenty, z których na dalszych etapach wytwarza się jeszcze bardziej skomplikowany produkt – silnik spalinowy.

Dążenie do zmniejszenia masy wielu wyrobów przemysłu motoryzacyjnego czy zbrojeniowego, w tym silników spalinowych, wymaga kształtowania elementów z różnorodnych materiałów na bazie aluminium, magnezu, tytanu czy też materiałów wykonanych z kilku warstw o różnych grubościach i z różnych gatunków materiałów. Dodatkowo, złożona konstrukcja wyrobów i stawiane im wysokie wymagania wpływają na rozwój różnych skomplikowanych technologii kształtowania materiałów. Pomimo znacznego rozwoju technologii kształtowania materiałów istnieją jednak ograniczone możliwości wytwarzania niektórych wyrobów. Stąd często podejmuje się próbę łączenia różnych technologii kształtowania, np. odlewania i obróbki plastycznej. Takie połączenia technologii dostarczają nowych możliwości rozwoju technik wytwarzania.

2. Proekologiczne projektowanie

Proekologiczne projektowanie jest proceduralną strategią wymagającą, aby każdy etap cyklu istnienia produktu nie oddziaływał ujemnie (lub chociaż minimalizował to oddziaływanie) na zdrowie ludzkie i środowisko naturalne. Takie projektowanie powinno także obejmować prace polegające na systematycznej analizie skutków wzajemnych oddziaływań poszczególnych surowców i elementów składowych, procesów wytwarzania, jak i finalnego wyrobu na środowisko. Jest więc to sposób na produkcję takich elementów, w których zredukowano niebezpieczne substancje i uniknięto toksycznych odpadów. Zastosowane w tych procesach surowce powinny być odnawialne, ale również przystosowane do powtórnego wykorzystania.

Produkt ekologiczny powinien być:

- materiał oszczędny,
- nieszkodliwy dla ekosystemów – środowiska,

are thermally enhanced or seasoned before the machining process can ensue. For elements of high surface requirements (low surface roughness level, precision of workmanship) machining is not the only process. Final precise surface finishing is performed. Since there are many methods of element processing and many different requirements, let alone a multitude of engine types, it is necessary to develop many technological processes. Making parts of such a wide range is not easy and requires a huge expertise both in the process design stage and the organization of production.

The development of the whole production process of an engine and its subassemblies begins much earlier than the production of an engine itself. The way the raw materials are prepared and the energy consumption are scrutinized thoroughly before a vehicle can be assembled. The question of transportation of raw materials, which are later processed into steel, aluminum, plastic and the like should not be neglected in the discussion either. Complex components are then made from these materials which subsequently undergo further sophistication to finally become an engine.

The pursuit of mass reduction in the contemporary automotive and military products requires the manufacturing of elements from lighter materials such as aluminum, magnesium, titanium or materials composed of several layers of different thickness and different substances. The complexity of the products and high requirements trigger the development of various new technologies of material processing, yet, despite the technology advancement, there are limits as to the level of process sophistication. Hence, attempts are made to combine several processing technologies – casting and plastic processing. Such combinations give new opportunities as to the production techniques.

2. Proecology design

The pro-ecology design is a strategy aiming at the elimination of any negative impact (or at least its minimization) on the environment and human health during each cycle of production. Such design should also include systematic analyses of the results of mutual interaction of particular materials and substances, production processes and, finally, the impact of the product on the environment. It is, thus, a way to manufacture elements containing a reduced amount of toxic compounds with minimum prospective toxic waste. The materials used in these processes should be recyclable.

Ecological products should be:

- material efficient,
- not harmful for the ecosystems – environment,
- made from recyclable materials,
- toxic substance free,
- easy to disassemble and recycle,
- durable,
- functional, safe and reliable,
- as simple as can be in terms of number of substances used.

The design of a product should result in the essential improvement of its properties in the following four categories:

- production technology,

- wytworzony z odnawialnych materiałów,
- pozbawiony substancji toksycznych,
- prosty w demontażu i przetworzeniu,
- wykonany tak, by był maksymalnie trwały,
- funkcjonalny, bezpieczny i niezawodny,
- wykonany z jak najmniejszej ilości typów surowców.

Projektowanie wyrobu powinno prowadzić do istotnego poprawienia jego właściwości w czterech zakresach:

- technologii wytwarzania,
- parametrów użytkowych,
- nowoczesności technicznej,
- zagospodarowania zużytego wyrobu.

Z tych względów proekologiczne projektowanie zmierza do wykorzystywania coraz nowszych i bardziej przyjaznych środowisku technik wytwarzania. Nowoczesność techniczna projektowanego wyrobu jest wynikiem innowacji technicznych, które pojawiły się w celu zminimalizowania negatywnego wpływu na środowisko. W trakcie przeprowadzania ekologicznych działań zapobiegawczych należy poddać ocenie:

- oddziaływanie oraz wpływ projektowanych technologii na środowisko,
- wszystkie technologie wytwarzania,
- etapy cyklu wytwarzania projektu, tj.:
 - dystrybucja rynkowa i konsumpcja,
 - wybór technologii wytwarzania / bazy surowcowej,
 - możliwość recyklingu / odzysku surowców,
 - selektywne gromadzenie i bezpieczne przechowywanie,
 - likwidacja pozostałości i odpadów,
 - deponowanie na składowiskach odpadów ostatecznych.

Znanych jest kilka metod proekologicznego projektowania; są to: metoda kompleksowa, metoda wskaźnika ekologicznego, metoda weryfikacji listy oraz metoda intuicyjna. Metody te szerzej omówiono w pracy [3].

3. Nowe materiały konstrukcyjne

Silnik spalinowy stosowany do napędu wszelkich pojazdów samochodowych jest obecnie w zasadzie bezkonkurencyjny jako źródło napędu. Jest jednak jednym z najcięższych zespołów samochodu, również także jednym z najdroższych. Ciągłe zatem poszukuje się nowych technologii materiałowych i sposobów obróbki, które stwarzają mniejsze zagrożenie środowiska. Poszukuje się materiałów o małej energochłonności, lżejszych, tańszych itd.

Obserwowane tendencje w zakresie wytwarzania silników spalinowych przeznaczonych do napędu pojazdów samochodowych można zestawić w następujących grupach:

- wprowadzanie nowych materiałów energooszczędnych o mniejszej masie;
- stosowanie nowoczesnych materiałów kompozytowych, np. proszków metali (np. korbowody w silnikach BMW) oraz tworzyw sztucznych, np. poliamidów, które mogą być wzmacniane włóknem szklanym, polipropylenu itp.; wykonuje się z nich układy dolotowe, pokrywy napędu rozrządu, prowadnice i napinacze łańcuchów, zbiorniki paliwa i innych płynów eksploatacyjnych;

- operating parameters,
- technical advancement,
- waste management.

For these reasons the pro-ecology design aims at using more and more novel and environment friendly manufacturing technologies. The technical advancement of a designed product is a result of technical innovations that were introduced in order to minimize the negative impact of a product on the environment. When preventive environmental actions are taken the following should undergo an evaluation:

- interaction and impact of the technology on the environment,
- all manufacturing technologies,
- stages in the production cycle of a product, i.e.:
 - market distribution and consumption,
 - selection of production technology / raw materials,
 - recyclability,
 - selective waste collection and storage,
 - liquidation of the remains,
 - placing the final waste at the disposal sites.

We know several methods of pro-ecology design: complex, ecological index, list verification and intuitive methods. These methods were more extensively discussed in paper [3].

3. Development trends in production processing

Today a combustion engines used for propulsion of all kinds of vehicles has practically no competitors. It is though one of the heaviest and the most expensive subassemblies of a vehicle. Hence, the engineers constantly seek new material technologies and methods of processing which are more environment friendly. Materials are sought that are lighter, cheaper and energy efficient during the production stage.

The observed trends in the production of combustion engines for road vehicles can be categorized as follows:

- the introduction of new materials of high energy efficiency and lower mass;
- the application of novel composite materials – metal powders (connecting rods in BMW engines), plastics – polyamides that can be reinforced with fiber glass and finally – polypropylene. The latter is used for the production of inlet manifolds, timing belt covers, timing chain guides and tensioners, fuel tanks and other reservoirs mounted in vehicles;
- the introduction of nano-materials in the nearest future, materials of higher durability, plasticity, resistance to wear, corrosion and creep;
- the application of environment friendly technologies – limiting processing that generates neutralization of resistant waste – chromium plating; replacing these methods with ecological cold plastic processing methods, ion implantation etc.;
- the return to old and simple solutions, possible thanks to new technologies and materials – the disappearance of valve clearance compensators. As Toyota has observed, with sufficient precision of workmanship the first valve clearance adjustment is to be made after 100,000 km; reintroduction of uniform blocks with the piston liners

- wprowadzanie w niedalekiej przyszłości nanomateriałów o lepszej wytrzymałości, superplastycznych, o dużej odporności na ścieranie, korozję, pełzanie;
- stosowanie technologii przyjaznych środowisku – ograniczanie obróbek pozostawiających trudne do neutralizacji odpady np. chromowania; zastępowanie ich ekologicznymi metodami obróbki plastycznej na zimno, implantacji jonowej itd.;
- powrót do dawnych, prostych rozwiązań konstrukcyjnych, możliwy dzięki nowym technologiom i materiałom, np. odchodzenie od kasatorów luzów zaworowych; według obserwacji Toyoty przy dobrym wykonaniu części pierwsza ingerencja w układzie rozrządu dotycząca luzu zaworowego jest wymagana dopiero po przebiegu ok. 100 000 km; ponowne wprowadzanie tzw. kadłubów jednolitych z tulejami wykonywanymi bezpośrednio w bloku cylindrów;
- stosowanie technologii i materiałów ułatwiających recykling dzięki odpowiednim uregulowaniom prawnym zmuszającym do tego producenta.

Kompozyty mogą stanowić kombinacje wszystkich rodzajów materiałów tworząc układ (rys. 1) o właściwościach innych niż materiały wchodzące w ich skład. W ten sposób po kombinacji „każdy z każdym” osnowo-zbrojenie otrzymuje się 9 grup kompozytów [9]. Wymagania stawiane materiałom kompozytowym dotyczą takich ich właściwości jak:

- trwałość eksploatacyjna,
- prostota procesu technologicznego,
- zakres żądanych właściwości mechanicznych oferowanego zespołu,
- niezawodność w eksploatacji i łatwość konserwacji,
- możliwość adaptacji do zautomatyzowanego procesu wytwarzania i kontroli produkcji,
- zdolność do dokładnego prognozowania trwałości wykonywanych z nich części maszyn.

Najważniejsze zalety tych materiałów to:

- mała gęstość,
- lepsze właściwości wytrzymałościowe, w tym zmęczenie, w podwyższonych temperaturach pracy,
- sztywność,
- właściwości trybologiczne (w tym odporność na zatarcie i zużycie),
- zdolność do tłumienia drgań,
- duże możliwości kształtowania ich właściwości,
- niemal bezodpadowa produkcja.

Zastosowanie kompozytów, faktyczne lub przewidywane, w przemyśle motoryzacyjnym i innych dziedzinach techniki przedstawiono w tablicy 1.

Ważnym stimulatorem poszukiwań nowych rozwiązań jest zmniejszanie masy silników co ma znaczący udział w masie pojazdów samochodowych. Do ostatnich nowości należą nadwozia aluminiowo-stalowe; przykładem jest ostatni pojazd BMW serii 5, w którym dzięki tej technologii zmniejszono masę pojazdu o 75 kg.

Do głównych zadań środków transportu należy maksymalizacja przenoszonego ciężaru ładunku z jednoczesną minimalizacją masy pojazdu i uwzględnieniem wymogu

made directly in the cylinder block;

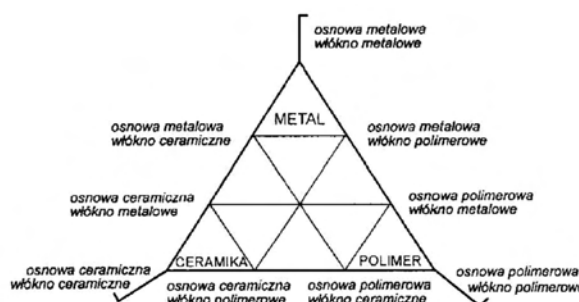
- the application of materials and technologies that facilitate recycling as a result of certain legal regulations forcing the manufacturers to do so.

The composites can be a combination of all types of materials forming a system (fig. 1) with properties other than the materials used for their production separately. In this way, having combined each of the materials we arrive at 9 groups of composites [9]. The requirements for composite materials are related to the following properties:

- durability,
- simplicity of the technological process,
- range of required mechanical properties of a given group,
- reliability and simplicity of maintenance,
- the possibility of adaptation to an automated production system and production control,
- capacity of precise determination of element durability.

The most important advantages of these materials are:

- low density,
- better properties strength-wise including fatigue, at elevated operating temperatures,
- rigidity,
- tribological properties (resistance to seizure and wear),
- capacity of vibration absorption,



- possibilities of choosing the required properties,
- nearly waste free production.

The application of composite materials (actual or forecasted) in the automotive industry and other fields are presented in Table 1.

An important stimulus for the search for new solutions is the reduction of engine mass which has a considerable influence on the total vehicle mass. Recent novelties are aluminum-steel vehicle bodies – the latest BMW 5 series – for which the new technology led to a mass reduction of 75 kg.

The main tasks of vehicles is the maximization of carried loads at a minimum vehicle mass, lowest cost of transport and top safety of operation.

That is why the development of transport itself sets the trends in the search for new material solutions including combustion engines. The basic guidelines in this respect can

Kompozyty / Composite materials	Części wykonane z kompozytu / Part made from composite materials	Spodziewane korzyści, wynikające z zastosowania kompozytu / Expected benefits resulting from the application of a composite material	Producenci / Producers
Al-SiC	Tłoki / <i>Pistons</i>	Zmniejszona masa, duża wytrzymałość i odporność na zużycie, kontrolowana rozszerzalność cieplna / <i>Reduced mass, high durability and wear resistance, controlled thermal expansion</i>	Duraclan, Martin, Marietta, Lanxide
	Tarcze hamulcowe, sprawdziany szczękowe, wkładki / <i>Brake discs, brake pads, caliper gauges</i>	Duża odporność na zużycie i zmniejszona masa wyrobu / <i>High resistance to wear and reduced mass</i>	Duraclan, Lanxide
	Wały napędowe / <i>Drive shafts</i>	Zmniejszona masa wraz ze sztywnością względną / <i>Reduced mass with relative rigidity</i>	GNK, Duraclan
Al-SiC	Korbowody / <i>Connecting rods</i>	Zmniejszona masa dynamiczna, duża wytrzymałość względna, sztywność i mała rozszerzalność cieplna / <i>Reduced dynamic mass, high relative durability, rigidity and low thermal expansion</i>	Nissan
Al-Al ₂ O ₃	Pierścienie tłokowe / <i>Piston rings</i>	Odporność na zużycie, możliwość podwyższenia temperatury pracy, mniejsze opory przy uruchamianiu silnika / <i>Resistance to wear, possibility of increased thermal load, high performance on cold start</i>	Toyota
	Denka tłoka (komory spalania tłoków) / <i>Piston crowns (combustion chambers in pistons)</i>	Zmniejszona masa dynamiczna, duża odporność zmęczeniowa i odporność na pękanie, duża odporność na szoki cieplne / <i>Reduced dynamic mass, high fatigue and creep resistance, high resistance to thermal shocks</i>	I&N, JPL, Mahle, Kolbenschmidt
Cu-grafit / Cu-graphite	Elektryczne listwy stykowe, łożyska ślizgowe / <i>Electrical contact strips, slide bearings</i>	Mały współczynnik tarcia, zmniejszone zużycie, mała rozszerzalność cieplna / <i>Low friction coefficient, reduced wear, low thermal expansion</i>	Hitachi Ltd.
Al-grafit / Al-graphite	Tuleje cylindrowe, cylindry łożyska ślizgowego / <i>Piston liners, slide bearing cylinder</i>	Odporność na zacieranie, mały współczynnik tarcia, zmniejszone zużycie i masa / <i>Resistance to seizure, low friction coefficient, reduced wear and reduced mass</i>	Associated Engineering CSIR
Al-TiC	Tłoki, korbowody / <i>Pistons, connecting rods</i>	Zmniejszona masa i zwiększona odporność na zużycie/ <i>Reduced mass and increased wear resistance</i>	Martin, Marietta
Al-włókno (fibre flax)/ Al-fibre flax	Tłoki / <i>Pistons</i>	Zmniejszona masa i zwiększona odporność na zużycie/ <i>Reduced mass and increased wear resistance</i>	Zöllner
Al-Al ₂ O ₃	Bloki cylindrowe / <i>Cylinder blocks</i>	Zmniejszona masa, zwiększona wytrzymałość i odporność na zużycie trybologiczne i erozyjno- korozyjne / <i>Reduced mass, increased durability and wear resistance</i>	Honda

minimalnych kosztów przewozu wraz z zachowaniem najwyższego poziomu bezpieczeństwa eksploatacji.

Dlatego też rozwój środków komunikacji sam wyznacza kierunki poszukiwań nowych rozwiązań materiałowych, również w odniesieniu do silników spalinowych. Podstawowe wytyczne w tym względzie można sformułować następująco [11]:

- nowe materiały muszą być opłacalne ekonomicznie i łatwe w wykonaniu,
- nowe materiały muszą zapewniać wyższą jakość produkcji,
- dokonując selekcji nowych materiałów należy kierować

be formulated as follows [11]:

- new materials must be economical and easy to make,
- new materials must ensure higher production quality,
- when choosing new materials we must meet the requirements of fuel economy and emission limits as well as recyclability,
- prompt implementation of new products from 3.5 to 5 years in the automotive industry and not more than 10-15 years in the commercial aviation [7].

Many world renown automotive concerns set more and more stringent requirements as to the material „flexibility”, which constitutes an incentive for a wider application of

się wymaganiami dotyczącymi oszczędności paliwa i norm emisji produktów spalania z uwzględnieniem optymalnej gospodarki odpadami i powrotu do obiegu (*recykling*),

- d) szybkie wdrażanie nowych produktów od 3,5 do 5 lat w przemyśle samochodowym i nie więcej niż 10-15 lat w lotnictwie cywilnym [7].

Wiele światowych koncernów samochodowych stawia coraz większe wymagania w stosunku do stabilnej „elastyczności” materiałowej, co stanowi zachętę do szerszego stosowania metalowych materiałów kompozytowych w pojazdach. Przewiduje się, że dzięki zmniejszeniu o 10% masy pojazdu można osiągnąć 5,5% zmniejszenie zużycia paliwa. W Stanach Zjednoczonych coraz modniejszy staje się pogląd, że samochody średnio- a nawet wysokolitrażowe powinny charakteryzować się zużyciem paliwa rzędu 6 dm³/100 km z uwzględnieniem amerykańskiego standardu wyposażenia samochodu, czyli m.in. w klimatyzację, system ABS, automatyczną skrzynię biegów, podwójne poduszki powietrzne itp., a więc w urządzenia których działanie przyczynia się także do wzrostu zużycia paliwa. Ważnym wymaganiem w stosunku do przemysłu ciężkich środków transportu są normy emisyjne produktów spalania w trakcie eksploatacji samochodów ciężarowych. Powoduje to nadal intensywne poszukiwania sprawniejszego, bardziej wydajnego silnika o zapłonie samoczynnym, co oznacza wzrost temperatury pracy, a więc konieczność stosowania materiałów bardziej wytrzymałych w podwyższonej temperaturze. Zakłada się więc, że wyższe koszty materiałowe powinny być rekompensowane przez nowocześniejszą, lżejszą konstrukcję silnika oraz jego polepszoną sprawność. Dla przykładu, w silniku o wartości 15000 USD zastosowanie kompozytowego tłoka przyczynia się do dodatkowych nakładów rzędu 200 USD, a więc wydatku rzędu 1%.

4. Wybrane przykłady nowych technologii

Zbieżne z dążeniem do zmniejszania masy pojazdów jest coraz szersze wprowadzanie materiałów kompozytowych i tworzyw sztucznych. Wprowadzanie w układach dolotowych silników spalinowych części z tworzyw sztucznych, lżejszych o 50% w porównaniu z aluminium, skutkuje obniżeniem masy silnika nawet do 5–6%. Poza układami dolotowymi z tych tworzyw wykonuje się pokrywy głowic, osłony pasków zębatych, przekładnie pasków rozrządu.

Stosowane są dwa sposoby wytwarzania elementów układów zasilania. Pierwszym jest wykonywanie kolektora dolotowego oraz jego przewodów za pomocą rdzeni metalowych ze stopu cyny z bizmutem. Stop ten o temperaturze topnienia 135°C jest wytapiany za pomocą grzania indukcyjnego. Temperatura roztapiania nie zagraża uszkodzeniem wykonywanych części. Wytapiony materiał jest ponownie używany w procesie formowania.

Drugim sposobem jest wykonywanie ich w częściach. Konstrukcja układu dolotowego jest podzielona a poszczególne części wykonywane są na wtryskarkach z łączeniem ich za pomocą zgrzewania lub z użyciem żywic.

Nowym rozwiązaniem jest odlewanie ciśnieniowe kałużebów silników spalinowych ze stopów aluminium (rys.

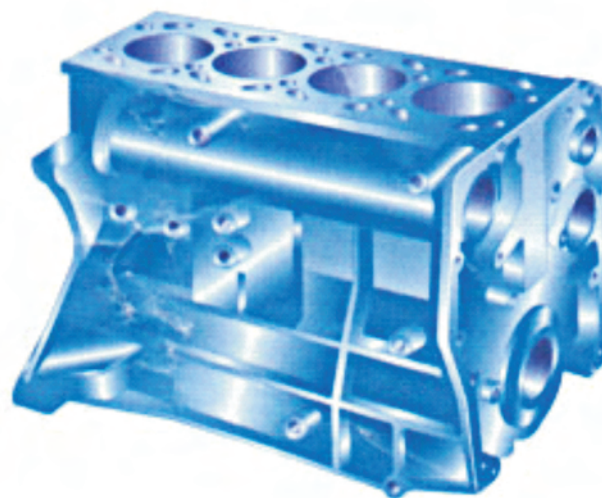
metallic composite materials in vehicles. It is estimated that a 10% reduction of vehicle mass will result in a 5.5 reduction of fuel consumption. In the United States of America there is an opinion that medium and high capacity engines should be characterized by a fuel consumption that does not exceed 6 dm³/100 km maintaining typical American vehicle standards such as air conditioning, ABS, automatic transmission, dual airbags etc. which are generally deemed to reduce the overall vehicle economy. An important requirement in the sector of heavy duty vehicles is the compliance with the emission limits, which triggers painstaking development works on a more efficient and effective diesel engine. Such an engine generates more heat, hence, materials which are more durable in higher temperatures are needed. It is, thus, assumed that higher material costs should be compensated by a design of a lighter and more efficient engine. To exemplify that: an application of a piston made from a composite material in an engine worth USD 15,000 increases the cost by approximately USD 200 i.e. 1%.

4. Selected examples of new technologies

The growing level of implementation of composite materials and plastics is in line with the pursuit of lower vehicle mass. The introduction of plastic inlet manifolds in combustion engines that are lighter by 50% as compared to aluminum ones results in the overall engine mass reduction of up to 5–6%. Head covers, timing belt covers and timing gears are made from the same materials.

Two types of manufacturing are applied in the production of inlet systems. The first one is making the inlet manifold and its ducts by metal cores made from tin-bismuth alloy. This alloy, of melting point of 135°C, is smelted by induction heating. The melting temperature does not damage the produced parts. The smelted material is once again used in the forming process. The second one is to make the inlet manifold in parts. An inlet manifold is divided into several parts made in the injection lines that are subsequently joined by resins or pressure bonding.

A new solution is aluminum pressure casting of engine



2). Kadłuby te muszą mieć grubsze ścianki, lecz mimo to są lżejsze, zwłaszcza w mniejszych silnikach. Ponieważ stopy te są droższe niż żeliwo, stosowanie ich jest racjonalne tylko wówczas, gdy oszczędności wynikające z uproszczonej obróbki skrawaniem pokrywają zwiększone koszty materiałowe. Odlewanie to, cechujące się:

- dużą dokładnością wymiarowo-kształtową,
- drobnoziarnistą strukturą, szczególnie wierzchniej warstwy,
- brakiem wad powierzchniowych,
- małą chropowatością,
- dużą wydajnością,
- małymi nadatkami na obróbkę (0,3–0,5 mm)

pozwała na uzyskanie odlewów precyzyjnych, lekkich i sztywnych o znacznie zmniejszonym zakresie obróbki, nie wymagających malowania wewnętrznych powierzchni. Przez zastosowanie tego procesu zwiększa się wydajność produkcji.

Odlewanie do form trwałych eliminuje procesy specjalne takie jak wykonywanie modeli, formowanie. Stopy aluminium są coraz częściej stosowane do produkcji silników; związane jest to z wtórnym wykorzystaniem wielu części, a dokładniej mniejszą energią potrzebną do produkcji. Nadmienić jednak należy, że odlewanie ze stopów aluminium, opłacalne w dużych seriach, spowodowało opracowanie nowych metod odlewania cienkościennych kadłubów z wysokogatunkowego żeliwa, zwłaszcza w USA, gdzie układ kosztów jest mniej sprzyjający dla stopów aluminium niż w Europie. Kadłub taki wykonany jako odlew cienkościenny z żeliwa z tulejami wykonanymi bezpośrednio w bloku jest niewiele cięższy od kadłuba ze stopu lekkiego (rys. 3, 4).

Dużym zmianom podlega ostatnio proces wytwarzania tłoków. Ograniczenia tradycyjnych metod wynikają z niewystarczających właściwości, takich jak:

- zbyt mała wartość współczynnika rozszerzalności cieplnej,
- niewystarczająca przewodność cieplna,
- zbyt mała odporność na szok termiczny i inne.

Nowoczesne metody wytwarzania tłoków przewidują wzmocnianie ich konstrukcji materiałami kompozytowymi. Opracowuje się też metody prasowania tłoków w stanie ciekłym (rys. 5–8).

Do nowych materiałów stosowanych na korbowody

crankcases (Fig. 2). These crankcases must have thicker walls, but are lighter, particularly in smaller engines. Due to the fact that these alloys are more expensive than cast iron, their application is rational only if the economies made out of the simplified machining cover the increased material costs. This type of casting is characterized by:

- high precision in terms of shape and dimension,
- fine grained structure, particularly the outer layer,
- lack of surface flaws,
- little roughness,
- high efficiency,
- little material allowance (0,3–0,5 mm).

It allows precise, light and rigid casts with minimized processing requirements and does not require internal painting. The application of this process increases production efficiency.

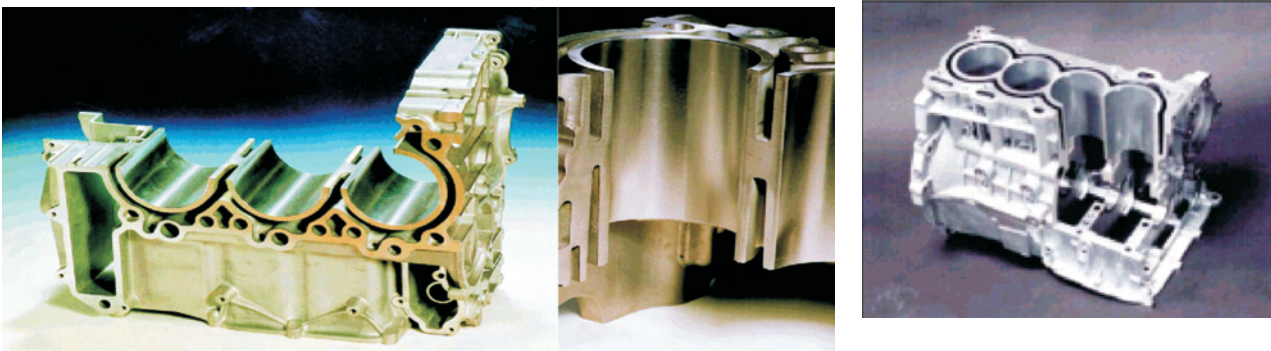
Casting to permanent moulds eliminates special processes such as modeling and forming. Aluminum alloys are more and more frequently used in the engine production, which is related to the secondary use of parts thus less energy is needed for production. We should also mention the fact that aluminum casting, profitable in large series, led to the development of new methods of thin walled engine crankcase high quality iron casting, particularly in the US, where the cost structure for aluminum alloys is less advantageous than in Europe. An engine crankcase made as a thin walled iron cast with the piston liners made directly in the block is not much heavier than that made of a light alloy (Fig. 3, 4).

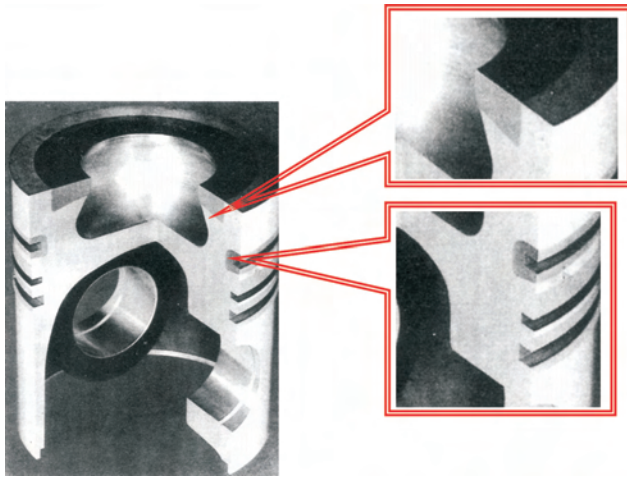
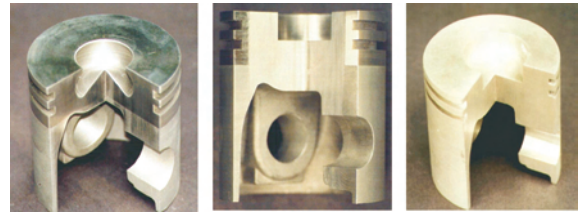
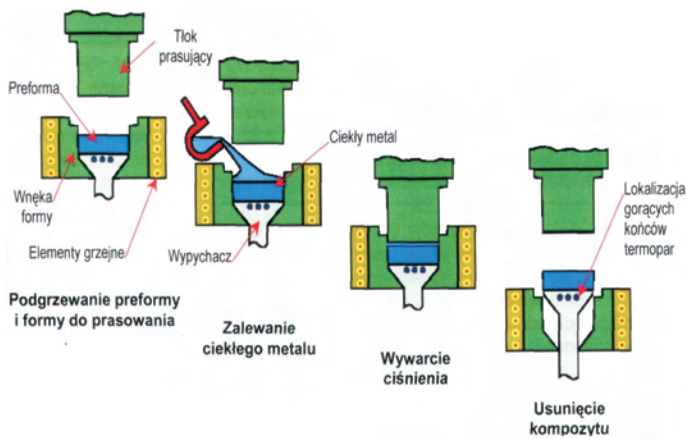
The process of piston making has undergone serious changes recently. The limitations of traditional methods result from insufficient properties such as:

- insufficient thermal expansion coefficient,
- insufficient thermal conductivity,
- insufficient resistance to thermal shocks.

Modern methods of piston manufacturing provide for the reinforcement of their build by composite materials. Methods of piston pressing in the liquid state are also being developed (Fig. 5–8).

New materials used for the production of piston connecting rods currently also include sintered powders and magnesium alloys. These materials are, however, expensive and applied only by renown car manufacturers in their high-end products.





możemy obecnie także zaliczyć proszki spiekane oraz stopy magnezu. Są to jednak materiały drogie, stosowane przez renomowane firmy samochodowe w droższych modelach samochodów.

Omówione odlewanie ciśnieniowe stosuje się do wytwarzania wielu drobniejszych części silników (rys. 9).

W niektórych szybkoobrotowych silnikach samochodów wyścigowych (np. Porsche, Ford-Cosworth, BMW, Renault) stosuje się korbowody odkute z technicznego stopu tytanu (tab. 1), których masa zmniejszyła się około 30%. Nową technologią wykonania podziału stopy kutego korbowodu stosuje koncern Opel. W silniku Ecotec 2,5 V6, po dokładnej obróbce stopy i wykonaniu karbu na średnicy podziałowej, odłupuje się pokrywę od stopy metodą klina hydraulicznego (rys. 10). Nierówna, przypadkowa powierzchnia przełomu o drobnoziarnistej strukturze gwarantuje dobre przyleganie pokrywy do stopy eliminując konieczność dokładnej obróbki i łączenia śrubami pasowanymi.

Wytwarzanie wałów korbowych metodą spęczania z równoczesnym zginaniem (metodą TR) jest często wykorzy-

The discussed pressure casting is applied for a variety of smaller engine parts (Fig. 9).

In some high speed engines fitted in race cars (Porsche, Ford-Cosworth, BMW, Renault) piston connecting rods forged from technical titanium alloy are applied (Tab. 1), whose mass is thus reduced by approximately 30%. A new technology of connecting rod big end division is applied by Opel. In its Ecotec 2.5 V6 engine, upon a precise processing of the big end and notching the division line, the cover is chipped off the big end by a hydraulic wedge (Fig. 10). The uneven and random surface of the fracture of fine grained structure guarantees a good adhesion of the cover to the big end of the connecting rod, thus, eliminating the necessity of precise processing and joining the elements with fitted bolts.

The making of crankshafts by upset forging along with bending (the TR method) is a frequently used and energy efficient process. The energy efficiency consists in the application of one tool and the material in the form of a roll bead. This method eliminates cutting and reforging of the bloom done on separate machines. A crankshaft has to withstand very high loads, hence the quality of the surface of the crankpins and main bearings is extremely important. It is ensured by the application of various methods of surface processing. A very cost effective and environment friendly type of processing is cold treatment, most often burnishing i.e. cold work hardening. The surface thus treated is characterized by great hardness and low roughness.

The application of surface processing techniques widely applied in the past has recently been limited due to environmental requirements. This, among others, pertains to chromium plating, in which case, high costs of waste treatment decreased the profitability of the process. Recently the industry has also withdrawn from the method of cylinder

stywanym, energooszczędnym procesem. Energooszczędność polega na stosowaniu jednego urządzenia i materiału wyjściowego w postaci wałka. Metoda ta eliminuje operacje nacinania i przekuwania kęsiska wykonywane na odrębnych urządzeniach. Wał korbowy jest częścią narażoną na duże obciążenia, dlatego bardzo ważna jest jakość powierzchni na czopach korbowych i głównych. Zapewnia się to stosując różne metody obróbki powierzchniowej. Obróbką niewymagającą dużych nakładów finansowych i przyjazną środowisku jest obróbka plastyczna na zimno, najczęściej dogniatanie, czyli utwardzanie zgniotem. Powierzchnia obrobiona w ten sposób na dużą twardość powierzchniową i małą chropowatość.

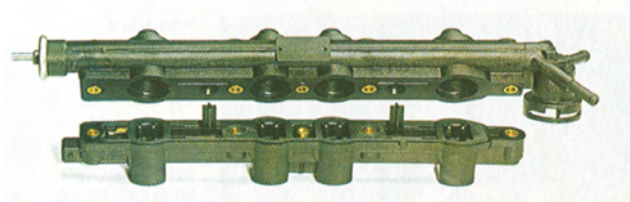
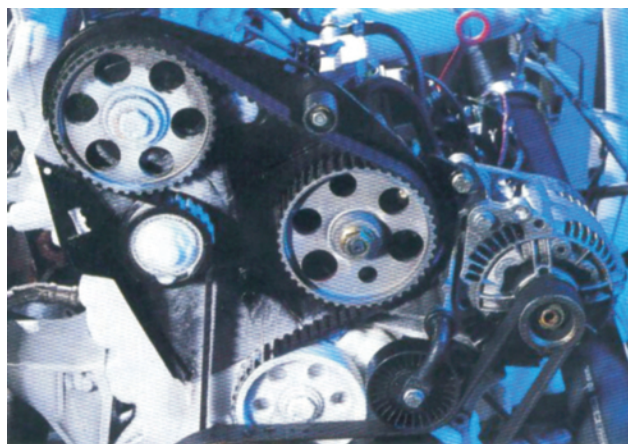
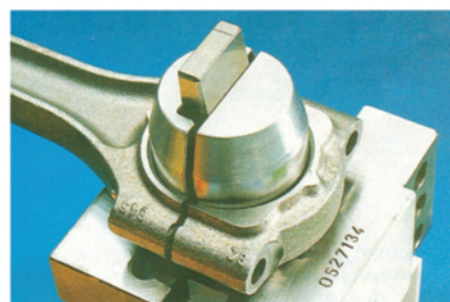
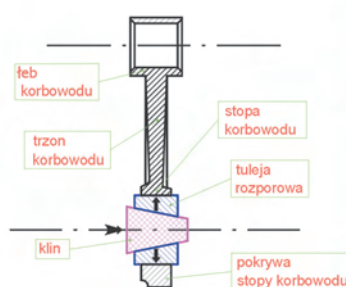
Stosowanie wielu, szeroko kiedyś stosowanych rodzajów obróbki powierzchniowej, przy obecnych wymaganiach ekologii zostało ograniczone. Dotyczy to na przykład chromowania, przy którym duże koszty utylizacji toksycznych pozostałości spowodowały, że proces stał się dużo mniej opłacalny. Szeroko stosowane, do niedawna chromowanie tulei cylindrowych, trudnymi zresztą metodami chromu porowatego, zostało zupełnie wycofane.

Nowe technologie, stosowanie materiałów kompozytowych i nowych generacji tworzyw sztucznych są również widoczne w innych elementach silników, takich jak np. koła pasowe, różne pokrywy, listwy paliwowe czy zbiorniki paliwa (rys. 11–13).

Nowe technologie stosuje się do produkcji łożysk ślizgowych, filtrów czy reaktorów katalitycznych (rys. 14). Do ich budowy stosuje się wykonywane specjalnymi technikami porowate materiały ceramiczne tzw. gazary.

Tak nowoczesne metody jak np. metoda infiltracji ciśnieniowej preformy (np. z tlenku glinu) stopem aluminium znajdują również zastosowanie przy wzmacnianiu szczególnie obciążonych części silnika spalinowego (rys. 15).

Materiałami wprowadzanymi do produkcji wielu mniejszych części pojazdów są proszki spiekane. Technologia ta gwarantuje wysoka dokładność wymiarową. W zastosowaniu do produkcji korbowodów umożliwia ona wykonanie korbowodu w całości i odłamywanie jego pokrywy, co bardzo obniża pracochłonność obróbki. Innym przykładem mogą być drobne elementy pomp wtryskowych, od których wymaga się wysokiej jakości wykonania. Elementy te wykonywane są poprzez spiekanie proszków metali, co eliminuje uciążliwe odlewanie precyzyjne lub zmułne procesy obróbki

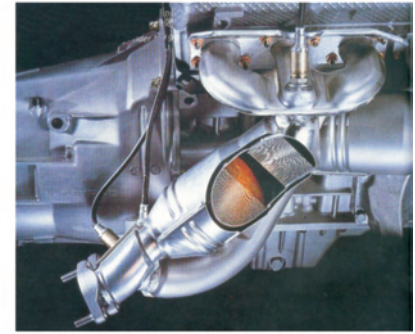
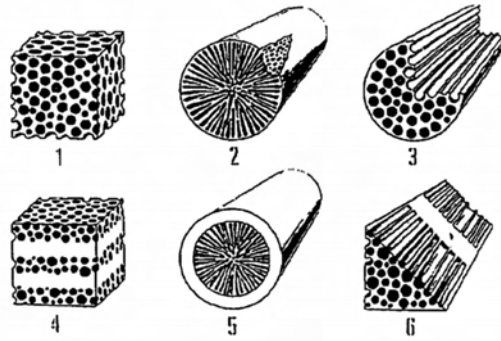


liner porous chromium plating.

New technologies, the application of composite materials and new generation of plastics are clearly visible in other parts of engines such as pulleys, covers, fuel ducts or fuel tanks (Fig. 11–13).

New technologies are also used for the production of slide bearings, filters or catalytic converters (Fig. 14). Porous ceramic materials – gazars – developed by special techniques are used to make these elements.

The reinforcement of engine parts that operate under



skrawaniem.

Przykład nowoczesnej konstrukcji samochodowego silnika spalinowego wykonanego głównie ze stopów

lekkich przedstawiono na rysunku 16.

7. Podsumowanie

Główny stymulator rozwoju silników spalinowych – ochrona środowiska jest powiązana z zapotrzebowaniem energii. Zakłady produkcyjne stosujące nowoczesne obrabiarki skrawające są bardziej energooszczędne i bardziej wydajne. Stosowanie nowoczesnych, zintegrowanych i skomputeryzowanych obrabiarek znacznie ułatwia i przyspiesza procesy produkcyjne przy zachowaniu powtarzalności wymiarów.

W produkcji seryjnej i masowej niezbędne jest opracowanie kompleksowe procesu technologicznego wyrobu tak, by były spełnione wszystkie wymagania konstrukcyjne i ekologiczne. Równocześnie ze względów ekonomicznych należy koniecznie spełnić warunek, aby ogólny wkład pracy i kosztów zużytych na wyprodukowanie silnika był jak najmniejszy, niezależnie od kształtowania się wartości kosztów na poszczególnych etapach. Żaden więc z etapów – procesy technologiczne półfabrykatów gotowych, części czy ich montaż – nie może być rozpatrywany oddzielnie.

W przyszłości można się spodziewać zwiększonego stosowania tworzyw sztucznych w budowie silników spalinowych. Stosowanie nowoczesnych technologii często umożliwia również powrót do prostszych rozwiązań, np. do kadłubów żeliwnych, lecz o mniejszej masie w stosunku do kadłubów aluminiowych. Spowodowane to będzie możliwością uzyskania cienkich ścianek przy zachowaniu tej samej lub wyższej sztywności co kadłuby aluminiowe. Rozwój procesów produkcyjnych silników spalinowych będzie związany ze zmniejszaniem ich masy, co w efekcie zapewni mniejszy ciężar pojazdu i zapotrzebowanie na paliwo.

Efekty zastosowania poszczególnych rozwiązań mogą się różnić na skutek różnych sposobów realizacji procesu produkcji przez poszczególnych producentów. Widoczna jest jednak konieczność łączenia niektórych

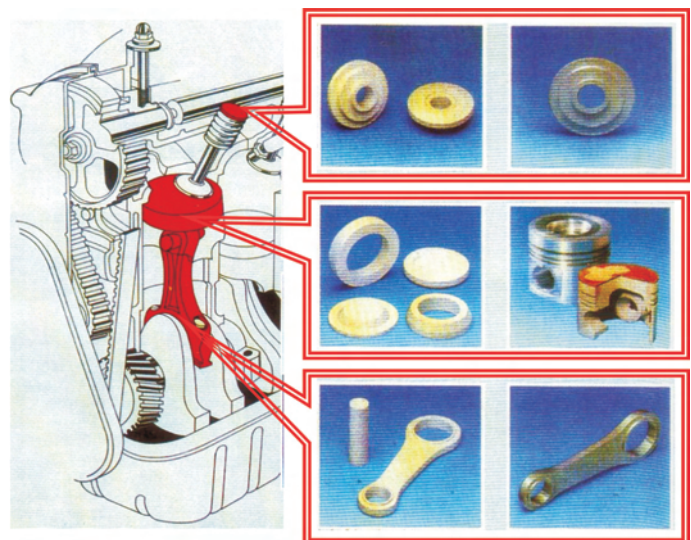
extreme load can be effected by such modern methods as pre-form pressure infiltration with aluminum alloy (aluminum oxide) (Fig. 15).

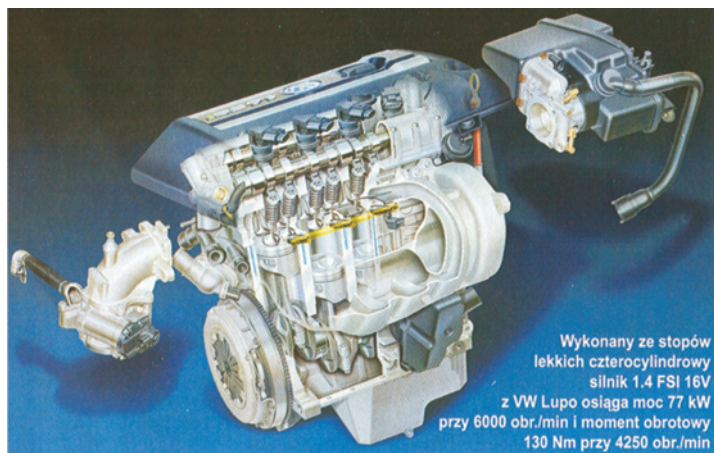
Materials that are introduced in production of smaller parts are sintered powders. This technology guarantees high dimensional precision. When applied in the production of crankshafts it allows the making of the part as one element and chipping off its cover, which substantially decreases the labor level of the processing. Another example can be small elements of injection pumps which require a very high precision of workmanship. These elements are made through metal powder sintering, which eliminates the very inconvenient and painstaking processes of machining.

An example of a modern vehicle engine design has been shown in figure 16.

7. Conclusions

The main stimulus for combustion engine development – environment protection is related to energy efficiency. Production facilities that use modern machining tools are more economical and efficient. The application of modern, integrated and automated machining tools facilitates and





Wykonany ze stopów lekkich czterocylindrowy silnik 1.4 FSI 16V z VW Lupo osiąga moc 77 kW przy 6000 obr./min i moment obrotowy 130 Nm przy 4250 obr./min

rozwiązań; coraz ważniejsza jest rola wszelkich nowych technologii wytwarzania, wprowadzania nowych materiałów, co chociaż mniej efektywne, zaczyna dominować w rozwoju środków transportu, w tym również silników spalinowych.

Artykuł recenzowany

speeds up the production processes maintaining the dimensional repeatability of the products.

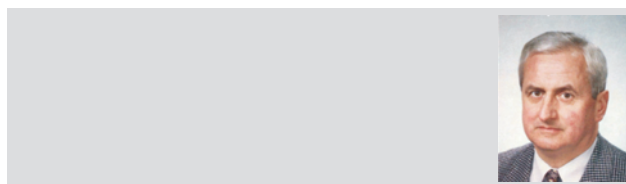
In serial production it is a prerequisite that a complex technological process of a product is developed in order to meet all technical and environmental requirements. At the same time, for economic reasons, an additional requirement must be met that the overall labor costs and costs applied to a product are the lowest possible irrespective of the cost structure in particular stages. Hence, none of the stages— technological processes of ready made half products or their fitting cannot be analyzed separately.

The future can see a more frequent application of plastics in combustion engines. The application of modern technologies will many a time allow a return to simpler solutions e.g. cast iron crankcases, yet, of lower weight than the aluminum ones. We will simply build thinner walls with a higher level of rigidity. The development of combustion engine production processes will be tightly related to the reduction of their mass, which will eventually reduce the vehicle overall weight and fuel consumption.

The effects of the application of particular solutions may vary due to differences in the realization of the production processes by the manufacturers, though combining certain solutions seems necessary. The role of all new production technologies and the introduction of new materials is getting

Literatura/Bibliography

- [1] Budziszewski M.: Najnowsze tendencje w procesach przygotowania powierzchni w światowym przemyśle samochodowym. Chemetall Polska Sp. z o.o. 2004.
- [2] Dobrosz K., Matysiak A.: Tworzywa sztuczne w pojazdach samochodowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982.
- [3] Idzior M.: Nowe technologie wytwarzania samochodowych silników spalinowych w aspekcie wymogów ekologii. Materiały PTNSS Kongres, Bielsko-Biała / Szczyrk, 2005.
- [4] Idzior M.: Tendencje rozwojowe samochodowych silników o zapłonie samoczynnym z uwzględnieniem nowości technologicznych. Materiały Sympozjum Naukowo-Technicznego WSM KROTOSZYN S.A., Krotoszyn 1997, s. 39–51.
- [5] Idzior M.: Proekologiczne technologie w procesach produkcji środków transportu, Inżynieria maszyn, Vol. 8 Zeszyt 4, 2003. Agencja Wydawnicza Wrocławskiej Rady FSNT NOT, Wrocław 2003.
- [6] Kuzia B.: Recykling samochodów wycofanych z eksploatacji. Instytut Gospodarowania Odpadami 2003.
- [7] Larsen J.M., Russ S.M., Jones J.W.: Possibilities and Pitfalls in Aerospace Applications of Titanium Matrix Composites, NATO AGARD Conference on Characterization of Fibre Reinforced Titanium Metal Matrix Composites. Bordeaux, France, September 1993.
- [8] Łukaszewicz E.: Ekologiczne zasady programowania i projektowania technologicznego. WNT, Warszawa 2004.
- [9] Mańkowska M., Wach A.K.: Zasady proekologicznego projektowania. WKiŁ, Warszawa 2000.
- [10] Mazurkiewicz A.: Technologie specjalne kształtowania materiałów. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, 2002.
- [11] Merksiz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, tom I. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
- [12] Materials Research Agenda for the Automotive and Aircraft Industries, National Materials Advisory Board, NMAB-468. National Academy Press: Washington, 1993.
- [13] Sawa R. (red.): Recykling samochodów: Ekologia, prawo, polityka, perspektywy. Wydawnictwo Przemysłowego Instytutu Automatyki i Pomiarów, Warszawa 2001.
- [14] Sobczak J.: Metalowe materiały kompozytowe. Stan aktualny i perspektywy rozwoju w świetle polityki naukowej, technologii i praktyki przemysłowej Stanów Zjednoczonych. Zeszyty Instytutu Odlewnictwa, Kraków 1996.
- [15] Wojciechowski A.: Bezpieczeństwo w ruchu drogowym w aspekcie części zamiennych pochodzących z odzysku produktowego. Instytut Transportu Samochodowego, Warszawa 2003.
- [16] Zenowicz Z., Gauda K.: Powłoki organiczne w technice antykorozyjnej. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Warszawskiej, 2003.



Karol CUPIAŁ*
Adam DUŻYŃSKI
Janusz GRZELKA

Podsumowanie ośmioletniej eksploatacji biogazowego zespołu ciepło- i prądotwórczego w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie

W pracy podsumowano dotychczasową ośmioletnią eksploatację przemysłową biogazowego zespołu ciepło- i prądotwórczego w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. Jest to typowa instalacja energetyki skojarzonej CHP (Combined Heat and Power) wytwarzająca energię elektryczną i ciepło w źródle paliwa gazowego i w miejscu zapotrzebowania. Tworzą ją: gazowy silnik spalinowy napędzający generator asynchroniczny oraz zespół dwóch wymienników ciepła. Silnik spalinowy jest zasilany biogazem pozyskiwanym w oczyszczalni jako produkt uboczny podczas przeróbki osadów ściekowych.

Słowa kluczowe: silnik gazowy, eksploatacja

A summary of eight years of operation of the biogas heat and power-generating set in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa

The paper presents a summary of the last eight years of industrial operation of the biogas heat and power-generating set in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa. This is a typical installation of the CHP (Combined Heat and Power) coupled power engineering, which generates electrical power and heat at the source of gas fuel and at the place of demand. Its is composed of a gas combustion engine driving an asynchronous generator and a set of two heat exchangers. The combustion engine is supplied with biogas acquired from the Waste Treatment Plant, where it is generated as a byproduct during sewage sludge treatment.

Key words: gas engine, operation

1. Wstęp

Zespół ciepło- i prądotwórczy z silnikiem biogazowym 8A20G został zaprojektowany, wykonany i przebadany w ramach projektu celowego KBN zrealizowanego przez Instytut Maszyn Tłokowych i Techniki Sterownia Politechniki Częstochowskiej oraz Zakłady H.Cegielski-Poznań S.A. Po zakończeniu realizacji projektu oddano go w 1998 roku do przemysłowej eksploatacji w częstochowskiej oczyszczalni ścieków wytwarzającej biogaz jako produkt uboczny fermentacji osadów ściekowych. W pracy omówiono dotychczasowe doświadczenia uzyskane w czasie ośmioletniej eksploatacji zespołu CHP z silnikiem biogazowym 8A20G, którego genezę, opis i wcześniejsze doświadczenia przedstawiono m.in. w [1–3].

2. Zespół elektrociepłowniczy z silnikiem gazowym 8A20G

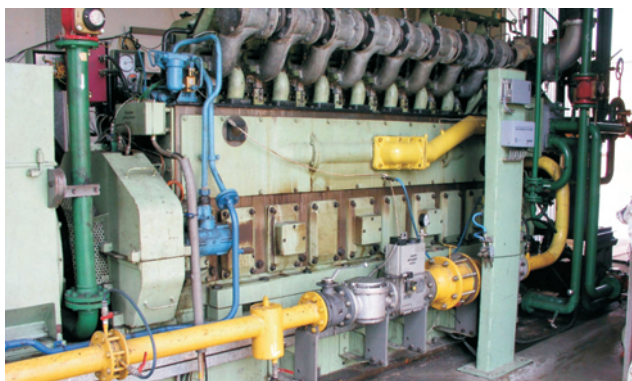
Silnik gazowy 8A20G [1–3] pokazany na rysunkach 1 i 2 jest doładowanym ośmiocyndrowym, rzędownym silnikiem czterosuwowym. Skok tłoka wynosi 240 mm, średnica cylindra 200 mm, prędkość obrotowa 1000 obr/min. Silnik jest zasilany biogazem o przeciętnym składzie: CH₄ 60÷65%; CO₂ 30÷34%; H₂ ok. 4%; N₂ ok. 2%. Ponadto w biogazie występują niewielkie ilości tlenu węgla, tlenu, węglowodorów, siarkowodoru, amoniaku i tlenu azotu. Dodatek CO₂ w znaczący sposób podnosi odporność przeciwstukową gazu, czyniąc go atrakcyjnym paliwem dla silników spalinowych.

1. Introduction

The 8A20G biogas engine heat and power-generating set has been designed, constructed and tested within a KBN (Scientific Research Committee) target project carried out by the Institute of Piston Machines and Control Technology of Częstochowa University of Technology and the H. Cegielski-Poznań S.A. After completion of the project, in 1998 it was put into industrial operation in the Częstochowa Waste Treatment Plant generating biogas as a byproduct of sewage sludge fermentation. The present paper discusses the hitherto experience gained during the eight-year operation of the 8A20G biogas engine CHP set, whose genesis, description and earlier experience are presented elsewhere, for example in [1–3].

2. Heat and Power generating set with the biogas engine 8A20G

The 8A20G gas engine [1–3] as shown in Figs. 1 and 2 is a four-stroke eight-cylinder in-line engine. The cylinder stroke is 240 mm, cylinder bore 200 mm, and engine speed 1,000 min⁻¹. The engine is supplied with biogas of the following average composition: CH₄ 60÷65%; CO₂ 30÷34%; H₂ approx. 4%; N₂ approx. 2%. In addition the biogas contains small amounts of carbon monoxide, oxygen, hydrocarbons, hydrogen sulfide, ammonia and nitrogen oxide. The CO₂ addition significantly enhances the antiknock resistance of the gas, thereby making it an attractive fuel for combustion

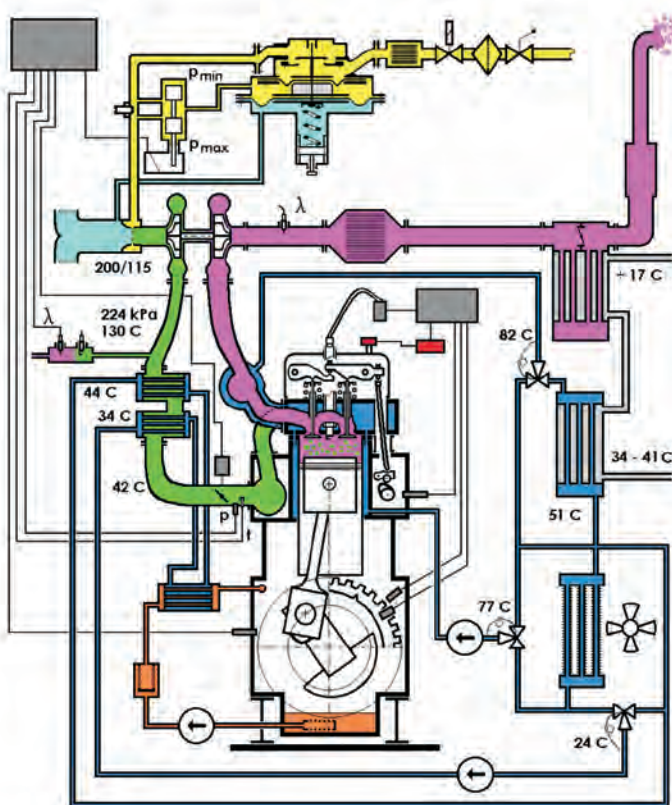


wych. Mieszanka paliwa gazowego z powietrzem wytwarzana jest w stałoprzelotowym, niskociśnieniowym, zeronadciśnieniowym mieszalniku umieszczonym na dolocie do nieregulowanej turbosprężarki i po sprężeniu jest schładzana w dwustopniowej chłodnicy wodnej, z której jest doprowadzana do kolektora dolotowego i do cylindrów.

Ilość mieszanki (i moc silnika) jest regulowana przepustnicą dławiącą przepływ sprężonej mieszanki, znajdującą się między chłodnicą mieszanki a kolektorem dolotowym, która jest sterowana elektronicznym regulatorem zapewniając regulację ilościową. Silnik wyposażono w elektroniczny układ regulacji składu mieszanki palnej zawierający sondę lambda, z której sygnał jest doprowadzany do regulatora i stąd, za pośrednictwem sprzężenia zwrotnego oddziałuje na aktualny skład mieszanki palnej zasilającej silnik zapewniając dodatkowo regulację jakościową. Oprogramowanie regulatora umożliwia zmianę jego charakterystyk oraz bieżący pełny monitoring na ekranie komputera przenośnego. Zapłon mieszanki palnej realizują dwuelektrodowe świece zapłonowe zasilane z indywidualnych cewek zapłonowych wysokoenergetycznej instalacji zapłonowej, której cyfrowy moduł sterujący umożliwia m.in. płynną zmianę kąta wyprzedzenia zapłonu, automatyczny dobór energii wyładowania iskrowego, zmianę czasu jego trwania oraz pełną, automatyczną diagnostykę układu zapłonowego. Moduł ten współpracuje z elektronicznym układem detekcji i kontroli spalania stukowego monitorującym wszystkie cylindry silnika. Automatyczny rozruch silnika sprężonym powietrzem doprowadzanym z zespołu butli do rozrusznika pneumatycznego jest poprzedzony wstępnym przepłukaniem układu dolotowego i wylotowego czystym powietrzem skutecznie obniżającym możliwość wystąpienia niepożądanego zapłonu niespalonej mieszanki palnej w układzie wylotowym zawierającym dodatkowo wymiennik ciepła spaliny-woda. Asynchroniczny generator elektryczny 6,3 kV sprzęgnięty z silnikiem gazowym współpracuje

engines. The gas and air mixture is produced in a fixed-passage low-pressure zero-overpressure mixer positioned at the unadjustable turbocompressor inlet and, upon being pressurized, it is cooled in a two-stage water cooler, from which it is delivered to the intake manifold and to the cylinders.

The amount of the mixture (and engine power) is regulated by a compressed mixture flow throttling valve that is situated between the mixture cooler and the intake manifold, and is controlled by an electronic controller providing quantitative regulation. The engine is equipped with an electronic air-fuel mixture regulation system with an oxygen sensor, from which the signal is supplied to the controller and hence, through the feedback, acts on the current composition of the air-fuel mixture supplying the engine, providing thereby additional quantitative regulation. Controller software enables



the engine characteristics to be changed and fully monitored on a portable computer screen. The ignition of the air-fuel mixture is effected by double-electrode spark plugs supplied from the individual ignition coils of a high-energy ignition circuit, whose digital control module enables, among other things, the infinitely variable adjustment of the ignition advance angle, automatic selection of spark discharge energy and duration, and the full automatic diagnostics of the ignition system. The module operates with an electronic

równolegle z ogólną siecią energetyczną. Silnik osiąga moc 650 kW i maksymalną sprawność 36,1%, co odpowiada jednostkowej pracy efektywnej 1,26 MJ/m³ i jednostkowemu zużyciu biogazu ok. 0,4 m³/kWh. Czynna moc elektryczna zespołu wynosi 600 kW, wytworzona energia elektryczna jest odprowadzana do sieci elektrycznej 6,3 kV. Układ wymienników ciepła woda–woda i spaliny–woda pozwala odzyskać i przekazać do obiegu grzewczego oczyszczalni ok. 260 kW ciepła z układu chłodzenia silnika i ok. 320 kW ciepła z układu wylotowego, przy obciążeniu elektrycznym 600 kW. Praca biogazowego zespołu elektrociepłowniczego jest kontrolowana przez układy sterująco-pomiarowe oraz automatyczne układy bezpieczeństwa odcinające dopływ gazu i zatrzymujące silnik. Spaliny silnika spełniają wymogi przepisów TA-Luft.

3. Pozyskiwanie biogazu i jego utylizacja

Oczyszczalnia Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie przyjmuje dobowo ok. 50 000 m³ ścieków, zatrzymuje ok. 400÷450 m³ osadu surowego oraz produkuje do 3500 m³ biogazu o wartości opałowej ok. 22 MJ/m³. Osad surowy zagęszczony w lejach osadników wstępnych do zawartości ok. 5% suchej masy i osad czynny nadmierny powstający w stopniu biologicznym po zagęszczeniu do około 5÷6% suchej masy na zagęszczaczu mechanicznym są kierowane do wydzielonych zamkniętych komór fermentacyjnych. Poddawane są fermentacji metanowej w temp. 35÷37°C, a wytworzony gaz fermentacyjny (biogaz) zostaje wykorzystany w istniejącej kotłowni gazowej do wyprodukowania ciepła dla podgrzewania komór fermentacyjnych lub do zasilania biogazowego zespołu ciepło- i prądotwórczego.

Głównymi składnikami biogazu są: metan (CH₄), dwutlenek węgla (CO₂) oraz śladowe ilości innych składników. Skład i ilość wydzielanego biogazu zależna jest od ilości substancji organicznych w osadzie i od uzyskanego stopnia ich przefermentowania [2]. Z osadów ze ścieków miejsko-przemysłowych uzyskuje się na ogół około 400÷500 dm³ gazu z 1 kg rozłożonej substancji organicznej, o średnim składzie 65÷70% CH₄ i 30÷35% CO₂. Okresowe nadwyżki gazu są gromadzone w zbiorniku gazu. Ponieważ metan CH₄, główny składnik biogazu, należy wraz z dwutlenkiem węgla CO₂ – także znaczącym składnikiem biogazu – ozonem O₃, podtlenkiem azotu N₂O i CFC do grupy gazów cieplarnianych, których koncentracja w atmosferze ziemskiej w ciągu kilkudziesięciu lat gwałtownie wzrosła, każde działanie sprządzające się do likwidacji zanieczyszczeń u samego źródła jest działaniem proekologicznym zgodnym z podstawową strategią ekologicznego rozwoju.

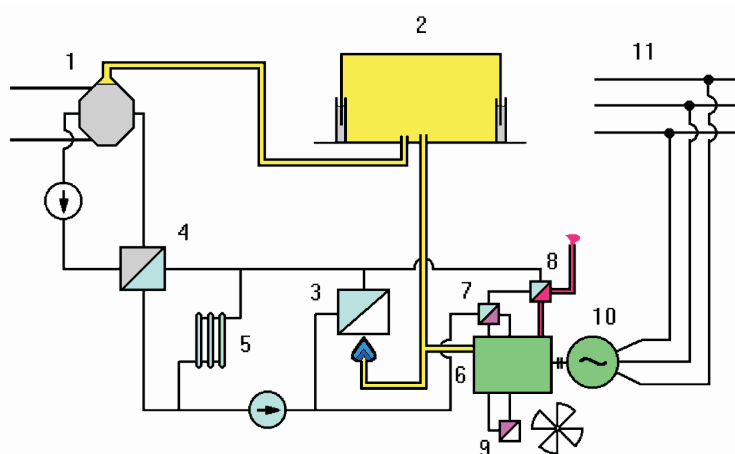
Od ośmiu lat w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie jest eksploatowane źródło kogeneracyjne wytwarzające energię elektryczną i ciepło. Źródło to tworzą: gazowy silnik spalinowy napędzający generator asynchroniczny oraz zespół dwóch wymienników ciepła. Silnik spalinowy jest zasilany biogazem pozyskiwanym w oczyszczalni jako produkt uboczny podczas przeróbki osadów ściekowych. Jest to typowa instalacja energetyki skojarzonej CHP wytwarzająca energię elektryczną i ciepło w źródle paliwa gazowego i w miejscu zapotrzebowania

knocking combustion detection and control system that monitors all engine cylinders. The automatic starting of the engine with compressed air supplied from a set of cylinders to the pneumatic starter is preceded by preliminary purging of the intake and the exhaust systems with clean air, which efficiently reduces the possibility of occurring an undesirable ignition of an un-burned air-fuel mixture in the exhaust system that includes additionally a combustion gas – water heat exchanger. A 6.3 kV asynchronous electric generator coupled with the gas engine operates in parallel with the general power grid. The engine attains a power of 650 kW and a maximum efficiency of 36.1%, which corresponds to a unit effective work of 1.26 MJ/m³ and a unit biogas consumption of approx. 0.4 m³/kWh. The active power of the set is 600 kW, and the generated electrical energy is carried to a 6.3 kV electrical network. A warm water–water and combustion gas–water heat exchanger system allows approx. 260 kW of heat from the engine cooling system and approx. 320 kW of heat from the exhaust system to be recovered and transferred to the Waste Treatment Plant's heating circuit, with an electric load of 600 kW. The operation of the biogas heat and power-generating set is controlled by control and measuring systems and by automatic safety systems cutting off the gas supply and stopping the engine. The engine combustion gas meets the requirements of the TA-Luft provisions.

3. The acquisition of biogas and its utilization

The Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa receives approx. 50,000 m³/day of sewage, retains approx. 400÷450 m³ crude sludge and produces up to 3,500 m³ of biogas of a calorific value of approx. 22 MJ/m³. The crude sludge thickened in the funnels of primary settling tanks to approx. 5 % of dry solids and excessive activated sludge forming at the biological stage after thickening to approx. 5÷6 % of dry solids on a mechanical thickener are directed to separated closed sludge digestion chambers. Here they undergo methane fermentation at a temperature of 35÷37°C, and the fermentation gas (biogas) produced thereby is utilized in the existing gas boiler room for the generation of heat used either for heating up the digestion chambers or for supplying the biogas heat and power-generating set.

The main biogas constituents are: methane (CH₄), carbon dioxide (CO₂) and traces of other gases. The composition and amount of biogas released is dependent on the amount of organic matter contained in the sludge and on the attained degree of its fermentation [2]. Municipal sewage and industrial waste water sludge generally yields approximately 400÷500 dm³ of gas from 1 kg of decomposed organic matter of the following average composition: 65÷70% CH₄ and 30÷35% CO₂. Periodical gas surpluses are stored in a gasholder. Because methane, CH₄ – the main biogas component together with carbon dioxide, CO₂ – being also a major biogas component, ozone O₃, nitrous oxide N₂O, and CFC belongs to the group of greenhouse gases, whose concentration in the earth's atmosphere has dramatically increased over the last few decades, any activity that contributes to the liquidation of the pollutants at their very source is a pro-ecological activity, being in line with the basic strategy of ecological



(rys. 3).

Ciepło jest dostarczane do zakładowej sieci ciepłowniczej. Wyprodukowana energia elektryczna w znacznej mierze pokrywa zapotrzebowanie energetyczne zakładu. Instalacje CHP cechują się wysokim stopniem efektywności. W związku z tym, że znajdują się one w pobliżu użytkownika – najczęściej bezpośrednio u niego – straty przesyłowe są znacznie niższe niż w przypadku centralnego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła. Zastosowana jednostka kogeneracyjna wraz z istniejącym układem trzech kotłów wodnych (dwupaliwowych) zabezpiecza potrzeby cieplne oczyszczalni ścieków w postaci gorącej wody technologicznej niezbędnej do podgrzewania osadu w trzech komorach fermentacyjnych oraz gorącej wody na cele c.o. (w sezonie grzewczym) i c.w.u. (przez cały rok). Zarówno układ kogeneracyjny jak i kotły wodne zasilane są biogazem pozyskiwanym w wydzielonych, zamkniętych komorach fermentacyjnych podczas fermentacji metanowej, która jest podstawowym procesem neutralizacji organicznych osadów ściekowych. Zaletą procesu fermentacji jest fakt, iż obok stabilizacji osadu generuje on palny gaz zawierający ok. 65% CH_4 i ok. 35% CO_2 , który może z powodzeniem być wykorzystany na miejscu jako paliwo do zasilania biogazowych zespołów elektrociepłowniczych. Fermentacja metanowa z pozyskiwaniem biogazu jest prowadzona w trzech zamkniętych komorach fermentacyjnych, skąd jest on przesyłany do stałościennowego zbiornika gazu o pojemności zmieniającej się w granicach od ok. 1500÷3000 m^3 . Ze zbiornika biogaz jest doprowadzany do biogazowego zespołu

development.

For eight years now, a co-generation source producing electrical energy and heat has been operated in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa. This source is made up of a gas combustion engine driving an asynchronous generator and a set of two heat exchangers. The combustion engine is supplied with biogas acquired from the Waste Treatment Plant, where it is generated as a byproduct in sewage sludge treatment. This is a typical CHP coupled power engineering installation that generates electrical energy and heat at the gas fuel source and at the place of demand (Fig. 3).

The heat is delivered to the plant's heat distribution network. The generated electrical energy meets a considerable part of the plant's energy demand. The CHP installations are characterized by a high degree of effectiveness. Because of the fact that they are in close proximity to the user – most often directly on his premises – the transmission losses are much lower than in the case of the central generation of electric power and heat. The co-generation unit employed together with the existing system of three (double-fuel) water boilers meets the Waste Treatment Plant's heat demand in the form of hot process water necessary for heating up the sludge in three digestion chambers, as well as central heating hot water (during the heating season) and hot general-purpose water (all year round). Both the co-generation system and the water boilers are supplied with biogas acquired in the separated closed digestion chambers during methane fermentation which is the basic process of neutralization of organic sewage sludge. The advantage of the fermentation process is the fact that, besides sludge stabilization, it generates a combustible gas containing approx. 65% CH_4 and approx. 35% CO_2 , which can be successfully used on site as a fuel for supplying biogas heat and power-generating sets. Methane fermentation with biogas acquisition is conducted in three closed digestion chambers, from where the biogas is transferred to a constant-pressure gasholder of a capacity ranging from 1,500 to 3,000 m^3 . From the gasholder, the biogas is delivered to the heat and power-generating set or to the boiler room serving chiefly for heating the fermentation sludge in five spiral heat exchangers (process water – fermentation sludge) up to a temperature of 35÷37°C necessary for properly carrying out mesophilic fermentation.

In the Częstochowa Waste Treatment Plant's conditions, the biogas production in the winter season is only sufficient for heating the digestion chambers and meeting other plant's demands for heat. In the spring – summer – autumn period, a biogas surplus occurs, which can be successfully used as a fuel to supply the heat and power-generating set (Fig. 4).

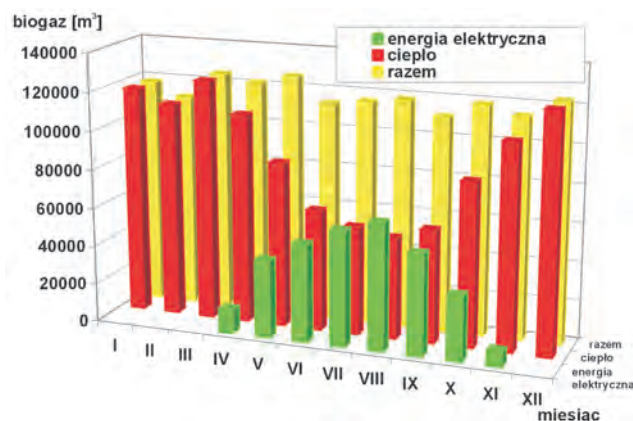
The structure of biogas utilization at the Waste Treatment Plant for the production of electrical energy and heat in the years 2002-2005 is given in Table 1 and in Fig. 5, whereas the average yearly use of biogas for the production of electrical

elektrociepłowniczego lub do kotłowni wykorzystywanej głównie do ogrzewania osadu fermentacyjnego w pięciu spiralnych wymiennikach ciepła (woda technologiczna – osad fermentacyjny) do temperatury 35÷37°C niezbędnej do prawidłowej realizacji fermentacji mezofilnej.

W warunkach częstochowskiej oczyszczalni ścieków, w okresie zimowym, produkcja biogazu wystarcza jedynie do ogrzewania komór fermentacyjnych i pokrycia innych potrzeb cieplnych oczyszczalni. W okresie wiosenno-letnio-jesiennym występuje nadwyżka biogazu, która może być z powodzeniem wykorzystywana jako paliwo do zasilania biogazowego zespołu ciepło- i prądowłórczego (rys. 4).

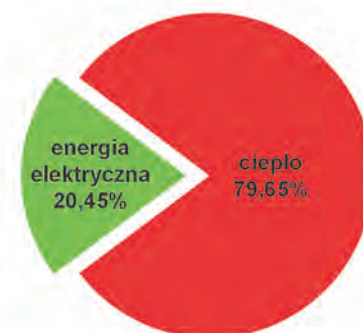
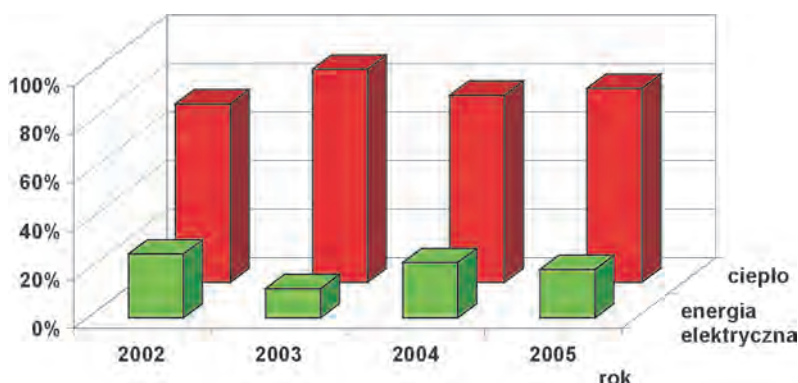
Strukturę wykorzystania biogazu w Oczyszczalni Ścieków do produkcji energii elektrycznej i ciepła w latach 2002-2005 zestawiono w tablicy 1 oraz na rysunku 5, a średnioroczne wykorzystanie biogazu do produkcji energii elektrycznej w tym okresie na rysunku 6.

W oparciu o przedstawione w tablicy 1 dane liczbowe można stwierdzić, iż w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie występuje duże zapotrzebowanie na ciepło technologiczne i do ogrzewania budynków oczyszczalni,



energy during the same period is shown in Fig. 6.

Rok / Year	Zużycie biogazu na potrzeby produkcji energii elektrycznej / Biogas consumption for the purposes of electrical energy production [m³]	Zużycie biogazu na potrzeby produkcji ciepła / Biogas consumption for the purposes of heat generation [m³]	Produkcja biogazu / Biogas production [m³]	Udział biogazu wykorzystanego w zespole CHP / Share of Biogas utilized in the CHP set [%]
2002	396 638	1 105 495	1 502 133	26,4
2003	168 994	1 225 460	1 394 454	12,1
2004	322 817	1 091 990	1 414 807	22,8
2005	313 678	1 253 820	1 567 498	20,0
Razem	1202 127	4676 765	5 878 892	20,3





i jedynie ok. 20% biogazu jest nadwyżką, którą można wykorzystać do produkcji energii elektrycznej i ciepła w jednostce kogeneracyjnej z silnikiem biogazowym.

W oczyszczalniach o mniejszym zapotrzebowaniu ciepła nadwyżka biogazu może być większa, np. w Opolu na potrzeby technologiczne zużyto w 2001 roku ok. 1/3 ogólnej ilości wytworzonego tam biogazu [5].

Pożądane zmniejszenie zapotrzebowania oczyszczalni na ciepło technologiczne można osiągnąć głównie przez lepszą izolację komór fermentacyjnych, które zużywają obecnie dominującą część ogólnej ilości ciepła oraz przez wymianę tradycyjnego, metalowego zbiornika biogazu („dzwonowego” – uszczelnianego wodą) na nowoczesny, kulowy zbiornik gazu wykonany z tworzyw sztucznych. Obecnie trwa modernizacja części osadowej, gazowej i biologicznej Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w ramach Programu ISPA 2002 (m.in. budowana jest nowa, czwarta komora fermentacyjna, instalowany jest nowy zbiornik biogazu oraz układ odsiarczania biogazu).

4. Doświadczenia eksploatacyjne

Jak wspomniano wcześniej, w warunkach Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie biogazowy zespół prądotwórczy z silnikiem 8A20G jest eksploatowany tylko w okresach występowania nadwyżki biogazu w oczyszczalni ścieków tj. w okresie kwiecień–listopad. W ciągu tego okresu zespół może być eksploatowany w cyklu do 14 godzin pracy/dobę, łącznie przez około 2000 h/rok, ze średnią mocą elektryczną ok. 500 kW. Produkcję energii elektrycznej w poszczególnych miesiącach lat 1998-2005 przedstawiono graficznie na rysunku 8, a czas pracy biogazowego zespołu ciepło- i prądotwórczego w rozbiciu na poszczególne lata podczas dotychczasowej jego eksploatacji w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie pokazano na rysunku 9.

Eksploatacja w dwóch pierwszych latach 1998-1999 prowadzona była w bardzo ograniczonym czasie, gdyż w tych latach wykonywane były jeszcze prace badawcze. Praktycznie niczym niezakłócona eksploatacja odbywała się w latach 2000-2002. W 2003 r. z powodu awarii komory fermentacyjnej oraz chłodnicy sprężonej mieszanki zespół elektrociepłowniczy był eksploatowany w ograniczonym

It can be stated, based on the figures shown above, that the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa has a high demand for heat to be used in processes and for heating the plant's facilities, and only 20% of biogas constitutes a surplus that can be used for the production of electrical energy and heat in the co-generation unit with the biogas engine.

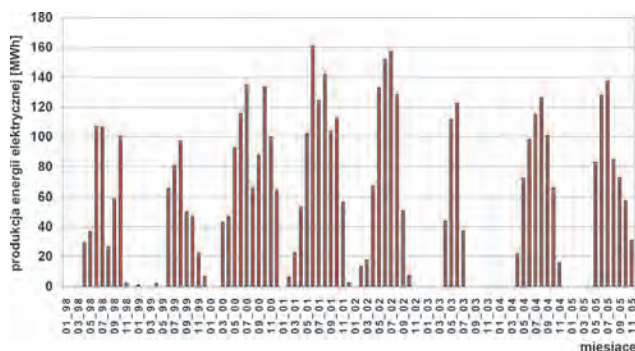
In waste treatment plants with a lower heat demand, the biogas surplus may be larger; for example, the Opole waste treatment plant used in 2001 about the 1/3 of its total generated biogas for technological purposes [5].

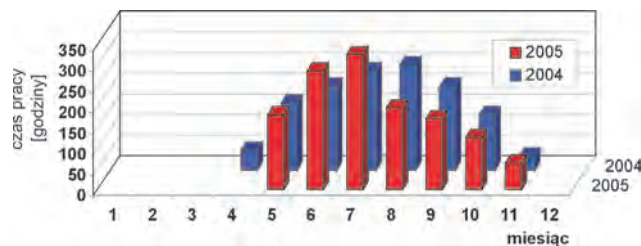
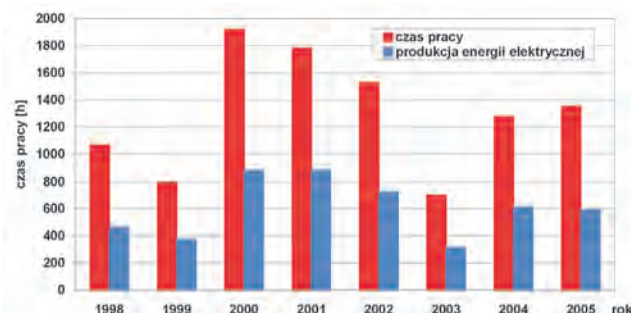
The desired reduction of the plant's demand for process heat can be achieved chiefly by a better insulation of the sludge digestion chambers, that consume presently a predominant part of the overall amount of heat, and by replacement of the traditional, metal („bell-type” water-sealed) gasholder with a modern, spherical gasholder made of plastics. The modernization of the sludge, gas and biological parts of Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in underway in the framework of the ISPA 2002 Program (which includes the construction of a new, fourth digestion chamber and the installation of a new gasholder and a biogas desulfurization system).

4. Operational experience

As has already been mentioned earlier, in the conditions of the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa the 8A20G engine heat and power-generating set is only operated in the period from April to November. During this period, the set can be operated in a cycle of up to 14 working hours/day, totaling approx. 2,000 hrs/year, with an average electric power of 500 kW. The production of electrical energy in particular months in the years 1998-2005 is depicted in Fig. 8, whereas the operation time of the heat and power-generating set, as broken down into particular years during its operation so far in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa is shown in Fig. 9.

The operation in the first two years (1998-99) was conducted in a very limited time, since research work was still carried out in those years. Practically, an undisturbed operation took place in the years 2000-02. In 2003, due to a failure





czasie i przepracował tylko ok. 700 h. Eksploatacja zespołu w latach 2004-2005 przebiegała bez zakłóceń, choć w oczyszczalni dało się zauważyć nieco mniejszą niż w poprzednich latach nadwyżkę biogazu, którą można w nim zutilizować.

Opierając się na doświadczeniach z lat 1998-2005 można stwierdzić, że dostępna obecnie w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie nadwyżka biogazu umożliwia eksploatację zespołu ciepło- i prądowórczego przez około 2000 h rocznie. Przez zwiększenie wydajności procesów fermentacji osadów i zmniejszenie zużycia ciepła w oczyszczalni np. przez obniżenie minimalnej temperatury w komorach fermentacyjnych do 33°C oraz przez polepszenie ich izolacji cieplnej lub też poprzez zwiększenie sprawności wymienników ciepła woda technologiczna-osad fermentacyjny można ten czas wydatnie wydłużyć. Stosunkowo duża moc agregatu i możliwość gromadzenia biogazu w zbiorniku o dużej pojemności daje możliwość zagospodarowania całej nadwyżki biogazu w warunkach bardzo korzystnej cyklicznej eksploatacji zespołu prądowórczego z dużym udziałem energii elektrycznej wytworzonej w godzinach szczytu energetycznego, co jest bardzo korzystne ekonomicznie. Ponadto cykliczna eksploatacja wydatnie zwiększa okres międzynaprawczy i trwałość zespołu prądowórczego wyrażoną w latach kalendarzowych.

5. Aspekty ekonomiczne

Zastosowana w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie jednostka kogeneracyjna wytwarza energię elektryczną na pokrycie części potrzeb własnych oczyszczalni ścieków i zmniejsza ilość energii elektrycznej kupowanej przez oczyszczalnię od zewnętrznych dostawców. Ilość i wartość wyprodukowanej energii elektrycznej oraz korzyści ekonomiczne Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie w latach 1998-2005 z tytułu eksploatacji zespołu prądowórczego z silnikiem biogazowym zestawiono w tabelicy 2 i na rysunku 11, a dane dotyczące udziału wyprodukowanej przez biogazowy zespół prądowórczy energii elektrycznej do zakupionej od dostawców zewnętrznych w tabelicy 3 i na rysunku 12.

Jednostkowe, średnie w analizowanym okresie, zuży-

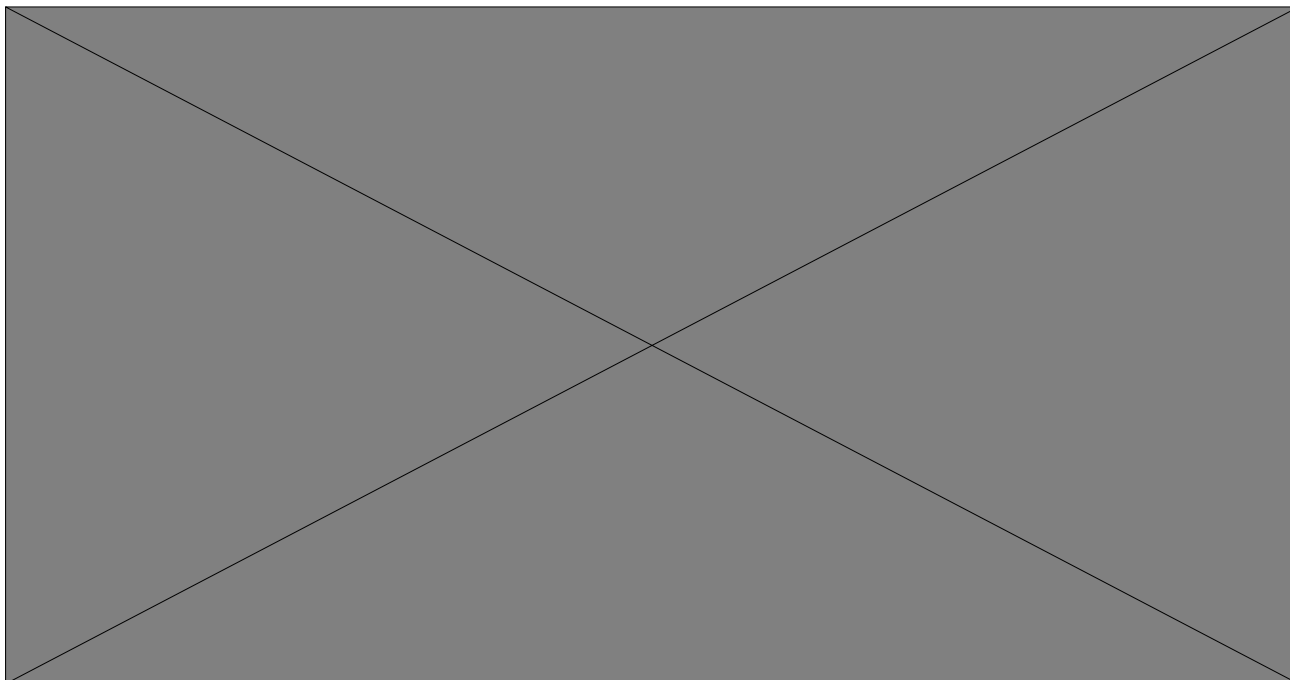
of the digestion chamber and the compressed mixture cooler the heat and power-generating set was operated in a limited time and only worked for approx. 700 hours. The operation of the set in 2004 proceeded undisturbed, though the plant generated a slightly smaller utilizable biogas surplus than in the previous years.

Based on the experience from the years 2000-2003 it can be stated that the biogas surplus presently available in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa is sufficient for the operation of the heat and power-generating set for approx. 2,000 hours yearly. Through the reduction of heat consumption in the Plant, e.g. by lowering the minimum temperature in the digestion chambers to 33°C and by improving their thermal insulation or by enhancing the efficiency of the process water-fermentation sludge heat exchangers this time could be substantially increased. A relatively high power of the unit and a capability of storing biogas in a high-capacity gasholder provides a possibility of utilizing the whole biogas surplus in the conditions of a very advantageous cyclical operation of the power-generating set with a large share of electrical energy generated during the power demand peak hours, which is economically very advantageous. Furthermore, the cyclical operation markedly increases the time between repairs and the durability of the power-generating set, as expressed in calendar years.

5. Economic aspects

The co-generation unit implemented in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa generates electrical energy to cover part of plant's own needs and reduces the amount of electricity purchased by the plant from external suppliers. The amount and value of electrical energy generated by the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa and economic profits gained in the years 1998-2005 by virtue of the operation of the biogas engine heat and power-generating set are summarized in Table 2 and in Fig. 11, while the data concerning the ratio of the electrical energy produced by the biogas power-generating set to the electrical energy purchased from external suppliers is shown in Table 3 and in Fig. 12.

The unit biogas consumption at a level of approx. 0.54 m³/kWh, as the average in the period under analysis, is higher compared to that measured in the testing of the unit consumption of a biogas containing 65% CH₄ and amount-

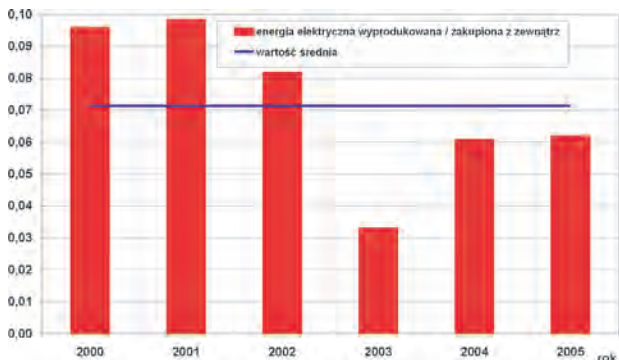
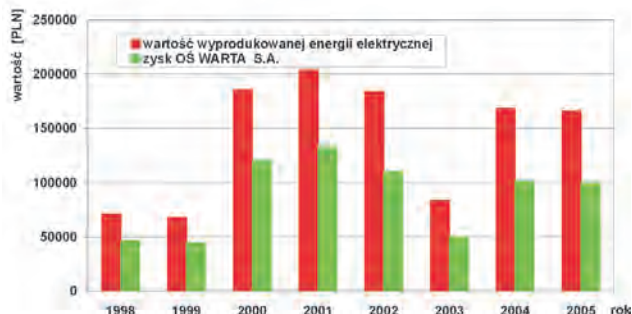


cie biogazu na poziomie ok. 0,54 m³/kWh jest wyższe w stosunku do pomierzonego podczas badań jednostkowego zużycia biogazu zawierającego 65% CH₄ i wynoszącego 0,4 m³/kWh dla mocy znamionowej i wynika z pracy zespołu przy mniejszym obciążeniu podczas obciążania i odstawiania zespołu prądotwórczego charakteryzującym się zwiększonym zużyciem biogazu oraz okresowym zmniejszaniem się zawartości metanu w biogazie.

Z tablicy 3 oraz z rysunku 12 wynika, iż w warunkach Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie eksploatacja biogazowego zespołu prądotwórczego, nawet przy ograniczonej czasowo niewielka nadwyżka biogazu do ok.

ing to 0.4 m³/kWh for the rated power, and results from the power-generating set operating at a lower load during being loaded and unloaded, which is characterized by an increased biogas consumption and a periodical decrease in the methane content of biogas.

It follows from Table 3 and Fig. 12 that the operation of the biogas power-generating set under the conditions of the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa, though limited to approx. 1,500÷1,800 hrs/year due to a small biogas surplus, brought about significant economic effects to the company. The average ratio of the electrical energy



Rok / Year	Energia elektryczna wyprodukowana przez biogazowy zespół prądowójczy / Electrical energy produced by the biogas power-generating set [MWh]	Energia elektryczna zakupiona przez Oczyszczalnię ścieków WARTA S.A. w Częstochowie / Electrical energy purchased by the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa [MWh]	Udział energii wyprodukowanej przez biogazowy zespół prądowójczy w energii zakupionej przez Oczyszczalnię ścieków WARTA S.A. w Częstochowie / Ratio of the energy produced by the biogas power-generating set to the electrical energy purchased by the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa [%]
2000	883	9 208	9,6
2001	894	8 988	9,8
2002	734	8 848	8,2
2003	314	9 511	3,3
2004	614	10 111	6,1
2005	593	9 567	6,2
Razem	4 012	56 284	7,1

1500÷1800 h/rok, przyniosła znaczące efekty ekonomiczne wynikające z poprawy bilansu energetycznego zakładu. Średni udział energii wyprodukowanej przez biogazowy zespół prądowójczy w energii zakupionej przez oczyszczalnię od dostawców zewnętrznych policzony dla lat 2000-2005 wyniósł ok. 7,1%, przy czym w miesiącach letnich przekraczał 20% (rys. 13).

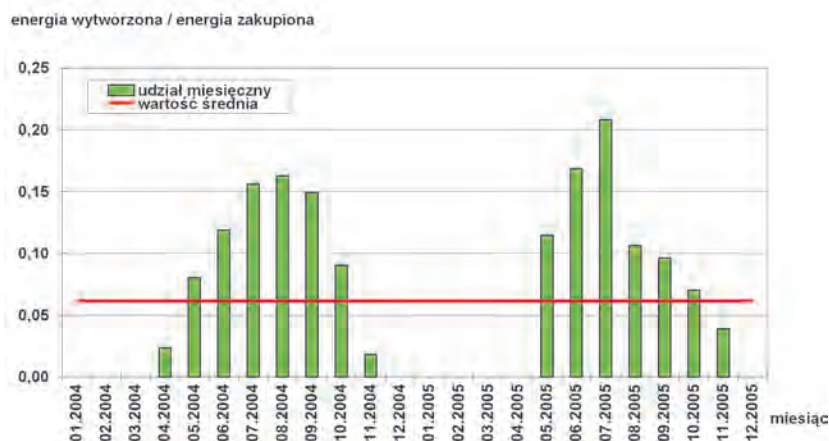
Zakup – na warunkach preferencyjnego kredytu – biogazowego zespołu prądowójczego i jego eksploatacja w oczyszczalni ścieków, dysponującej tylko okresowo nadwyżką biogazu pozyskiwanego jako produkt uboczny fermentacji ścieków w zamkniętych komorach fermentacyjnych, jest przedsięwzięciem opłacalnym i znaczącym w bilansie energetycznym zakładu [1–3]. Efekty te są szczególnie znaczące po upływie 5-letniego okresu spłaty kredytu, a to wskazuje, że szczególnie atrakcyjne ekonomicznie są zespoły o dużej trwałości.

Dla eksploatowanego w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie biogazowego zespołu elektrociepłowniczego z silnikiem 8A20G, po okresie spłaty kredytu i odsetek, jednostkowe koszty wytworzenia 1 kWh energii elektrycznej stanowią wg aktualnych cen jedynie ok. 10% kosztu zakupu energii elektrycznej do celów przemysłowych. Przyjmując aktualny poziom cen można stwierdzić, że już po okresie ok. 6 lat eksploatacji zespołu oszczędności uzyskane jedynie z tytułu wytworzonej energii elektrycznej są porównywalne z kosztem zakupu nowego zespołu prądowójczego. Każdorazowy wzrost cen zakupu energii elektrycznej będzie wpływać w sposób istotny na zwiększenie efektywności ekonomicznej eksploatacji biogazowego zespołu prądowójczego. Analiza efektów

produced by the biogas power-generating set to the electrical energy purchased by the plant from the external suppliers, as calculated for the years 2000–2005, amounts to approx. 7.1%, while exceeding 20% in summer months (Fig. 13).

The purchase – on the conditions of a preferential credit – of a biogas power-generating set and its operation in a waste treatment plant that only has a periodical surplus of biogas at its disposal, which is acquired as a byproduct of sludge fermentation in closed digestion chambers, is an undertaking that is profitable and significant in the plant's energy balance [1–3]. These effects are particularly significant after the expiry of the credit repayment period, which points out to the fact that high-durability sets are of particular economic interest.

For the biogas heat and power-generating set with the 8A20G engine, operated at the Waste Treatment Plant of



ekonomicznych wykazuje jednoznacznie, że wyposażenie oczyszczalni ścieków w gazowy zespół ciepło- i prądotwórczy (i innych zakładów dysponujących biogazem oraz innymi odpadowymi paliwami gazowymi np. gazem generatorowym otrzymywanym w wyniku zgazowania odpadów organicznych) jest przedsięwzięciem w pełni uzasadnionym ekonomicznie.

Ciepło odpadowe odzyskiwane w wymiennikach spalin-woda i woda-woda przyczynia się także w sposób znaczący do zwiększenia osiąganych efektów ekonomicznych z tytułu eksploatacji biogazowego zespołu CHP, gdyż ciepło to pozwala na częściowe zastąpienie pracy kotłowni biogazowej, a tym samym poprzez zwiększenie nadwyżki biogazu – do zwiększenia ilości wytworzonej energii elektrycznej.

Od chwili uruchomienia do końca 2005 roku zespół ciepło- i prądotwórczy przepracował w okresach występowania nadwyżki biogazu 10417 godzin, wytwarzając 4848 MWh energii elektrycznej (średnia moc elektryczna – 0,46 MW) oraz ponad 4100 MWh ciepła, zużywając średnio 0,54 m³ biogazu na wytworzenie 1 kWh energii elektrycznej. Wartość wytworzonej energii elektrycznej od chwili zainstalowania zespołu prądotwórczego wyniosła ponad 1130000 zł, co już znacznie przekroczyło koszt zakupu nowego zespołu. Do wytworzenia takiej ilości energii w tradycyjnym zespole prądotwórczym napędzanym silnikiem wysokoprężnym niezbędny byłby zakup i zużycie ok. 975 ton oleju napędowego.

Jednostkowe eksploatacyjne zużycie oleju smarującego MOBIL Pegasus 710 (poprzednio Estor PX40) obliczone dla całego dotychczasowego okresu eksploatacji (bez uwzględnienia wymiany oleju) kształtuje się na poziomie 0,25 g/kWh (0,14 dm³/h).

Koszt naprawy głównej silnika oszacowany przez producenta i zaplanowany przez niego po przepracowaniu przez silnik ok. 40000 h wynosi ok. 150000 zł [2]. Zakres naprawy głównej silnika gazowego przewiduje m.in.: wymianę tulei cylindrowych, wymianę tłoków wraz z pierścieniami, wymianę zaworów, wymianę wszystkich łożysk, wymianę kompletu uszczelnień, szlifowanie czopów wału korbowego na podwymiar, wymianę wszystkich wkładów filtrów (gaz, powietrze, olej), mycie turbosprężarki i chłodnicy mieszanki palnej, wymianę oleju, wymianę świec zapłonowych.

Dotychczasowe pozytywne wyniki eksploatacji silnika biogazowego 8A20G napędzającego zespół prądotwórczy dowodzą, iż silnik ten jest niezawodny, tani w eksploatacji, nie sprawia istotnych trudności eksploatacyjnych. Pozwala to zmniejszyć o ok. 10% ilość energii kupowanej w ciągu roku przez oczyszczalnię od zewnętrznych dostawców. Duża efektywność ekonomiczna zespołu CHP zastosowanego w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie jest konsekwencją faktu, że analizy efektów ekonomicznych zrealizowanego projektu nie obciąża się kosztami zakupu paliwa (biogazu), który w oczyszczalni jest ubocznym produktem procesu fermentacji osadów ściekowych.

6. Wnioski z dotychczasowej eksploatacji

– Biogaz pozyskiwany w oczyszczalni ścieków jako produkt

WARTA S.A. in Częstochowa – after the credit and interest repayment period the units costs of generation of 1 kWh of electrical energy account for only approx. 10% of the purchasing cost of electrical energy for industrial purposes. Assuming the current prices level it can be stated that as early as after about 6 years of operation of the power-generating set the savings gained from the generated electrical energy alone will be comparable with the cost of purchasing a new power-generating set. Each increase in the purchasing prices of electrical energy will substantially contribute to an increase in the economic effectiveness of the operation of the biogas power-generating set. The analysis of the economic effects clearly shows that fitting a waste treatment plant (and other plants having biogas or other waste fuel gases, such as generator gas obtained from organic waste gasification, available) with a gas heat and power-generating set is an undertaking that is fully economically justifiable.

Also, the waste heat recovered in the combustion gas-water and water-water heat exchangers contribute significantly to increasing the economic effects achieved from the operation of the biogas CHP set, as this heat can be partially substituted for biogas boiler-room operation; thus, by increasing the biogas surplus, it increases the amount of electrical energy generated.

Since its startup until the end of 2005, the heat and power-generating set worked in total 10,417 hours in the periods of a biogas surplus to generate 4,848 MWh of electrical energy (with an average electric power of 0.46 MW) and more than 4,100 MWh of heat, while consuming on average 0.54 m³ of biogas per 1 kWh of electrical energy. The value of electrical energy generated since the time of power-generating set installation has amounted to over PLN 1,130,000, which has already exceeded by far the purchasing cost of a new set. For the generation of this amount of energy in a traditional generating set driven by a diesel engine the purchase and consumption of approx. 975 tons of diesel oil would have been necessary.

The unit operational consumption of MOBIL Pegasus 710 (previously Estor PX40) lubricating oil, as calculated for the whole period of operation to date (without allowing for oil exchange) is around the level of 0.25 g/kWh (0.14 dm³/h).

The cost of a major repair of the engine, as estimated by the manufacturer and planned by him after about 40,000 hours of engine operation, is approx. 150,000 zł [2]. The scope of the major repair of the gas engine includes: the replacement of the cylinder sleeves, replacement of the pistons with the rings, replacements of the valves, replacement of all bearings, replacement of the set of seals, undersize grinding of crankshaft pins, replacement of all filter elements (for gas, air and oil), washing of the turbocompressor and the air-fuel mixture cooler, oil change, and the replacement of spark plugs.

The positive results of operation of the 8A20G power-generating set driving engine obtained so far have proved that this engine is reliable, economical in operation and poses no significant operational problems. This makes it

uboczny podczas fermentacji osadów ściekowych jest cennym paliwem, które może być efektywnie wykorzystane w miejscu jego pozyskania do zasilania generatorów ciepło- i prądowórczych napędzanych silnikami gazowymi.

- Stosowanie biogazowych zespołów ciepło- i prądowórczych w oczyszczalniach ścieków jest godnym polecenia działaniem proekologicznym, gdyż pozwala wyeliminować emisję metanu do atmosfery i pozwala osiągnąć znaczące korzyści ekonomiczne.
- Szczególnie efektywnym ekonomicznie sposobem wykorzystania biogazu jest skojarzone wytwarzanie energii elektrycznej i ciepła, jak to ma miejsce od wielu lat w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie.
- Eksploatowany w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie biogazowy zespół ciepło- i prądowórczy z silnikiem 8A20G nie sprawia trudności eksploatacyjnych i jest dotychczas silnikiem niezawodnym.
- Dotychczasowa ośmioletnia eksploatacja przemysłowa biogazowego zespołu CHP z silnikiem 8A20G, nawet ograniczona czasowo dostępną nadwyżką biogazu do ok. 1500÷1800 h/rok, jak to ma miejsce w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie, przyniosła znaczące efekty ekonomiczne z jego eksploatacji przewyższające znacznie koszt zakupu takiego zespołu.

Literatura/Bibliography

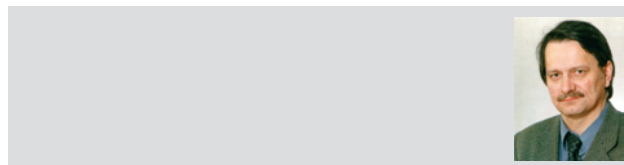
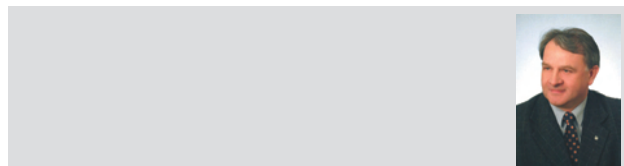
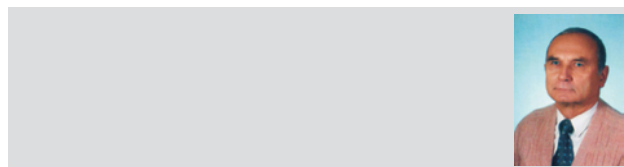
- [1] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: Techniczne i ekonomiczne aspekty eksploatacji biogazowego zespołu CHP w oczyszczalni ścieków w Częstochowie. Materiały VI. Międzynarodowej Konferencji Naukowej SILNIKI GAZOWE'2003 – konstrukcja, badania, eksploatacja – paliwa odnawialne. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej 155, Mechanika 25, Politechnika Częstochowska 2003.
- [2] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J., Krzyżanowski K.: Utylizacja biogazu w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. Ciepłne Maszyny Przepływowe. TURBOMACHINERY 26/2004. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej 944. IV Krajowa Konferencja Naukowa REGOS'2004, Racjonalne Wykorzystanie Energii w Gospodarce Wodno-Ściekowej. Łódź 2004.
- [3] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: Energetyczne wykorzystanie biogazu w oczyszczalni ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. INSTAL (249) 3/2005. Centralny Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Techniki Instalacyjnej INSTAL. Ośrodek Informacji Technika instalacyjna w budownictwie. Warszawa, 2005.
- [4] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: A Summary of the Seven Years of Operation of the Biogas Heat and Power-Generating Set in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa. Congress Proceedings (CD-PTNSS P05-C126). s. 6, rys. 9, tabl. 1, poz. bibl. 4 and Book of Abstracts s. 97-98. International Congress on Combustion Engines. PTNSS KONGRES – 2005. The Development of Combustion Engines. Szczyrk, 25-28.09.2005.
- [5] Skorek J., Tańczuk M., Chyliński S.: Analiza techniczno-ekonomiczna eksploatacji układu kogeneracyjnego na bazie silnika zasilanego biogazem w Miejskiej Oczyszczalni Ścieków w Opolu. Materiały II Krajowej Konferencji Naukowo-Technicz-

possible to reduce the amount of electrical energy purchased by the plant from external suppliers by approx. 10%. The high effectiveness of the CHP set implemented in the Water Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa is a consequence of the fact that the analysis of the economic effects of the project carried out are not burdened with the costs of purchasing fuel (biogas), which is a byproduct of the sludge digestion process in the plant.

6. Conclusions drawn from the operation hitherto

- Biogas acquired in a waste treatment plant as a byproduct during sewage sludge fermentation is a valuable fuel that can be effectively utilized at the place of its acquisition for supplying heat and power generators driven by gas engines.
- The use of biogas heat and power-generating sets in waste treatment plants is an advisable pro-ecological activity, as it makes it possible to eliminate the methane emission to the atmosphere and gain significant economic profits.
- A particularly economically effective method of biogas utilization is the co-generation of electrical energy and heat, as it has been for many years in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa.
- The 8A20G engine biogas heat and power-generating set operated in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa does not cause any operational difficulties and has so far proved to be a reliable engine.
- The eight-year industrial operation of the biogas CHP set with the 8A20G engine so far, though limited in time by the available biogas surplus to approx. 1,500÷1,800 hrs/years(as has been in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa) has brought about substantial economic effects, considerably exceeding the cost of purchasing of such a set.

Artykuł recenzowany



Stefan PISCHINGER*
Hermann Josef ECKER

Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren (FEV) w Aachen – Światowy instytut badawczy silników i pojazdów¹

Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren (FEV) in Aachen – Research Center for Vehicles and Engines worldwide

1. Grupa FEV: w oparciu o współczesność, rozwój na przyszłość

Firma FEV Motorentechnik GmbH powstała w Aachen blisko 30 lat temu, w roku 1978. Początkowo składała się z garstki pracowników zajmujących się projektowaniem i prowadzeniem małego biura. Kierownictwo stanowili – prof. dr Franz Pischinger i dr Manfred Schaffrath. Dzięki ich zdolnościom, bliskim związkom z przemysłem i dbałością o wysoką jakość finalnych wyrobów, rozpoczął się szybki rozwój firmy. Obecnie grupa FEV prowadzi ośrodki badawczo-rozwojowe na trzech kontynentach. Dodatkowo biura techniczne i przedstawicielstwa firmy są zlokalizowane w wielu krajach na całym świecie (rys. 1). Działalność w Polsce rozpoczęto w 2003 roku przez założenie FEV Polska Sp. z o.o. w Krakowie.

Head Quarter Germany



Vehicle Test Center Germany



North American Tech. Center

China Tech. Center

Dzisiaj FEV z ponad 1300 doświadczonymi pracownikami i nowoczesnym wyposażeniem dostarcza częściowe i kompletne rozwiązania w dziedzinie konstrukcji i aplikacji silników spalinowych – od małych jednostek poprzez samochody osobowe i ciężarowe do lokomotyw, statków i elek-

¹ Tytuł pochodzi od redakcji

1. FEV Group: Supporting the Present, Developing the Future

Almost 30 years ago, in 1978, FEV Motorentechnik GmbH was founded in Aachen. In the early days of the company, there were only a handful of staff planning, designing and running a small office. The managing directors were Prof. Dr. Franz Pischinger and Dr. Manfred Schaffrath. Due to innovation and their closeness to mass production, together with a high commitment to the quality of the finished products, FEV were on their way to global growth.

Significant achievements have been made since the days of company foundation, the FEV group runs now technical development centers on three different continents. In addition, technical offices and representatives are located in numerous countries all over the world (Fig. 1). Local business activities in Poland were started in 2003 by establishing FEV Polska Sp. z o.o. in Krakow.

Today, FEV with its over 1,300 experienced employees and state-of-the-art facilities, produces partial and complete developments of combustion engines as well as their applications – from small units, passenger cars and commercial vehicles to locomotives, ships and power stations. Modern electronics offer opportunities of which the founders of FEV could only have dreamt – but they also pose challenges.

Another area of FEV's business is the development and manufacturing of test technology: FEV plans, produces and distributes complete test bench facilities and their associated parts worldwide.

We will continuously offer our clients new solutions for technical problems. Therefore, FEV will continue to

invest in pre-development projects from our own resources. Some of the technologies developed by us have demonstrated their performance and abilities during their operation in vehicles and will be briefly introduced in the following. The question whether a new concept is ready for mass use or not, can best be assessed when it is tested in the vehicle itself.

rowni. Nowoczesne systemy elektroniczne dają możliwości, o których założyciele FEV mogli tylko marzyć – stwarzają jednak również nowe wyzwania dla konstruktorów.

Innym obszarem działalności FEV jest rozwój i budowa silnikowej aparatury badawczo-kontrolnej. Firma opracowuje, wykonuje i dostarcza kompletne stanowiska hamowniane wraz z całą aparaturą pomiarową.

FEV pragnie stale oferować swoim klientom nowe rozwiązania problemów technicznych, dlatego przeznaczają duże środki na własne prace rozwojowe. Niektóre z nowych opracowanych przez FEV konstrukcji są sprawdzane w pojazdach testowych i będą wkrótce wprowadzone do produkcji, a badania trakcyjne są najlepszą drogą do uzyskania odpowiedzi na pytanie, czy nowa koncepcja jest już gotowa do masowego zastosowania.

2. Oczyszczanie gazów wylotowych silników o zapłonie samoczynnym

Nowoczesne samochodowe silniki o zapłonie samoczynnym osiągnęły poziom możliwości, który był prawie niewyobrażalny 10 lat temu. Moc jednostkowa i charakterystyka momentu obrotowego zbliżone do silników z zapłonem iskrowym powodują tak nadzwyczajne własności trakcyjne, że w ostatnich latach na rynku europejskim nastąpiło istotne zwiększenie udziału pojazdów napędzanych silnikami ZS. Swoją sukces komercyjny silnik ZS zawdzięcza również mniejszemu zużyciu paliwa i obniżeniu hałasu, co powoduje uzyskanie komfortu jazdy samochodem do poziomu samochodu napędzanego silnikiem ZI. Silnik z zapłonem samoczynnym przyczynia się również do zmniejszenia w ruchu drogowym emisji dwutlenku węgla. Możliwe stało się również znaczne zmniejszenie udziału związków toksycznych w spalinach.

Moc jednostkowa i własności trakcyjne są stale poprawiane przez korekty współczynnika nadmiaru powietrza oraz doskonalenie procesu wtrysku i procesu spalania paliwa. Nowe techniki doładowania, wspomagane częściowo przez osprzęt elektryczny zapewniły poprawę zdolności rozruchowych silnika. Jednakże prawdziwym wyzwaniem jest osiągnięcie ekstremalnie niskich wartości emisji tlenków azotu i cząstek stałych w celu spełnienia wymagań przyszłych regulacji prawnych, bez pogorszenia sprawności silnika ZS. W tym celu należy zwrócić szczególną uwagę na proces tworzenia mieszanki i proces spalania. Postęp w tym obszarze może być dokonany między innymi dzięki zwiększeniu ciśnienia wtrysku paliwa a także większej dokładności sterowania dawką wtryskiwanego paliwa, np. za pomocą wtryskiwaczy piezoelektrycznych. Zmniejszenie zawartości tlenków azotu w surowych spalinach wychodzących z silnika będzie wymagało również zastosowania precyzyjnego algorytmu regulacji ilości i temperatury spalin podlegających recyrkulacji.

Limity emisji Euro 4, które zależą od masy pojazdu, wciąż umożliwiają pewne działania związane z wyborem wygodnych dla producenta sposobów pomiaru emisji spalin. Tym niemniej wytyczne na przyszłość, takie jak propozycje UBA (Niemieckiej Agencji Ochrony Środowiska), które są

2. Exhaust gas aftertreatment for diesel engines

Modern car Diesel engines have reached levels of capabilities that would have been nearly impossible to imagine 10 years ago. Diesel engines have achieved the specific output of Otto engines and their full-bodied torque characteristics have led to such extraordinary driving qualities that the market share of diesel vehicles in Europe has substantially increased. This success of the diesel engine is also due to its lower fuel consumption and the acoustical driving comfort that comes quite close to that of Otto engine vehicles. The diesel engine makes an important contribution to the necessary reduction of CO₂ emissions in road traffic. It was also possible to reduce the pollutant rates in exhaust gases to a fraction of their original values.

The specific output and the driving behaviour are being continually improved due to air management manipulations and alterations to the injection and combustion technologies. New boosting techniques, partly supported by electrical processes, will steadily improve the starting behaviour. However, the real challenge lies in reaching the extremely low NO_x and particle emission values of the future exhaust gas legislation without compromising the advantages of the diesel engine and its operational efficiency. In order to achieve these goals, further progress with regard to mixture build-up and combustion is necessary. This progress can be made, amongst other things, due to increased injection pressure levels as well as a more precise and more flexible injection technology, for example with piezoelectrically controlled valves. In order to reduce the raw emissions we will also need to use the characteristic diagram for controlling the dosing and cooling of the redirected exhaust gases.

The Euro 4 limiting values, which depend on the vehicle weight, still allow some play with regard to the selection of suitable measures for the exhaust gas aftertreatment. However, the emission guidelines that are planned for the future, like the UBA proposal (German Federal Environmental Agency), which is being discussed at the moment, will clearly limit the possibilities for engine designers. On the basis of a state-of-the-art, swirl-supported, direct injection procedure, it becomes obvious that all vehicle weight classes will need to be fitted with technologies that reduce nitrogen oxide as well as other particles. These technologies may be new solutions for exhaust gas aftertreatment as well as, for the more distant future, new combustion procedures with a more homogenised mixture or combinations of procedures and exhaust gas aftertreatment.

With its ability to reduce particle emission, including the very small particles which are regarded as crucial, by more than 90%, the particle filter is a technology that can significantly contribute to the increasing acceptance of the diesel engine – in Germany and worldwide. Therefore, today's developments focus in particular on the question of how to solve the problem of filter regeneration as easily and as cost-effectively as possible.

The issue of how to tackle the reduction of NO_x emissions is much less straightforward. Figure 2 shows the necessary efficiency of a nitrogen oxide-reducing technology for ex-

w tej chwili opracowywane, wyraźnie ograniczą możliwości konstruktorów silników. Na podstawie aktualnego stanu wiedzy staje się jasne, że wszystkie pojazdy, niezależnie od ich masy, będą musiały być wyposażone w techniczne rozwiązania obniżające emisję tlenków azotu i cząstek stałych. Rozwiązania te mogą polegać na nowych sposobach obróbki gazów wylotowych, a także, w dalszej przyszłości, na nowych systemach spalania bardziej homogenicznej mieszanki lub połączeniu systemu spalania i oczyszczania spalin.

Metoda ograniczenia emisji cząstek stałych w spalinach za pomocą filtra o sprawności przekraczającej obecnie 90%, może znacząco przyczynić się do wzrastającego uznania silnika ZS w Niemczech i na całym świecie. Dlatego uwaga współczesnych konstruktorów jest skupiona na problemie możliwie łatwej i taniej regeneracji wspomnianych filtrów.

Zmniejszenie emisji tlenków azotu jest znacznie trudniejsze. Na rysunku 2 przedstawiono wymaganą sprawność redukcji tlenków azotu w zależności od osiągniętej emisji w surowych spalinach mierzoną w teście NEDC. Limity emisji tlenków azotu według normy Euro 4 i proponowanych przez UBA wytycznych do normy Euro 5 są przedstawione w postaci słupków.

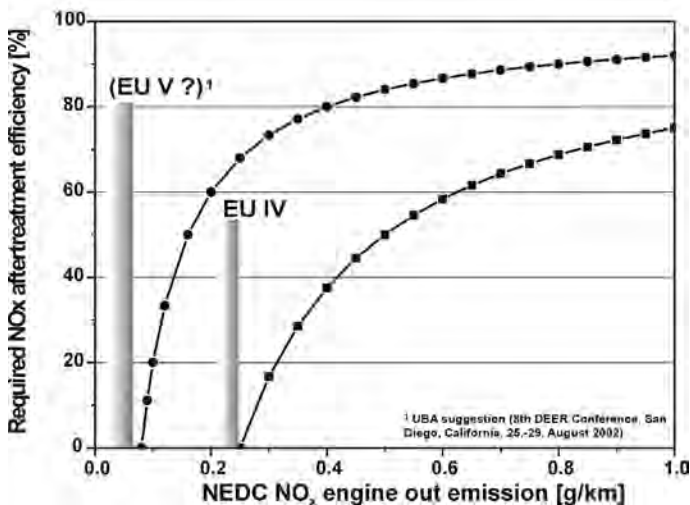
Przykładowo, aby spełnić wymagania normy Euro IV w pojeździe należy zmniejszyć emisję tlenków azotu o 0,17g/km, co odpowiada rzeczywistej sprawności ich redukcji o 68%. Biorąc pod uwagę obecne możliwości techniczne, tak wysoka sprawność redukcji tlenków azotu może być osiągnięta za pomocą dwóch znanych metod – jedna to zastosowanie reaktora magazynującego tlenki azotu, a druga jest znana pod nazwą SCR (selektywna redukcja katalityczna). Największymi problemami związanymi z reaktorem magazynującym tlenki azotu są – jego trwałość, stabilna regulacja układu przy zasilaniu bogatą mieszanką oraz ograniczenie efektu starzenia, szczególnie na skutek wpływu siarki.

Kompaktowy układ SCR (rys. 3) zamontowany w pojeździe zapewnia wymagany zapas amoniaku na wystarczająco długi odcinek jazdy, np. w okresach między kolejnymi serwisami.

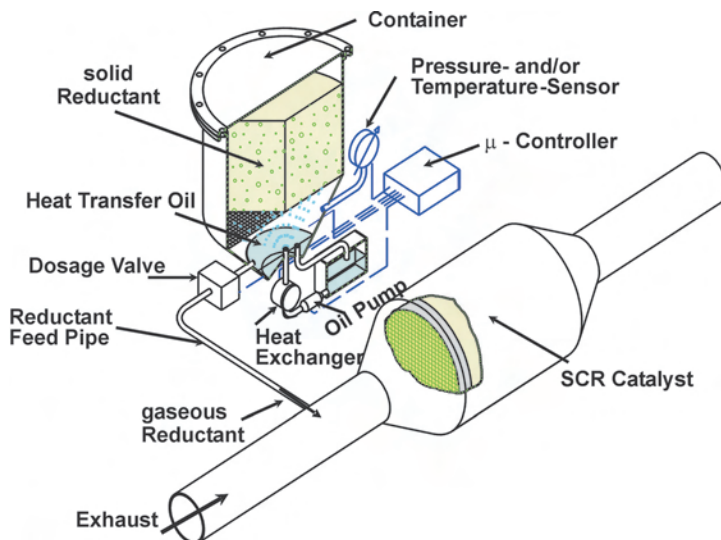
System ten przewidziany dla samochodów osobowych i lekkich ciężarowych jest obecnie intensywnie testowany w laboratoriach i podczas badań drogowych. Jako stałego czynnika redukującego użyto karbaminianu amonu. Jest to związek charakteryzujący się wysokim stopniem sublimacji już w niskiej temperaturze 60°C. Co więcej, proces parowania jest odwracalny, tzn. kiedy substancja w stanie gazowym jest ochładzana w układzie zamkniętym, wraca ponownie do stanu wyjściowego. Te cechy zapewniają, że po pewnym czasie w pojeździe jest magazynowana tylko nieznaczna ilość gazowego amoniaku.

Metoda selektywnej redukcji katalitycznej (SCR) jest wypróbowanym środkiem do radykalnego zmniejszenia emisji tlenków azotu w samochodach osobowych i lekkich samochodów ciężarowych z

haust gas aftertreatment depending on the achievable NO_x raw emissions in the NEDC test. Additionally, the NO_x limits for Euro 4 and the UBA proposal for Euro 5, which is currently discussed, are marked as bars. For example, in order



to reduce the NO_x emission by 0.17 g/km for a vehicle with a Euro 4 application level without the use of an exhaust gas aftertreatment that would reduce nitrogen oxide, an active NO_x aftertreatment with an efficiency of 68% is required. Given the present availability of technology, such high NO_x reduction rates can only be achieved with the help of two known means – one being the NO_x storage catalyst and the other being known as SCR (*Selective Catalytic Reduction*). The biggest challenge regarding the NO_x storage catalyst is in the long-term, stable calibration of the rich-mixture operation as well as the improvement of ageing effects, particularly due to the influence of sulphur.



silnikiem ZS, przy czym ma tylko nieznaczny wpływ na zwiększenie zużycia paliwa. Układ SCR z reduktorem w fazie stałej, ze względu na swoje stosunkowo niewielkie rozmiary, jest bardzo interesującą alternatywą dla rozwiązań z ciekłym mocznikiem przewidzianych do samochodów osobowych. Poza tym kierowca nie ma potrzeby regularnego uzupełniania czynnika redukującego. Eksperymentalny pojazd wyposażony w analogiczny system wykazał praktyczne możliwości skutecznego obniżenia emisji tlenków azotu w spalinach przy wykorzystaniu tej metody. Przyszłe zadania związane z rozwojem konstrukcji będą związane w szczególności z optymalizacją przepływu i wykorzystania ciepła w celu dalszego zmniejszenia zużycia paliwa. Badania prowadzone w FEV pozwalają na wyciągnięcie wniosku, że spełnienie wymagań normy Euro 4 odnośnie emisji tlenków azotu w spalinach spowoduje wzrost zużycia paliwa o ok. 1÷3,5%. Wartość ta mieści się w zakresie typowym dla reaktora magazynującego tlenki azotu i może być traktowana jako bardzo sprawna metoda w porównaniu z działaniami dotyczącymi zmian konstrukcyjnych silnika. W przeciwieństwie do reaktora magazynującego, system SCR opiera się na ciągłym procesie, który nie wymaga obowiązkowej interwencji w proces spalania w cylindrze silnika.

3. Downsizing i zmienny stopień sprężania (VCR)

*Downsizing*² jest metodą wpływającą na zmniejszeniu zużycia paliwa, a w następstwie decyduje o powodzeniu silnika ZS. Praca silnika w zakresie zwiększonego obciążenia, będąca wynikiem zmniejszenia objętości skokowej, prowadzi do zmniejszenia strat tarcia, a w przypadku silnika ZI – dodatkowo do zmniejszenia strat przepustnicą. Stąd też *downsizing* wyznacza również kierunek rozwoju silników ZI. Pojawia się tu jednak problem polegający na tym, że zwiększone obciążenie powoduje konieczność zmniejszenia stopnia sprężania, co w konsekwencji prowadzi do mniejszej sprawności w zakresie częściowych obciążeń oraz powoduje konieczność wzbogacenia mieszanki paliwo-powietrznej.

W celu pełnego wykorzystania możliwości tkwiących w zmniejszeniu objętości skokowej silnika, można zastosować układ bezstopniowej regulacji stopnia sprężania (VCR – *Variable Compression Ratio*), odpowiednio dopasowujący się do aktualnego stanu pracy silnika. Rozwiązanie to polega na mimośrodowym podparciu wału korbowego silnika. Umożliwia to pionową zmianę pozycji wału w stosunku do głowicy cylindrowej na skutek obrotu mimośrodów. Rezultatem jest zmiana stopnia sprężania w zakresie 8 do 16 realizowana w sposób ciągły (bezstopniowo). Elektryczny silnik krokowy pozwala na szybką reakcję układu: 0,1 s przy zmniejszaniu stopnia sprężania i 0,5 s przy jego zwiększaniu.

Aktualnie eksploatowany samochód badawczy, którego silnik jest wyposażony w układ VCR, dysponuje momentem obrotowym 300 N·m, ciśnieniem użytecznym 21 bar przy 2300 obr/min i mocą użyteczną 160 kW przy 5000 obr/min. Sterownik układu zapewnia spełnienie przez silnik

The compact, solid-matter SCR system (Fig. 3) makes it possible to provide the required ammonia stock for a sufficiently long driving distance, for example between two servicing intervals, inside the vehicle itself. This system, which is suited for diesel cars as well as lightweight commercial vehicles, has already been tested intensively in laboratories and on the road. Ammonium carbanat, a pre-product from the urea production, is used as a solid reducing agent. Ammonium carbanat is characterised by its ability to reach considerable sublimation rates at temperatures as low as 60°C. Furthermore, the evaporation process is reversible, i.e. when the substance is cooled down from the gas phase in a closed system, it reverts back to ammonium carbanat. These characteristics guarantee that over time no significant amount of ammonia is stored in the vehicle.

The SCR technology is a tried and tested means for the drastic reduction of nitrogen oxide emissions from diesel cars and lightweight commercial vehicles with moderate effects on diesel consumption. Because of its significantly reduced volume, the solid-matter SCR system offers an interesting alternative to the liquid urea solution for individual traffic, given that there is no need for regular refills of the reduction agent by the driver. The demonstration vehicle was able to prove the feasibility for, as well as the potential of, an efficient nitrogen oxide reduction. The future challenge regarding the further development of the system lies in particular in optimising the heat management in order to achieve a further reduction of the fuel consumption. Our research has led to the conclusion that there will be a consumption increase between 1 and 3.5% in relation to a reduction to a third of the Euro 4 nitrogen oxide level. This value is in the range of a NO_x storage catalyst and can be regarded as extremely efficient in comparison to emission-reducing measures inside the engine. In contrast to the NO_x storage catalyst, the SCR system involves a continuous process, which doesn't require any mandatory intervention in the combustion procedure.

3. Downsizing with continuously variable compression (VCR)

Downsizing is a decisive factor for the economical consumption and the subsequent success of the diesel engine. The increased specific utilisation due to downsizing leads to a reduced heat loss and friction loss and, for the Otto engine, additionally to a reduced throttling loss. Therefore, downsizing will also lead the way into the future for the Otto engine. However, the increased load spread for the Otto engine results from the necessary compression reduction and the less efficient part-load consumption as well as an increased need for enrichment.

In order to use the full potential of downsizing, variable compression could be used, which is set depending on the operating point. The new system is based on an eccentric crankshaft bearing. This enables a vertical change of position of the crankshaft in relation to the cylinder head due to the rotation of the eccentric. As a result, the compression can be adjusted continuously. The alteration of the compression ratio from 8 to 16 is achieved with the help of an electric

² zob. także Silniki Spalinowe 2/2004

normy Euro 4. W szerokim zakresie obciążeń częściowych możliwe jest stosowanie dużego stopnia sprężania wynoszącego $\epsilon = 16$. Nawet wtedy, gdy pojazd porusza się ze stałą prędkością 140 km/h stopień sprężania ma nadal wartość $\epsilon = 14$. Pełny zakres regulacji stopnia sprężania wykorzystywany jest tylko w przypadku przyspieszania z pełną mocą i maksymalnym ciśnieniem doładowania. Zastosowanie zmiennego stopnia sprężania umożliwia zmniejszenie zużycia paliwa w teście NEDC o ponad 7%.

4. Wpływ konstrukcji silnika na zużycie paliwa

W nowoczesnych silnikach ZI w trakcie realizacji testu NEDC około 20% zużytego paliwa przypada na pracę tarcia wewnętrznego silnika. Ten stosunek jest nawet większy w przypadku procesów spalania optymalizowanych pod kątem niskiego zużycia paliwa (np. silniki z bezpośrednim wtryskiem benzyny). Badania rozpoznawcze wykazały, że w najbliższym dziesięcioleciu będzie możliwe wykorzystanie części tej rezerwy sprawności silnika i w wyniku zmian konstrukcyjnych osiągnięcie dalszej oszczędności w zużyciu paliwa, nawet o ponad 10%.

Wał korbowy jest jednym z kilku elementów, które mają znaczny udział w oporach tarcia silnika. Na rysunku 4 pokazano zależność momentu tarcia współczesnych łożysk wału korbowego od średnicy łożyskowania. Wyraźnie widać duży rozrzut wartości, który jest głównie wynikiem różnego luzu łożyskowego spowodowanego cechami materiału wału lub konstrukcją łożyska. Wały korbowe pracujące z niskim współczynnikiem tarcia, w silnikach z kadłubem aluminiowym pracują w nominalnej temperaturze pracy z dużym luzem łożyskowym, a w silnikach z kadłubem żeliwnym duży luz występuje na zimno. Jednakże duży luz łożyskowy powoduje intensywne przecieki oleju, co z kolei

motor with adjustment times of 0.1 sec ($\epsilon \downarrow$) or 0.5 sec ($\epsilon \uparrow$) respectively.

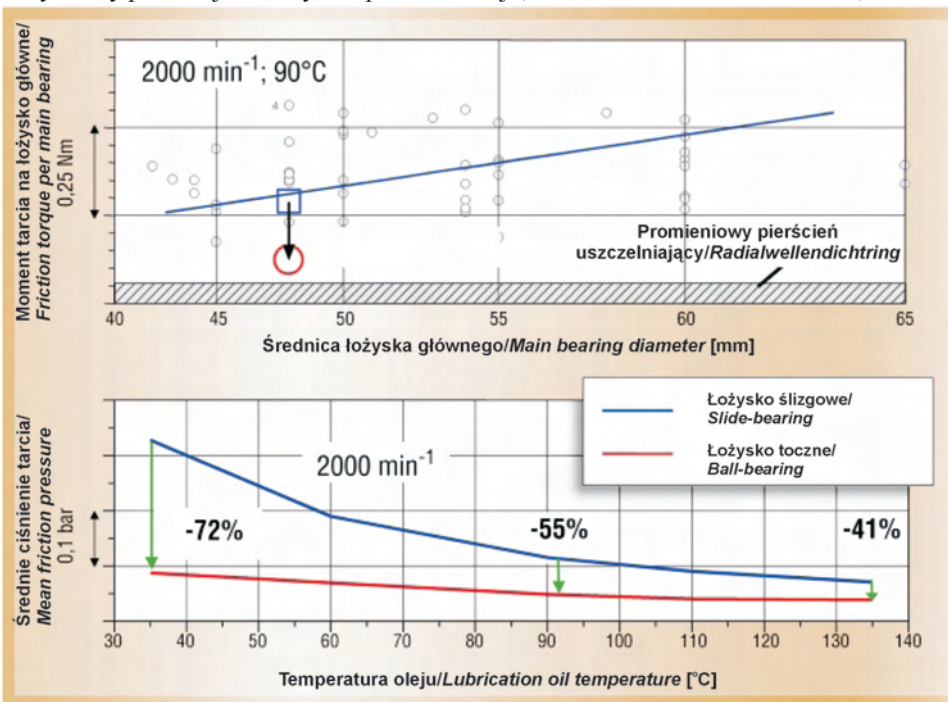
The demonstration vehicle with variable compression in its current application has a torque of 300 N·m or 21 bar medium pressure respectively, which are achieved from 2,300 rpm as well as a power of 160 kW at 5,000 rpm. The calibration fulfils the requirements of the emission level EU IV. For wide areas of the part-load characteristics, the careful adjustment of the combustion procedure makes it possible that the maximum position of the compression ratio is reached at the end position ($\epsilon = 16$). Even when the vehicle drives at a constant speed of 140 km/h, the compression ratio is still at a comparatively high 14. The maximum setting range is only required at full-load acceleration with the maximum boost pressure. It was possible to prove the potential of this development due to the reduction in consumption of more than 7% by variable compression alone, which was determined in the NEDC.

4. Constructive contributions to fuel savings

For modern car Otto engines, the fuel consumption in the NEDC is determined with a proportion of about 20% of the engine friction – this proportion is even higher for consumption-optimised combustion processes (e.g. GDI). Pre-development work has shown that it will be possible to realise a part of this potential over the next ten years and to achieve fuel savings of more than 10% due to constructive measures.

The crankshaft is one of several engine components that contribute significantly to engine friction. Figure 4 shows the friction spread of today's crankshafts depending on the bearing diameter. At a first glance, the big spreading range becomes obvious, which is mainly a result of the different

bearing lash due to the crankcase material or the bearing design. All of the crankshafts that display little friction operate either in aluminium engines with big bearing lash at operating temperature or in cast iron engines, which already have a big bearing lash when they are cold. However, a big bearing lash causes high oil throughput in the bearings, which again has a negative effect on the oil pump capacity and subsequently the friction performance of the oil pump. Furthermore, the diameter of the radial shaft sealing rings as well as their initial tension has an influence on the friction level of the crankshaft. For this reason, the lower part of Figure 4 shows the usual friction proportion of both



wymaga zwiększenia wydajności pompy olejowej i w konsekwencji zwiększenia jej oporów tarcia. Poza tym średnica promieniowych uszczelnień wału i ich napięcie wstępne ma także wpływ na opory tarcia wału. Na dolnej części rysunku 4 pokazano przeciętny moment tarcia w uszczelnieniach promieniowych wału korbowego.

Wyraźne zmniejszenie oporów tarcia wału korbowego można osiągnąć przez zamianę łożysk ślizgowych na łożyska toczne. Pomiary wykazały, że w temperaturze 90°C można osiągnąć zmniejszenie oporów tarcia o około 55%. Poprawa uzyskiwana w wyniku zastosowania łożysk tocznych jest szczególnie widoczna w niskiej temperaturze. Dodatkowo, strumień oleju smarującego łożyska toczne wału korbowego może być zmniejszony o ponad 40%, co również wpływa na zmniejszenie strat mechanicznych. Zastosowanie łożysk tocznych wału korbowego i korbowodów w połączeniu z odpowiednią pompą olejową może w temperaturze 90°C przy prędkości 2000 obr/min prowadzić do zmniejszenia sił tarcia nawet o 24%. Wspomniane rozwiązanie konstrukcyjne przynosi wymierny efekt w postaci zmniejszenia zużycia paliwa w teście NEDC o ponad 5%.

5. Gaz ziemny (CNG Turbo)

Gaz ziemny, jako alternatywne paliwo, nabiera coraz większego znaczenia w przemyśle silnikowym. Obecnie dla użytkowników samochodów głównym powodem zmiany rodzaju paliwa z benzyny lub oleju napędowego na gaz ziemny jest aspekt ekonomiczny. Instalacje zasilania gazem przewidziane do montażu w silnikach starszej generacji, dostępne na rynku w Niemczech, oferują koszty eksploatacji pojazdu w przeliczeniu na kilometr przebiegu na poziomie około 40% kosztów przy zastosowaniu benzyny.

Udokumentowane, bogate zasoby gazu ziemnego skłaniają do coraz większego zainteresowania tym paliwem. Drugim, niemniej ważnym powodem są względy ekologiczne, wynikające z mniejszej emisji związków toksycznych w spalinach silnika zasilanego tym paliwem. Dzięki dużej zawartości metanu w gazie ziemnym, węglowodory emitowane w spalinach składają się w ponad 90% właśnie z metanu, który jest stosunkowo nieszkodliwy dla organizmu człowieka. Inne substancje, jak związki aromatyczne, benzen i aldehydy występują śladowo w spalinach silnika zasilanego gazem ziemnym. Dodatkowo, emisja tlenków azotu i tlenku węgla jest również niższa w porównaniu z silnikami zasilanymi benzyną.

W celu lepszego wykorzystania zalet gazu ziemnego w przyszłych konstrukcjach silników i mając na uwadze spodziewane wymagania odnośnie emisji spalin, dla celów badawczych zastosowano wysoki stopień doładowania, *downsizing* oraz zasilanie przy wartości współczynnika składu mieszanki $\lambda=1$. Pojazd testowy dysponował silnikiem ZI o objętości skokowej 1,8 dm³ przystosowanym do zasilania gazem ziemnym. Podstawowym problemem występującym w silnikach zasilanych gazem ziemnym jest katalityczna obróbka gazów spalinowych. Metan jest stosunkowo trwałą cząsteczką, co powoduje nie tylko niższy stopień konwersji w reaktorze katalitycznym, ale także wymaga zawężonego

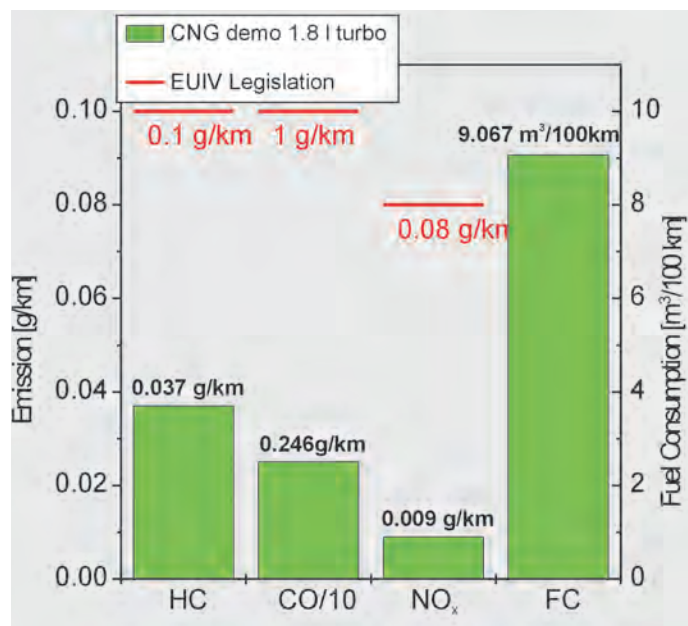
radial shaft sealing rings.

A high potential for reduced friction can be realised, if a sliding bearing is substituted by a rolling bearing. The displayed potential of approx. 55% at 90°C has been proved by means of measurement technology. Apart from that, the improvement due to the use of rolling bearings at low temperatures is of importance. Additionally the oil volume flow for a crankshaft on a rolling bearing can be reduced by more than 40%, which also contributes to a decrease in friction. The use of a rolling bearing for crankshaft and connecting rod, together with the adapted oil pump, at a part-load operating point of 2,000 rpm and 90°C, leads to a reduction in engine friction of up to 24%. This results in a reduced consumption by more than 5% in the NEDC. This potential has been proved in a specially adapted vehicle.

5. Natural gas (CNG Turbo)

Natural gas gains increasing importance as an alternative fuel in the automobile industry. Currently, the main motivation for people to switch from petrol or diesel to natural gas as a vehicle fuel is that natural gas is cheaper than petrol or diesel. The initial equipment and retrofit kits for natural gas in Germany that are available on the market today have a fuel price per kilometer that ranges at about 40% of that of petrol engines.

The advantages of natural gas, apart from the overall situation concerning the future availability of resources, which moves more and more towards natural gas, are also that natural gas achieves better emission values. Due to the high methane content of the fuel, the emitted hydrocarbons consist of more than 90% methane, which is relatively harmless to the human body. Other substances like aromatic compounds, benzenes and aldehydes that are harmful to people's health, can hardly be found in engine exhaust gases. Additionally, the exhaust gas of an Otto engine fuelled by natural gas contains a lower rate of nitrogen oxide and carbon monoxide



przedziału wartości λ i wyższej temperatury aktywacji.

Badany pojazd spełnił z zapasem wymagania normy Euro 4, co przedstawione zostało na rysunku 5. W tym celu, niezależnie od optymalizacji faz rozrządu, zastosowano specjalną procedurę nagrzewania reaktora katalitycznego. Spowodowało to zmniejszenie emisji związków toksycznych w spalinach w okresie nagrzewania reaktora.

Zmniejszenie emisji związków toksycznych wymusza jednak poprawę trwałości reaktora i precyzji systemu sterowania silnika. Ponadto, dzięki zmniejszonej czułości gazu ziemnego na zjawisko spalania stukowego można uzyskać znaczną poprawę parametrów użytecznych.

Na rysunku 6 przedstawiono charakterystykę zewnętrzną silnika zasilanego gazem ziemnym, w porównaniu z turbodoładowanymi silnikami dostępnymi na rynku. Można osiągnąć średnie ciśnienie użyteczne powyżej 20 bar i moc jednostkową 80 kW/dm³ przy jednoczesnym zmniejszeniu zużycia paliwa. Wartości ciśnienia są ograniczone trwałością silnika, konstrukcją łożysk i wydatkiem wtryskiwaczy paliwa. Ze względu na stechiometryczny skład mieszanki palnej i optymalne warunki spalania nawet przy pełnym obciążeniu, silniki zasilane gazem ziemnym charakteryzują się małym zużyciem paliwa w codziennej eksploatacji, w tym również przy pełnym obciążeniu. Ocenia się, że w tym przypadku *downsizing* powinien zapewnić w warunkach testu i w codziennej eksploatacji zmniejszenie emisji CO₂ o około 50% w porównaniu z benzynowymi silnikami ZI o podobnej mocy.

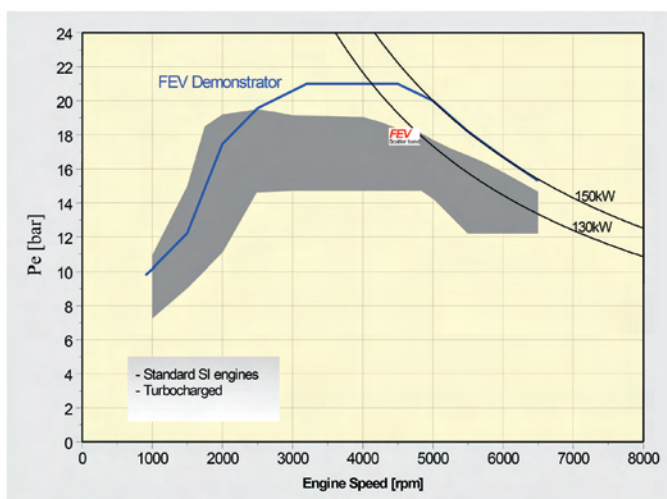
6. Podsumowanie

W ciągu ostatnich 10 lat pod względem mocy jednostkowej, zużycia paliwa i emisji toksycznych substancji w spalinach jednostki napędowe pojazdów samochodowych zostały udoskonalone w znacznie większym stopniu niż na przestrzeni wielu ubiegłych dekad. Obecnie nawet silnik ZS wykazuje doskonałe własności eksploatacyjne i wysoką sprawność dzięki bezpośredniemu wtryskowi paliwa i układom regulacji doładowania. Wynikiem tego stanu rzeczy jest uznanie konsumentów, dzięki któremu w ciągu wspomnianego okresu sprzedaż pojazdów wyposażonych w tego typu silniki uległa blisko podwojeniu. W silnikach stosowana jest szeroka gama nowych rozwiązań i technologii, do których można zaliczyć: regulację faz rozrządu, bezpośredni wtrysk benzyny i *downsizing*, czyli zwiększenie mocy jednostkowej za pomocą ulepszonych systemów doładowania. Wszystkie te technologie służą zarazem obniżeniu zużycia paliwa. W tym samym czasie na rynku oferowane są również silniki zasilane gazem ziemnym i napędy hybrydowe.

Na rysunku 7 przedstawiono prognozę firmy FEV dotyczącą rozwoju jednostek napędowych na następne 10 lat. Na podstawie badań można wnioskować, że w tym okresie odsetek silników ZS w nowych samochodach osobowych wchodzących na rynek zachodnioeuropejski znacznie wzrośnie i przekroczy 40%. Z kolei prawie wszystkie przyszłe silniki ZI będą zawierać przynajmniej jedno z wymienionych wyżej rozwiązań technicznych. Niezależnie od klasycznych układów, będą się rozwijać tak zwane napędy alternatywne,

in comparison with petrol engines.

In order to use the advantages of natural gas for future engine concepts more consistently – bearing in mind future emission requirements – high boosting with downsizing and the lambda 1 concept are an interesting development. A demonstrator vehicle with a 1.8 litres turbocharged Otto engine has been modified to run on natural gas. A critical issue with natural gas vehicles is the exhaust gas aftertreatment - methane is a relatively stable molecule, which means that it displays not only lower conversion rates but also a narrowed lambda window and higher light-off temperatures. The vehicle was able to remain significantly below the EU4 exhaust gas limits, as shown in Figure 5. For this purpose, apart from optimising the control phase, a modified catalyst heating strategy was chosen in order to enhance the catalyst heating-up. At the same time, the raw emissions during the phase prior to light-off were minimised. Apart from the development focus on emission reduction that aims at an improved ageing behaviour and the functional improvement of the engine control system, the power potential of the engine due to a reduced sensitivity to engine knocking is significantly higher. Figure 6 shows the full-load characteristics that



can be realised in comparison with turbocharged engines that are available on the market today. Medium pressures of more than 20 bar and specific performance of 80 kW/dm³ can be achieved with natural gas engines whose consumption values are reduced at the same time. These medium pressures are limited by engine stability, bearing layout and injector flow rates. Due to their stoichiometric operation with an optimised position of the combustion even at full load, natural gas engines are characterised by the lowest consumption values even at full load, in particular in day-to-day operation. The CO₂ advantage due to the possibilities of downsizing should be rated at an astonishing 50% in comparison to equally powerful petrol engines, under test conditions as well as day-to-day driving conditions.

6. Summary

których udział w rynku samochodowym osiągnie wartość około 5%.

Wszystkie nowe rozwiązania muszą być przygotowane do masowej produkcji zanim zostaną wprowadzone na rynek. W związku z ogromną różnorodnością możliwych technologii zmniejszenia zużycia paliwa i emisji toksycznych związków w spalinach silników ZI i ZS, przy wyborze konkretnych rozwiązań istotną rolę odgrywać będzie czynnik ekonomiczny. Odnosi się to także do działań związanych z pracami badawczo-rozwojowymi, których intensywność może znacznie się zwiększyć, w szczególności z powodu wzrastającej liczby parametrów sterujących dla silnika ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa lub silnika ZS z filtrem

Over the past 10 years, the drive units of motor vehicles have achieved more improvements in terms of power density, fuel consumption and pollutant emissions than in many previous decades. Now, even the diesel engine displays excellent driving characteristics due to direct injection and variable boosting in addition to its consumption advantages. As a result, consumer acceptance has nearly doubled over the respective period. Otto engines can now choose from various new technologies like variable valve control, direct injection and the increase of their specific power with the help of improved boosting systems, all of these technologies being employed to reduce their petrol consumption. At the same time, natural gas engines and hybrid drive systems are offered on the market.

Figure 7 displays FEV's prognosis for the next 10 years. According to our research, the percentage of diesel engines with regard to all new passenger cars coming on the market in western Europe every year will significantly increase to more than 40%. Nearly all future Otto engines will display one or the other of the new technologies. Apart from these, the so-called alternative drive systems will have a market share of approx. 5%.

All of those new developments will need to be prepared for mass production before they can reach the market. With regard to the huge variety of possible technologies for the reduction of fuel consumption and pollutant emission for Otto and Diesel engines, the cost factor

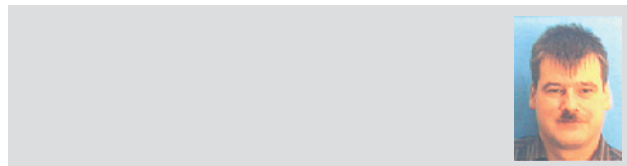
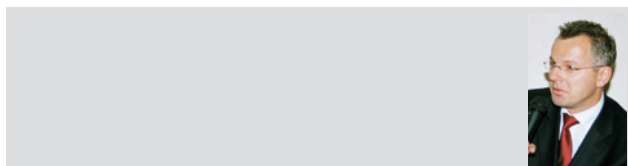
will play an ever more important role. This applies to the development effort that could increase significantly, in particular due to the increasing number of tuning parameters for direct-injection Otto or Diesel engines with soot filters. In these areas, FEV have developed suitable tools and intelligent management systems, which improve the development results and lead to substantial savings. FEV looks forward to a future full of interesting challenges. To this aim, we will continue to invest in our own pre-development projects, in order to be able to offer our clients new solutions that we will market in close cooperation with them.

sadzy.

Z myślą o potrzebach placówek badawczych firma FEV opracowała odpowiednie narzędzia oraz inteligentne systemy sterujące i zarządzające procesem badań. Zastosowanie tych urządzeń pozwala na usprawnienie prac badawczych i osiągnięcie konkretnych oszczędności finansowych.

FEV przewidując zainteresowanie przyszłymi wyzwaniami badawczymi nie przestaje inwestować we własne prace o charakterze prototypowym. Uzyskuje w ten sposób możliwość zaoferowania klientom nowych rozwiązań, które będą wprowadzone na rynek w ścisłej kooperacji z nimi.

Artykuł recenzowany



Nowe silniki spalinowe na wystawie Genewa 2006

W dniach od 2 do 12 marca 2006 roku odbył się 76. Salon Samochodowy w Genewie *International Salon De L'Auto Geneve*. Tego rodzaju światowe wystawy są zwykle miejscem premier nowych modeli samochodów, a prezentowane pojazdy są zwykle wyposażone w już produkowane, sprawdzone konstrukcje układów napędowych i silników. Wprawdzie w tych silnikach wprowadza się wiele modyfikacji wynikających z obowiązujących przepisów dotyczących emisji toksycznych składników spalin lub prowadzących do zwiększenia ich sprawności, lecz zwykle nie podlegają zmianom ich podstawowe cechy konstrukcyjne. W tym roku w Genewie zostały zaprezentowane zarówno tego rodzaju silniki, jak również całkowicie nowe konstrukcje. Na konferencjach prasowych różnych firm motoryzacyjnych najczęściej poruszonym tematem związanym z techniką silnikową były informacje o wprowadzeniu filtrów cząstek stałych do kolejnych jednostek o zapłonie samoczynnym.

Ważniejsze nowości techniki silnikowej zaprezentowane na genewskim salonie zostały omówione poniżej.

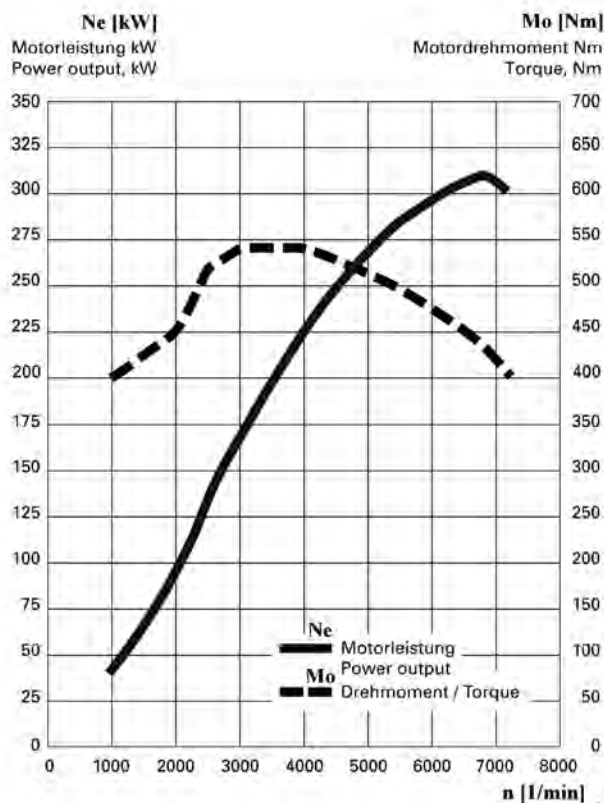
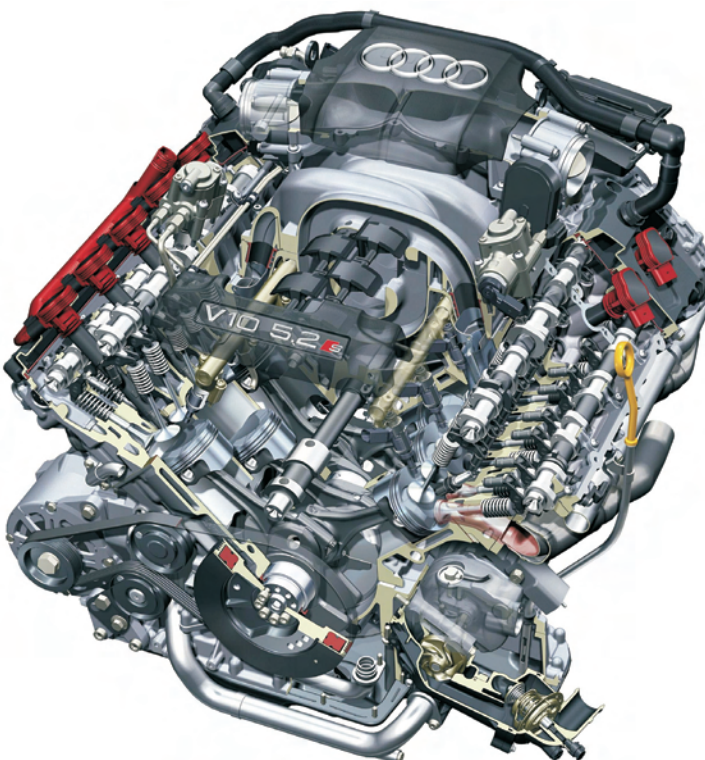
Audi

Firma Audi rozszerzyła gamę swych wyczynowych silników FSI wyposażonych w bezpośredni wtrysk o jednostki: V8 4,2 FSI oraz V10 5,2 FSI, z których pierwsza przeznaczona jest do modelu RS4, a druga do modelu S6 (rys. 1). Mimo różnej liczby cylindrów i różnej objętości skokowej oba silniki rozwijają moc 309 kW (420 KM; odpowiednio: 73,6 i 60,0 kW/dm³ oraz 38,6 i 31,0 kW/cyl.) (rys. 2). W stosunku do znanej z Audi Q7 wersji silnika V8 4,2 FSI o mocy 257 kW, silnik ten otrzymał zmodyfikowany układ dolotowy. Z kolei silnik V10 w zmodyfikowanej formie, z konwencjonalnym systemem wielopunktowego wtrysku benzyny i zmniejszoną o 2 mm średnicą cylindra, stanowi źródło napędu sportowego modelu Lamborghini Gallardo.

BMW

Nowością z firmy BMW był silnik z zapłonem iskrowym o objętości skokowej 2,0 dm³ przeznaczony do limitowanej serii 2600 sztuk modelu 320si (rys. 3). Konstrukcja silnika wywodzi się ze znanej jednostki o tej objętości skokowej wyposażonej w system rozrządu Valvetronic, lecz w nowej wersji otrzymał on całkowicie nową głowicę z układem rozrządu wzorowanym na rozwiązaniach stosowanych w silnikach formuły 1. Jest to silnik o sportowej charakterystyce, który osiąga moc 127 kW przy prędkości obrotowej 7000 obr/min i maksymalny moment obrotowy 200 N·m przy 4250 obr/min (173 KM, 63,5 kW/dm³, 31,8 kW/cyl, $p_{e-max} = 1,26$ MPa).

Drugą nowością z BMW była zapowiedź wprowadzenia



do produkcji nowej generacji turbodoładowanych silników o zapłonie iskrowym. Jako pierwszy został zaprezentowany rzędowy, 6-cylindrowy silnik o objętości skokowej 3,0 dm³, wyposażony w bezpośredni wtrysk benzyny i w dwie turbosprężarki, po jednej na trzy cylindry. Silnik ten stanowi dalsze rozwinięcie znanej już, renomowanej jednostki o tej objętości skokowej. W miejsce skomplikowanego systemu rozrządu Valvertonic został wprowadzony układ zmiennych faz rozrządu Doppel-VANOS, który lepiej nadaje się do współpracy z turbosprężarkami. Silnik ten rozwija moc 225 kW (306 KM, 75 kW/dm³, 37,5 kW/cyl), a maksymalna wartość momentu obrotowego wynosząca 400 N·m jest dostępna w zakresie prędkości obrotowej od 1500 do 5800 obr/min ($p_{e-max}=1,68$ MPa). Wstępne badania pojazdu wyposażonego w nowy silnik wykazały znaczną poprawę osiągnięć przy niezmiennym zużyciu paliwa w stosunku do pojazdu wyposażonego w dotychczas stosowany silnik

samochodach



Rys. 4. Silnik V12 6,0 dm³ samochodu Ferrari 599 GTB Fiorano



Mazda

Ważną nowością prezentowaną w Genewie przez firmę Mazda był turbodoładowany silnik ZI o objętości skokowej 2,3 dm³, oznaczony symbolem 2,3 MZR DISI-Turbo (*Direct Injection Spark Ignition*). Jest to pierwszy silnik tej firmy, który jest wyposażony w bezpośredni wtrysk benzyny i turbodoładowanie (rys. 5). Bezpośredni wtrysk paliwa pod ciśnieniem 11,5 MPa powoduje efekt w postaci obniżenia temperatury ładunku w cylindrze przed wystąpieniem zapłonu spowodowany intensywnym odparowaniem rozdrobnionych cząsteczek paliwa. Mimo doładowania, pozwala to na spalanie mieszanki homogenicznej bez efektów stuku, przy stosunkowo dużym (dla silników doładowanych) stopniu sprężania wynoszącym $\epsilon = 9,5$. W tym silniku położenie przepustnicy i ciśnienie doładowania są sterowane elektro-

bez doładowania.

Ferrari

W nowym modelu Ferrari 599GTB Fiorano zastosowany został silnik V12 o objętości skokowej 6,0 dm³, którego elementy konstrukcyjne wywodzą się z jednostek formuły 1 (rys. 4). Nowy silnik stanowi odmianę silnika wyczynowego modelu Enzo, który w limitowanej serii był produkowany w latach 2004 i 2005. Mimo stosunkowo dużej objętości skokowej pojedynczego cylindra, wynoszącej 499 cm³, dopuszczalna prędkość obrotowa wynosi 8400 obr/min. Silnik rozwija moc maksymalną 456 kW przy 7600 obr/min i maksymalny moment obrotowy wynoszący 608 N·m przy 5600 obr/min (620 KM, 38,0 kW/cyl., $p_{e-max}=1,27$ MPa). Moc jednostkowa silnika wynosi ponad 76 kW/dm³ i pod tym względem zajmuje on czołową pozycję wśród niedoładowanych silników stosowanych w seryjnie produkowanych



nicznie, dzięki czemu uniknięto opóźnienia w reakcji silnika

na otwarcie przepustnicy, co jest

Rys. 5. Przekrój silnika Mazda 2,3 MZR DISI-Turbo

charakterystyczną cechą dla wielu turbodoładowanych jednostek. Nowy silnik Mazdy rozwija moc 184 kW przy 5500 obr/min i maksymalny moment obrotowy 380 N·m przy 3000 obr/min (250 KM, 80 kW/dm³, 46,0 kW/cyl., $p_{e-max} = 2,08$ MPa). Opisany silnik jest stosowany w modelu Mazda 3 MPS i obecnie jest to najmocniejsza jednostka napędowa montowana w samochodzie z napędem kół przednich.

Ciekawą konstrukcją jest również hybrydowy układ napędowy prototypowego modelu Mazda 5 Hydrogen RE Hybrid (rys. 6). Układ ten składa się z silnika Wankla współpracującego z maszyną elektryczną. Zastosowany silnik, to znana pod nazwą Renesis, dwuwirnikowa jednostka, która jest zasilana benzyną lub wodorem. Przy pracy na benzynie silnik rozwija moc 154 kW, a przy zasilaniu wodorem 80 kW. Benzyna wtryskiwana jest do kanałów dolotowych, a przy zasilaniu wodorem są wykorzystywane dwa wtryskiwacze umieszczone bezpośrednio w komorze spalania. Należy zaznaczyć, że w silniku Wankla typu Renesis procesy sprężania i spalania odbywają się w dwóch oddzielnych komorach. Cecha ta umożliwia wtrysk wodoru do strugi powietrza napływającej z komory sprężania także w trakcie procesu spalania, dzięki czemu następuje skrócenie reakcji



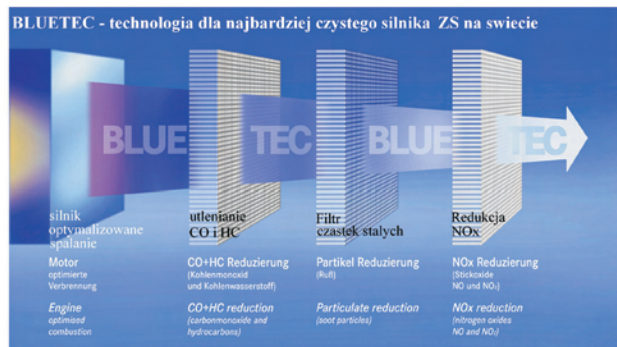
przedplamiennych i zwiększenie odporności mieszanki na spalanie stukowe. Ponadto w tym celu stosowana jest także recykulacja spalin zmniejszająca prędkość spalania mieszanki wodorowo-powietrznej. Zmiana zasilania z benzyny na wodór odbywa się przełącznikiem umieszczonym w pojeździe; po wyczerpaniu wodoru ze zbiornika układ zasilania jest automatycznie przełączany na zasilanie benzyną.

Silnik Wankla jest połączony z maszyną elektryczną o mocy 30 kW, która może wspomagać silnik spalinowy, a przy zmianie kierunku siły napędowej odzyskuje część energii hamowania, ładując akumulatory. Ponadto maszyna elektryczna pełni rolę rozrusznika, który jest często wykorzystywany, ponieważ

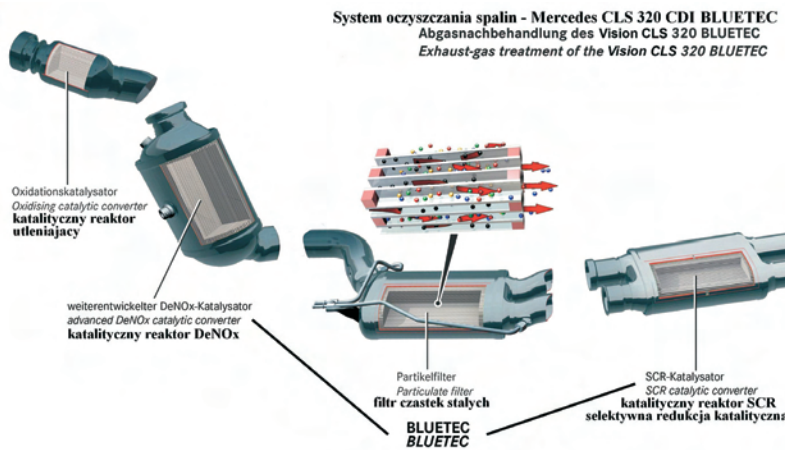
nawet w czasie krótkotrwałego zatrzymania pojazdu silnik spalinowy jest wyłączany. Dzięki zwartej budowie oraz małej masie silnika Wankla tworzy on wraz z maszyną elektryczną jednostkę napędową, która w poprzecznym ustawieniu bez trudu mieści się nawet pod maską pojazdu klasy kompaktowej.

Mercedes-Benz

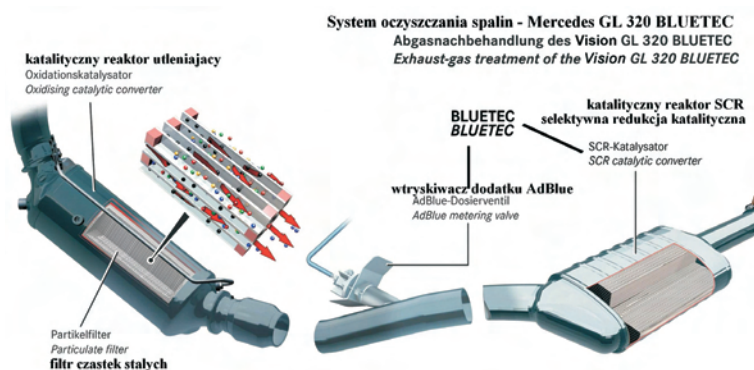
Zgodnie z tradycją firma Mercedes-Benz chce nadal utrzymać czołowe miejsce wśród producentów silników o zapłonie samoczynnym. W Genewie zaprezentowano kolejne pojazdy z silnikiem wysokoprężnym wyposażone



w system selektywnej redukcji katalicznej (SCR – *Selective Catalytic Reduction*) – rys. 7. Po modelu S320 CDI Bluetec, który został zaprezentowany jesienią 2005 roku we Frankfurtu, obecnie przedstawiono modele CLS i GL wyposażone w ten sam silnik, lecz dwie, nieco różniące się koncepcje oczyszczania spalin z tlenków azotu. Silnik tych pojazdów jest jednostką V6 o objętości skokowej 3,0 dm³, wyposażoną w system zasilania *common rail* z piezoelektrycznymi wtryskiwaczami, turbosprężarkę o zmiennym położeniu kierownic oraz recykulację spalin. W obu wersjach w układzie oczyszczania spalin znajduje się utleniający reaktor kataliczny oraz filtr cząstek stałych. W modelu CLS 320 CDI Bluetec emisja tlenków azotu jest zmniejszana w reaktorze absorbcyjnym oraz reaktorze SCR ze stałym czynnikiem redukującym (rys. 8). W modelu GL 320 CDI Bluetec



zrezygnowano z reaktora absorbcyjnego, natomiast zastosowano nowego typu reaktor katalityczny, w którym zachodzi selektywna redukcja tlenków azotu (SCR), a który wymaga stosowania specjalnego czynnika o nazwie AdBlue (rys. 9).



Jest to wodny roztwór mocznika wtryskiwany do układu wylotowego przed reaktorem redukującym, który rozkłada tlenki azotu na azot i wodę. Wielkość dawki wtryskiwanego dodatku AdBlue sterowana jest elektronicznie i średnio wynosi około 1–3% objętości zużytego paliwa na 100 km przebiegu. Obecnie w Europie sieć dystrybucji dodatku AdBlue obejmuje już 1500 stacji benzynowych. Tego typu oczyszczanie spalin stosowane jest w ciężarowych modelach Actros-, Axor- i Atego marki Mercedes Benz, których ponad 10 000 egzemplarzy jest już eksploatowanych. Prezentacja nowej metody oczyszczania spalin w silnikach samochodów osobowych była elementem przygotowującym szeroką akcję promującą pojazdy z silnikami o zapłonie samoczynnym na rynku amerykańskim, ponieważ począwszy od końca 2006 roku oferowana tam będzie cała gama modeli marki Mercedes Benz wyposażonych w silniki ZS z opisaną technologią oczyszczania spalin Bluetec. Warunkiem prawidłowej pracy systemu Bluetec jest jakość paliwa, które nie może zawierać więcej niż 10 ppm siarki. Dlatego też w USA, gdzie olej napędowy jest droższy od najtańszej benzyny o około 17%, a jakość nie jest najlepsza, trwają obecnie intensywne prace nad poprawą jego jakości, głównie w aspekcie zmniejszenia zawartości siarki oraz zwiększenia liczby cetanowej. W Europie pojazdy wyposażone w system Bluetec spełniające limity emisji Euro 5 trafią do sprzedaży najpóźniej w 2008 roku.

Drugą nowością firmy Mercedes Benz pokazaną w Genewie był nowy silnik ZI V6 o objętości skokowej 3,5 dm³ z bezpośrednim wtryskiem

benzyny, oznaczony symbolem CGI (tab. 1). Wprawdzie w 2004 i 2005 roku produkowany był już model klasy C wyposażony w 4-cylindrowy silnik 200 CGI, lecz była to tylko próba zastosowania nowego systemu zasilania. Silnik 350

CGI jest pierwszą jednostką należącą do nowej rodziny silników ZI, która stopniowo zastępować będzie dotychczas stosowane jednostki napędowe. Najbardziej istotnym elementem systemu zasilania CGI jest piezoelektryczny wtryskiwacz nowej generacji, który umożliwia wtrysk dawki paliwa pod ciśnieniem do 20 MPa w formie stożka pustego w środku. Dzięki wykorzystaniu efektu piezoelektrycznego dawka paliwa jest wtryskiwana w wielu małych porcjach, dzięki czemu można sterować przebiegiem procesu spalania. W zakresie małego i średniego obciążenia silnik 350 CGI pracuje na uwarstwionej, ubogiej mieszance, a jedynie przy dużym obciążeniu spalana mieszanka ma strukturę homogeniczną. Elementy układu zasilania są wykonane ze stali szlachetnej lub brązu, a korpus pompy paliwowej oraz zasobniki ciśnienia obu rzędów cylindrów są odkute ze stali szlachetnej.

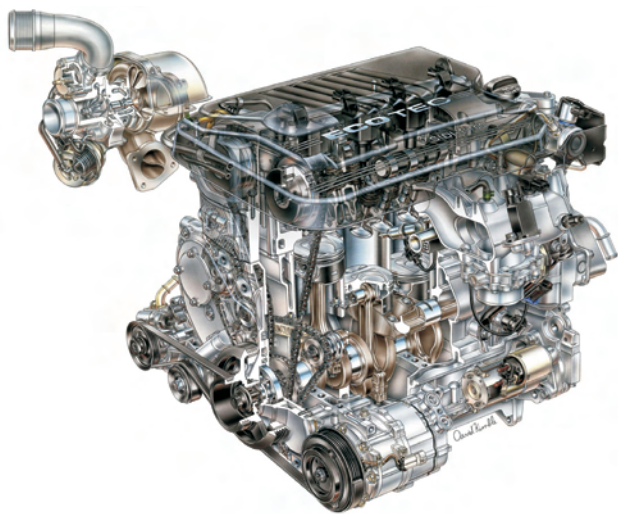
Dużo uwagi poświęcono układowi oczyszczania spalin. Silnik wyposażono w dwa utleniająco-redukujące reaktory katalityczne umieszczone bezpośrednio przy kolektorach wylotowych obu rzędów cylindrów oraz w dwa reaktory absorbcyjne, w których następuje magazynowanie, a następnie redukcja tlenków azotu. Ponadto, w celu zmniejszenia surowej emisji tlenków azotu zastosowano elektronicznie sterowaną chłodzoną recyrkulację spalin. Możliwość sterowania procesem spalania stworzyła warunki do szybkiego nagrzewania reaktorów katalitycznych po zimnym rozruchu silnika. Pozwala to w czasie 11 s po zimnym rozruchu uzyskać temperaturę spalin ponad 700°C. Nowy silnik pod

	Mercedes Benz CLS 350	Mercedes Benz CLS 350 CGI
Rodzaj zasilania	wtrysk wielopunktowy	wtrysk bezpośredni
Obj. skokowa silnika	V6, 3498 cm ³	V6, 3498 cm ³
Stopień sprężania	10,7	12,2
Moc efektywna	200 kW/6000 obr/min	215 kW/6400 obr/min
Moc jedn., obj. wsk. mocy	57,2 kW/dm ³ ; 33,4 kW/cyl.	61,5 kW/dm ³ ; 35,9 kW/cyl.
Maks.moment obrotowy / przy prędk. obrotowej	350 N·m / 2400-5000 obr/min	365 N·m / 3000-5100 obr/min
Średnie ciśnienie użyt. p _{c-max}	1,26 MPa	1,31 MPa
Czas rozpędz. 0-100 km/h Predkość maksymalna	7,0 s 250 km/h	6,7 s 250 km/h
Zużycie paliwa (NEDC)	10,4 dm ³ /100 km	9,2 dm ³ /100 km
Emisja CO ₂ (NEDC)	246 g/km	220 g/km

względem parametrów roboczych i eksploatacyjnych znacznie przewyższa dotychczas produkowaną wersję tego silnika z wielopunktowym wtryskiem paliwa a podczas normalnej eksploatacji, mimo lepszych osiągnięć, zużywa mniej paliwa, o około 1,5 dm³ na 100 km.

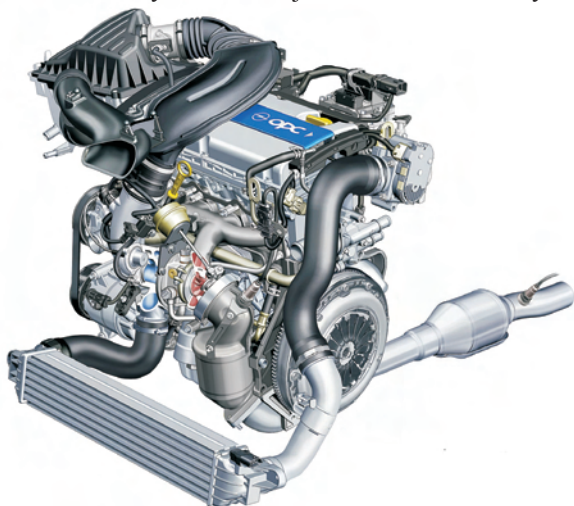
Opel

W Genewie swą premierę miał sportowy model marki Opel o nazwie GT. W samochodzie tym zastosowano po raz pierwszy turbodoładowany silnik ZI wyposażony w bezpośredni wtrysk benzyny. Jednostka ta stanowi dalsze rozwinięcie konstrukcyjne znanej jednostki o objętości skokowej 2,0 dm³ (rys. 10). W nowej wersji silnik rozwija moc



191 kW przy 5300 obr/min i maksymalny moment obrotowy 350 N·m w zakresie od 2500 do 5300 obr/min (260 KM, 95,5 kW/dm³, 47,7 kW/cyl., $p_{e-max}=2,2$ MPa). Silnik jest zasilany mieszanką homogeniczną, a bezpośredni wtrysk paliwa umożliwił zastosowanie dużego stopnia sprężania 9,2.

Drugą nowością marki Opel był również turbodoładowany silnik ZI o objętości skokowej 1,6 dm³ (rys. 11). Ten całkowicie nowy silnik rozwija moc 132 kW o maksymalny



moment obrotowy wynoszący 230 N·m w zakresie od 2200 do 5500 obr/min (180 KM, 88,0 kW/dm³, 33,0 kW/cyl., $p_{e-max}=1,93$ MPa). Początkowo silnik ten będzie stosowany w sportowym modelu Meriva OPC, a następnie trafi również do innych modeli marki Opel.

Peugeot

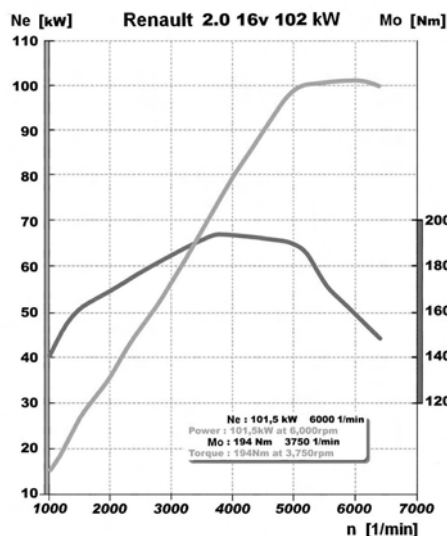
Nowością firmy Peugeot prezentowaną w Genewie był hybrydowy układ napędowy, w którym po raz pierwszy zastosowano silnik ZS. Ten układ napędzał prototypowy model o nazwie 307CC Hybride HDi. Zastosowany zespół napędowy składał się ze znanej jednostki 1,6 HDi o mocy 80 kW i maksymalnym momencie obrotowym 240 N·m, którą połączono z maszyną elektryczną o trwałej mocy 22 kW ($M_0=110$ N·m) lub chwilowej 31 kW ($M_0=180$ N·m). Maszyna elektryczna współpracuje z przemiennikiem napięcia, regulującym napięcie w przedziale 210–380 V oraz z akumulatorem typu Ni-MH (Nickel-Metallhybrid). Może ona samodzielnie napędzać pojazd z prędkością do 60 km/h na drodze 5 km, wspomagać silnik spalinowy przy gwałtownym przyspieszaniu lub też służyć jako rozrusznik. Osiągi pojazdu z opisanym napędem hybrydowym odpowiadają osiągom pojazdu wyposażonego w mocniejszy silnik 2,0 HDi o mocy 100 kW, natomiast zużycie paliwa w teście NEDC wynosi tylko 4,1 dm³/oleju napędowego na 100 km, czyli o prawie o 2 dm³ mniej, niż zużywa w tym teście pojazd z silnikiem 2,0 HDi.

Renault

W ramach współpracy z firmą Nissan, Renault konsekwentnie odnawia gamę swych silników. W Genewie zaprezentowany został nowy 4-cylindrowy silnik o objętości skokowej 2,0 dm³, oznaczony symbolem M4R, który charakteryzuje się małą masą oraz zdolnością do osiągnięcia dużej prędkości obrotowej (rys. 12). Masa nowego silnika jest mniejsza, niż masa stosowanego dotąd silnika o objętości 1,6 dm³, co osiągnięto dzięki wykonaniu kadłuba i głowicy ze stopów aluminium oraz zastosowaniu materiałów kompozytowych. Maksymalna wartość momentu obrotowego wynosząca 194 N·m jest osiągana przy 4000 obr/min, przy czym 85% wartości momentu obrotowego jest dostępne już od 2000 obr/min (rys. 13). Moc maksymalna wynosząca 102 kW osiągana jest przy 6000 obr/min, natomiast dopuszczalna wartość prędkości obrotowej wynosi 7000 obr/min (140 KM, 51,0 kW/dm³, 25,5 kW/cyl., $p_{e-max}=1,22$ MPa). Dzięki zastosowaniu dwóch wałków wyrównowazających oraz dwumasowego koła zamachowego praca silnika charakteryzuje się bardzo małym poziomem drgań.

Nowy silnik będzie montowany w różnych modelach klasy kompaktowej i klasy średniej marki Renault i Nissan przeznaczonych na rynek europejski, azjatycki i amerykański.

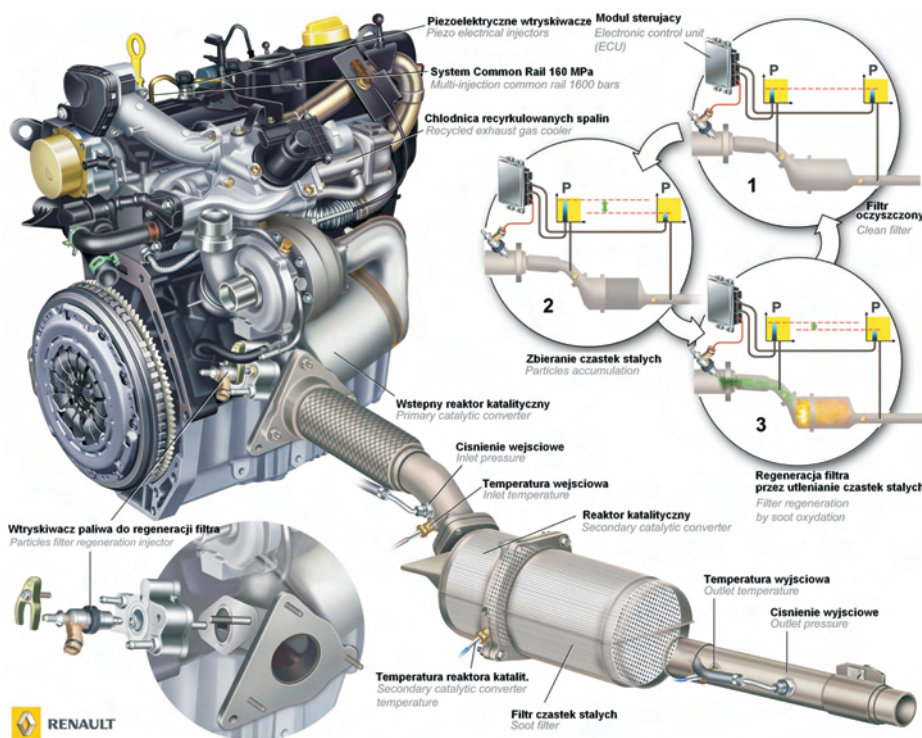
Inną nowością z firmy Renault była prezentacja nowego typu filtra cząstek stałych, przeznaczonego dla nowych silników ZS serii dCi. Według przedstawicieli firmy Renault jest to pierwszy filtr cząstek stałych na świecie, którego oczyszczanie może być przeprowadzone w całym zakresie pracy silnika, w tym również na biegu jałowym. Ma to



osiągnięcie przez silnik nominalnej temperatury pracy.

Saab

Interesującym pojazdem prezentowanym w Genewie był Saab 9-5 BioPower, przystosowany do zasilania paliwem o nazwie E85. Paliwo to o liczbie oktanowej 104 składa się w 85% z etanolu uzyskiwanego z przeróbki masy organicznej oraz w 15% z benzyny. Według informacji fabrycznych dodatek benzyny jest niezbędny z punktu widzenia rozruchu silnika w niskiej temperaturze. Prezentowany pojazd wyposażony był w turbodoładowany silnik 2,3 dm³ o mocy 228 kW, tj. o 20% większej mocy niż w wersji zasilanej benzyną. Od jesieni 2005 roku w Szwecji, gdzie liczba stacji dysponujących paliwem E85 jest dostatecznie rozbudowana, oferowany jest Saab 9-5 wyposażony w turbodoładowany silnik 2,0 dm³ o mocy 228 kW. Silnik tego pojazdu wyposażono w układ zasilania o nazwie Trionic, który ma zdolność rozpoznawania rodzaju paliwa, przy czym w razie braku paliwa E85 można z powodzeniem eksploatować pojazd na benzynie. Powstanie modelu Saab 9-5 BioPower ma związek z akcją poszukiwania paliw alternatywnych i promocji paliw odnawialnych. Obecnie w sześciu krajach Unii Europejskiej jest realizowany duży projekt badawczy związany z eksploatacją pojazdów na paliwie E85, a ponadto 100 pojazdów zasilanych tym paliwem przekazano do Ministerstwa Komunikacji w Kalifornii, gdzie również są prowadzone podobne badania.



szczególne znaczenie dla pojazdów eksploatowanych w ruchu miejskim, gdzie znaczący udział ma praca silnika z małym obciążeniem lub na biegu jałowym. Działanie tego systemu, który jest chroniony wieloma patentami, polega na wtrysku dodatkowej dawki paliwa do układu wylotowego przed filtrem, dzięki czemu następuje chwilowy wzrost temperatury umożliwiający wypalenie zalegających w filtrze cząstek. System nie wymaga stosowania dodatków do paliwa, a jedynym warunkiem jego poprawnej pracy jest

Volkswagen

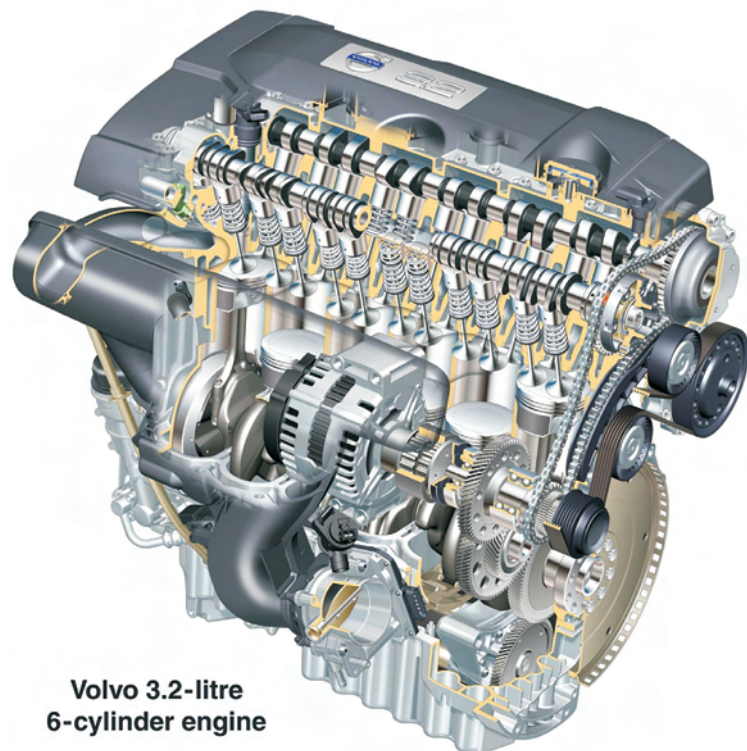
Volkswagen w Genewie promował swą nową, proekologiczną ideę nazwaną BlueMotion. Pierwszym pojazdem zaliczanym do nowej generacji ekologicznych pojazdów był model Polo BlueMotion, którego zmodyfikowany 3-cylindrowy silnik 1,4 TDI o mocy 59 kW zużywa w teście NEDC średnio 3,9 dm³ oleju napędowego na 100 km, emitując w tym czasie zaledwie 103 g dwutlenku węgla. Efekt ten osiągnięto dzięki zmianom w regulacji turbosprężarki oraz przez zastosowanie nowego systemu recyrkulacji spa-

lin wyposażonego w chłodnicę spalin i elektronicznie regulowany zawór EGR. Ponadto poprawiono aerodynamikę nadwozia oraz przełożenia w skrzyni biegów. To ostatnie działanie, polegające na zmniejszeniu przełożeń i korzystanie z obszaru większego obciążenia i mniejszej prędkości obrotowej silnika określane jest pojęciem *downrating*.

W Genewie pokazano również prototyp samochodu terenowego o nazwie Concept A, który także wykorzystuje ideę BlueMotion. Pojazd wyposażono w silnik 1,4 TSI Twincharger o mocy 110 kW, wyposażony w sprężarkę mechaniczną i turbosprężarkę (por. Silniki Spalinowe 3/2005), który jest zasilany gazem ziemnym. Według informacji producenta pojazd zużywa średnio 5 kg gazu ziemnego na 100 km, emitując przy tym o 20–25% mniej dwutlenku węgla, niż przy zasilaniu benzyną.

Volvo

Wraz z prezentacją nowego modelu S80, firma Volvo pokazała gamę zmodernizowanych jednostek napędowych. Wśród nich na uwagę zasługują dwa silniki ZI przeznaczone do poprzecznej zabudowy w modelu S80. Pierwszy z nich to rzędowa, 6-cylindrowa jednostka o objętości skokowej 3,2 dm³ (rys. 15). Długość silnika wynosi 625 mm, czyli o 3 mm więcej niż stosowane silniki 5-cylindrowe. Układ rozrządu został wyposażony w system zmiany faz rozrządu VCT (*Variable Cam Timing*) oraz system zmiany wzniosu zaworów dolotowych CPS (*Cam Profile Switching*) realizowany dzięki podwójnym krzywkom wału rozrządu. Moc silnika wynosi 175 kW a maksymalny moment obrotowy 320 N·m. Zmienne parametry układu rozrządu wraz ze zmienną długością kanałów dolotowych VIS (*Variable*



Volvo 3.2-litre
6-cylinder engine



Volvo 4,4 - litre
V8 engine

Inlet System) pozwalają na korzystne kształtowanie charakterystyki silnika.

Drugim silnikiem, który pochodzi z terenowego modelu XC90 jest jednostka V8 4,4 dm³, która została opracowana wspólnie z firmą Suzuki (rys. 16). Rozwija on moc 232 kW i maksymalny moment obrotowy 440 N·m, przy czym już przy 2000 obr/min dysponuje on imponującą wartością momentu wynoszącą 370 N·m ($p_e = 1,06$ MPa). Podobnie jak silnik 6-cylindrowy, również jednostka V8 została umieszczona poprzecznie w komorze silnikowej, a ze względu na dużą wartość momentu obrotowego przekazuje ona siłę napędową na cztery koła pojazdu. Niezwykle zwarta budowa silnika wynika z kąta rozwarcia cylindrów wynoszącego 60°, a także racjonalnie rozmieszczonego osprzętu. Ze względu na wykonanie kadłuba i głowicy ze stopów aluminium silnik wyróżnia się małą masą. Silnik V8 marki Volvo z nadmiarem spełnia wymagania norm Euro 4 i amerykańskiego programu LEV II.

Na wystawie w Genewie zwracała także uwagę duża ekspozycja poświęcona ekologicznym źródłom napędu pojazdów. Oprócz pojazdów z napędem hybrydowym lub elektrycznym największa jej część poświęcona została pojazdom zasilanym gazem ziemnym. Ten rodzaj paliwa cieszy się coraz większym powodzeniem nie tylko w Szwajcarii, a gama pojazdów wyposażonych fabrycznie w układ zasilania gazem ziemnym stale się powiększa.

Jednak niezależnie od rodzaju stosowanego paliwa oraz wprowadzanych rozwiązań technicz-

Aktualności

Silniki ZI

Silnik BMW Bi-Turbo z wtryskiem bezpośrednim

Firma BMW na Salonie Genewskim przedstawiła nową wersję silnika rzędowego 6-cylindrowego z doładowaniem zakresowym realizowanym za pomocą dwóch turbosprężarek. Silnik jest wyposażony w bezpośredni wtrysk benzyny do komory spalania i jest wyposażony w układ zmiennych faz rozrządu (BiVanos). Nowy silnik bi-turbo rozwija moc 306 KM (225 kW) oraz maksymalny moment obrotowy 400 N·m.

Podstawą nowego systemu doładowania sekwencyjnego w silnikach BMW są dwie małe turbosprężarki wykonane z materiałów odpornych na duże obciążenia cieplne.

Nowy silnik wykorzystuje system zasilania typu HPI (*High Precision Injection*), który wykorzystuje bardzo precyzyjne wtryskiwacze piezoelektryczne. Zastosowanie tego systemu pozwoliło zwiększyć sprawność o 10%. System zasilania o oznaczeniu HPI w 2001 roku zastosował Citroën w silniku 2,0 dm³, z którego się jednak po roku wycofał; oznaczenie tłumaczone było wówczas: fr.: *Haute Pression Injection* lub ang.: *High pressure Petrol Injection*

Firma BMW jako pierwsza w Europie zaprezentowała w 1973 r. silnik turbodoładowany o zapłonie iskrowym w modelu BMW 2002 Turbo.

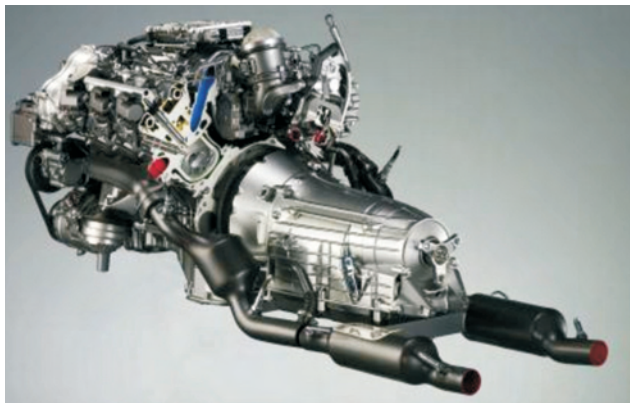


Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

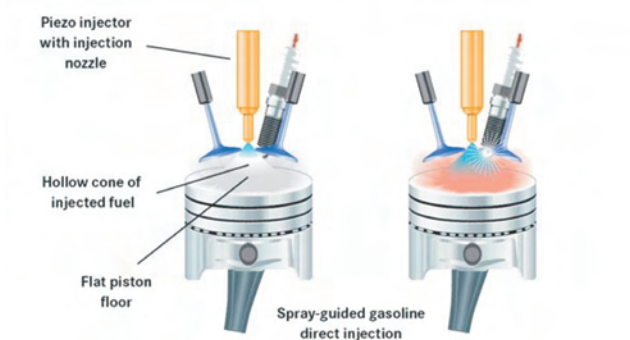
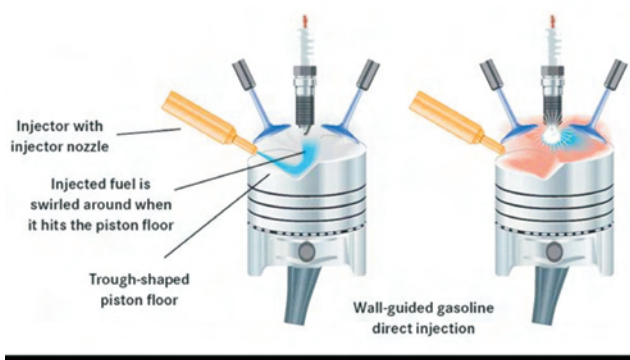
Silnik z wtryskiem bezpośrednim firmy Daimler-Chrysler

Firma Daimler-Chrysler po raz pierwszy zaprezentowała silnik o zapłonie iskrowym z wtryskiwaczami piezoelektrycznymi i wtryskiem bezpośrednim typu CGI (*Stratified-Charged Gasoline Injection*). Jest to silnik w układzie widlastym, 6-cylindrowy o pojemności skokowej $V_s = 3,5$ dm³ z zmiennymi fazami rozrządu (por. s. 93).

Zastosowanie systemu spalania z wtryskiem bezpośrednim pozwoliło zwiększyć sprawność o 10%, co wynika głównie ze zwiększenia sprawności cieplnej. Podstawową

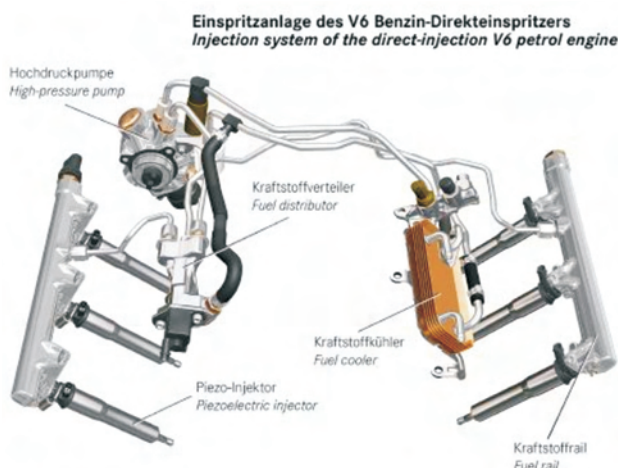


zaletą systemu CGI jest praca przy dużej wartości współczynnika nadmiaru powietrza. Po przekroczeniu określonego obciążenia system przełącza się z mieszanki uwarstwionej na mieszankę homogeniczną o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda=1.0$



Podstawą systemu wtryskowego jest zastosowanie wtryskiwaczy piezoelektrycznych, w których czas pomiędzy kolejnymi wtryskami jest bardzo mały. Specjalnie ukształtowany rozpylacz znajdujący się w komorze spalania zwiększa zawirowanie mieszanki paliwa z powietrzem powodując jej ujednorodnienie. System wtryskowy składa się ponadto z pompy wysokiego ciśnienia, zasobnika, chłodnicy benzyny oraz regulatora ciśnienia. System pracuje z ciśnieniem wtrysku 20 MPa.

Duży problem stanowiło, jak we wszystkich silnikach z wtryskiem bezpośrednim, określenie najkorzystniejszego umiejscowienia świecy zapłonowej w komorze spalania.



Elektroda świecy zapłonowej nie może mieć bezpośredniej styczności z ciekłym paliwem, gdyż powstający wówczas nagar utrudnia powstanie iskry zapłonowej. W ostatecznym rozwiązaniu świeca została umiejscowiona w bliskim sąsiedztwie zaworów wylotowych.

Aby spełnić rygorystyczne normy emisji spalin silnik wyposażony został w układ oczyszczania spalin składający się z czterech reaktorów katalitycznych.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Silnik 12-cylindrowy AMG SL 65

W ramach współpracy firmy tuningowej AMG z firmą Daimler-Chrysler powstał nowy silnik ZI, 12-cylindrowy w układzie V o pojemności skokowej $V_s = 6,0 \text{ dm}^3$. Silnik ten wyposażony jest w podwójne doładowanie i rozwija moc 450 kW (612 KM) oraz moment obrotowy $M_o = 1000 \text{ N}\cdot\text{m}$ w niskim zakresie prędkości obrotowej od 2000 do 4000 obr/min ($75,0 \text{ kW/dm}^3$; $37,5 \text{ kW/cyl.}$; $p_{e-\text{max}} = 2,09 \text{ MPa}$).

Oprac. na podst. www.mercedes-benz.pl

Silnik samochodu Viper SRT10

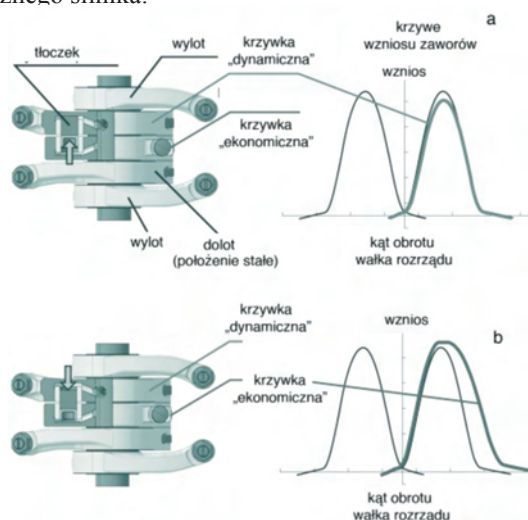
Samochód Viper SRT10 napędzany jest 10-cylindrowym silnikiem o pojemności $V_s = 8,3 \text{ dm}^3$ w układzie widlastym, rozwijają moc 500 KM (368 kW) przy $n = 5600 \text{ obr/min}$ i moment obrotowy $712 \text{ N}\cdot\text{m}$ przy 4200 obr/min ($44,3 \text{ kW/dm}^3$; $36,8 \text{ kW/cyl.}$; $p_{e-\text{max}} = 1,08 \text{ MPa}$). 90% momentu obrotowego dostępne jest w szerokim zakresie prędkości obrotowej od 1500 do 5600 obr/min. Stopień sprężania wynosi $\epsilon = 9,6$. Kadłub silnika wykonano z aluminium.

Oprac. na podst. www.mojeauto.pl

Honda 1.8 iVTEC z nowym układem rozrządu

Honda wprowadziła nową generację zmiennych faz rozrządu w benzynowym, rzędowym, czterocylindrowym silniku o pojemności skokowej $1,8 \text{ dm}^3$ i-VTEC (*Intelligent Variable Timing and Lift Electronic Control*). Nowy system pozwolił na zmniejszenie zużycia paliwa o 6% w stosunku do dotychczasowego silnika 1.7 VTEC. Było to możliwe przez opóźnienie zamykania zaworów dolotowych przy małym obciążeniu silnika, np. podczas jazdy ze stałą prędkością (zakres małych prędkości obrotowych wału korbowego).

Przepustnica może wówczas pozostać całkowicie otwarta (jest sterowana elektronicznie), co umożliwia zmniejszenie o 16% strat dławienia przepływu (tzw. starty pompowania) podczas suwów dolotu i wylotu. Dodatkowo, w silniku tym zastosowano układ dolotowy o zmiennej długości kanału dolotowego, co poprawia własności doładowania dynamicznego silnika.



Zakres pracy systemu

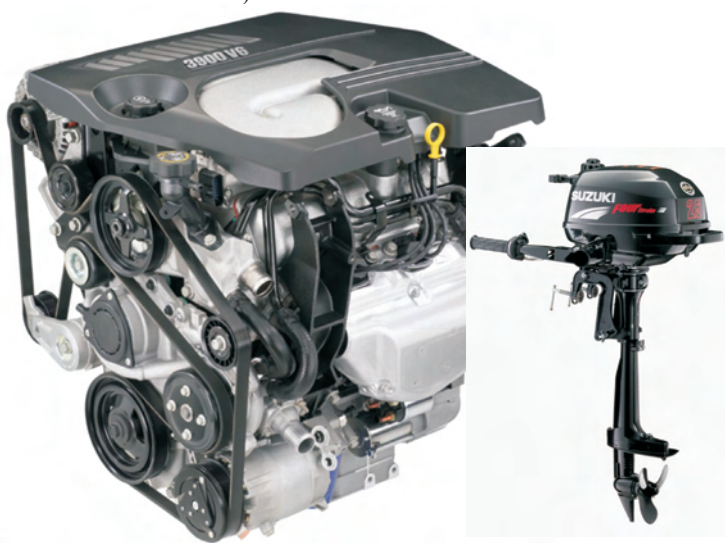


W silniku wzmocniono układ korbowy (korbowody odlewane razem ze stopą), usztywniono wał korbowy, zastosowano dysze natryskowe oleju chłodzącego tłok. Kadłub silnika jest wykonany ze stopów aluminium, podobnie jak głowica, która jest odlana w całości razem z kolektorem wylotowym.

Oprac. na podst. automobiles.honda.com
www.automotoserwis.com.pl

Nowy silnik OHV firmy GM

Firma GM konsekwentnie dąży do stworzenia nowoczesnego silnika, który będzie rozwijał dużą moc i moment obrotowy oraz jednocześnie będzie tani w produkcji i będzie spełniał normy emisji spalin. W celu realizacji tych wymagań inżynierowie firmy GM stworzyli nowy silnik górnozaworowy z rozrządem popychaczowym (OHV – *Overhead Valve*) o pojemności 3,9 dm³, mocy 242 KM (178 kW) i momencie obrotowym 328 Nm (45,7 kW/dm³; 30,0 kW/cyl.; $p_{e-max} = 1,06$ MPa). Silnik ten jest częścią nowej rodziny silników górnozaworowych, z nowo zaprojektowanym blokiem V6 (60°). W silniku zastosowano zmienne fazy rozrządu (2 zawory na cylinder), przewody dolotowe o zmiennej długości, natryskowe chłodzenie tłoka oraz 32-bitową jednostkę sterowania silnikiem (ECU – *Electronic Control Unit*).



Oprac. na podst. www.gminsidenews.com
Automotive Engineering Januar 2006

Silnik Audi V6 3.2L

Firma Audi przedstawiła następną generację modelu TT wyposażoną w dwulitrowy silnik ZI TFSI o mocy 200 KM (147 kW) i maksymalnym momencie obrotowym 280 Nm (73,5 kW/dm³; 36,7 kW/cyl.; $p_{e-max} = 1,7$ MPa). Drugim dostępnym silnikiem będzie jednostka ZI V6 3,2 dm³ o mocy 300 KM (220 kW) przy 7000 obr/min oraz momencie obrotowym 330 Nm przy 4500 obr/min (69,0 kW/dm³; 36,8 kW/cyl.; $p_{e-max} = 1,3$ MPa).

Oprac. na podst. www.vw.com
www.mojeauto.pl,

Silnik Lexus V6 z podwójnym wtryskiem paliwa

Lexus przedstawił swój nowy silnik V6 (60°) oznaczony symbolem 2GR-FSE. Jest to silnik o pojemności 3,456 dm³ i mocy maksymalnej 306 KM (225 kW). Nowością jest zastosowanie dwóch wtryskiwaczy na jeden cylinder oraz zmiennych faz rozrządu (VVT-i *Variable Valve Timing with Intelligence*) dla obu wałków rozrządu (zdjęcie na 4. stronie okładki).

Jeden z zastosowanych wtryskiwaczy umieszczony jest w kanale dolotowym i wtryskuje on paliwo w kierunku zaworów dolotowych, tak jak w klasycznym silniku z wielopunktowym wtryskiem paliwa. Drugi z wtryskiwaczy wtryskuje paliwo bezpośrednio do komory spalania. Kształt wtryskiwanej strugi można przyrównać do podwójnego odwróconego V (*dubel vertical fan-shaped spray*), dzięki czemu uzyskuje się mieszankę o składzie homogenicznym i równomierną mgłę paliwową. Tak realizowany wtrysk powoduje lepsze rozpylenie paliwa. Struga paliwa powstaje dzięki wykorzystaniu wysokociśnieniowego systemu paliwowego, w którym pompa paliwa jest napędzana od dodatkowej krzywki umieszczonej na wałku rozrządu zaworów wylotowych.

Prof. zw. dr hab. inż. Henryk Dziewanowski (1914-2006) Wspomnienie/Memories

Profesor Henryk Dziewanowski urodził się 22 czerwca 1914 roku w Nikiforowcach. Wychował się w rodzinie zaangażowanej w walkę o niepodległość Polski, czego konsekwencją była utrata szlachectwa, majątku i zsyłka na Syberię. W 1920 roku z całą rodziną powrócił na tereny odrodzonej Polski. W 1933 roku ukończył Liceum Krzemienieckie, a w kwietniu 1939 roku Wydział Mechaniczny Politechniki Lwowskiej.

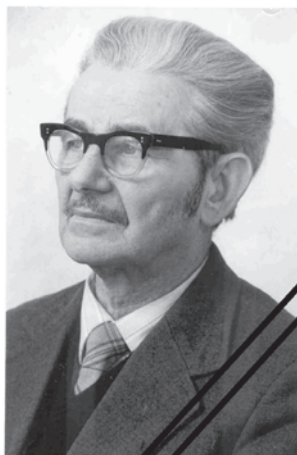
Jako wyróżniający się student, już w latach 1936-1939, był młodszym asystentem w jednej z największych katedr Politechniki Lwowskiej, tj. Katedrze Pomiarów Maszyn kierowanej przez prof. R. Witkiewicza. Pracę zawodową rozpoczął w 1939 roku w Zjednoczonych Zakładach Budowy Maszyn, Kotłów i Wagonów „L. Zieleniecki i Fitzner-Gamper” w Krakowie, jako konstruktor w biurze gazowym, gdzie pracował do wybuchu II Wojny Światowej.

W okresie okupacji przebywał w Busku Zdroju, pracując w Spółdzielni Rolniczo-Handlowej na stanowisku kierownika warsztatów. Po wyzwoleniu kraju powrócił do Krakowa. Najpierw podjął pracę w przemyśle przy uruchamianiu zakładów przemysłowych i nowych produkcji, a następnie w wyższych uczelniach Krakowa: Akademii Górniczo-Hutniczej i Politechnice Krakowskiej. W 1951 roku został zastępcą profesora w Zakładzie Silników Ciepłych AGH.

Rozwijający się po wojnie przemysł stoczniowy i flota handlowa zwiększyły zapotrzebowanie na silniki okrętowe i tworzenie własnego przemysłu silnikowego. W związku z tym w latach 1952-1953 Profesor był trzykrotnie członkiem delegacji Ministerstwa Przemysłu Maszynowego, pod przewodnictwem prof. K. Szawłowskiego, dokonującej odbioru badawczo-gwarancyjnego silników okrętowych firmy FIAT w Turynie, zbudowanych dla Polski. Równocześnie prowadził prace badawcze z zakresu chłodziarek absorpcyjnych, w wyniku których napisał rozprawę doktorską i uzyskał stopień doktora nauk technicznych w 1960 roku.

Badania mające na celu opracowanie systemu wymiany ładunku silnika okrętowego polskiej konstrukcji D55 były przedmiotem Jego rozprawy habilitacyjnej obronionej w 1961 roku. We wrześniu tego roku Profesor objął kierownictwo Katedry Teorii Maszyn Ciepłych na Politechnice Szczecińskiej, nawiązując ścisłą współpracę z przedsiębiorstwami gospodarki morskiej. W celu kontynuowania badań w zakresie przepływów i wymiany ładunku w silnikach spalinowych zorganizował na terenie Szczecina, przy współpracy ówczesnego Centralnego Biura Konstrukcyjnego Silników Spalinowych w Warszawie, Pracownię Przepływów i Wy-

Professor Henryk Dziewanowski was born on the 22nd of June 1914 in Nikiforowce into a family committed to the struggle for the independence of Poland, the consequence of which was the loss of noble status, estate and exile in Siberia. In 1920 with the whole family he returned to the territory of the newly independent Poland. In 1933 he graduated from the Krzemieniec Lyceum, and in April 1939 from the Department of Mechanics of Lwów Polytechnic.



As a prominent student, he was in 1936-1939, already a junior lecturer in one of the largest departments of Lwów Polytechnic, i.e. the Section of Mechanical Measurements led by Professor R. Witkiewicz. He began professional work in 1939 in Zjednoczone Zakłady Budowy Maszyn, Kotłów i Wagonów “L. Zieleniecki i Fitzner-Gamper” in Kraków, as a constructor in the gas office, where he worked

until the outbreak of World War II.

During the period of occupation he was in Busko Zdrój, working in the Agricultural-Commercial Cooperative as a workshop manager. After the liberation of Poland he returned to Kraków. First he undertook work in industry in the inauguration of industrial establishments and new production, and next at the higher academies of Kraków: the Academy of Mining and Foundries and the Kraków University of Technology. In 1951 he became deputy professor at the AGH, the Division of Thermal Engines.

The developing post war shipbuilding and merchant marine industries increased the need for marine engines and to create a domestic engine industry. In connection with this in the years 1952-1953 the Professor was three times a member of the Ministry of Machine Industry delegation, led by Professor K. Szawłowski, undertaking guarantee examination for acceptance of marine engines from FIAT in Turin, built for Poland. Simultaneously he conducted research work in the field of “absorption refrigerators”, as a result of which he wrote his doctoral thesis and gained the status of doctor of technical science in 1960.

Research intended for a study of charge exchange for the Polish constructed marine engine D55 were the subject of his assistant professorial thesis, defended in 1961. In September of that year the professor took over the direction of the Department of Thermal Engine Theory of the Szczecin University of Technology, soon creating close cooperation with maritime commercial enterprises. In order to continue research in the sphere of flow and charge exchange in combustion engines, he organized in Szczecin – cooperating with the former Central Office of Combustion Engine Design in Warsaw – Study Center of Flows and Charge Exchange, of

miany Czynnika, której został kierownikiem, a następnie opiekunem naukowym – aż do momentu rozwiązania w 1977 roku. W czasie pracy naukowej na Politechnice Szczecińskiej współpracował z wieloma ośrodkami związanymi z budową i eksploatacją silników okrętowych, a głównie: z Centralnym Biurem Konstrukcyjnym Silników Spalinowych w Warszawie, Zakładami Przemysłu Maszynowego im. Hipolita Cegielskiego w Poznaniu, Polską Żeglugą Morską w Szczecinie, stoczniami remontowymi w Szczecinie, Centrum Techniki Okrętowej i Instytutem Morskim w Gdyni.

W zorganizowanym przez siebie nowoczesnym laboratorium prowadził badania nad nowymi rozwiązaniami urządzeń diagnostycznych i elementów silników okrętowych. Do najważniejszych z nich należy zaliczyć nowe rozwiązania: pierścieni tłokowych, układu smarowania gładzi tulei cylindrowych okrętowych silników dwusuwowych oraz systemu sterowania chłodzeniem tulei cylindrowych, opracowanie i wprowadzenie do eksploatacji urządzeń do wykrywania zawartości wody w oleju obiegowym, aparatury do określania kształtu i wielkości zużycia gładzi tulei cylindrowych, oraz wielu innych. Jednocześnie profesor Henryk Dziewanowski prowadził badania nad nowymi konstrukcjami silników cieplnych, np. silnikiem spalinowym rotacyjnym oraz silnikiem pracującym według obiegu Stirlinga.

Dzięki Jego pracy dydaktycznej przemysł okrętowy i flota morska pozyskały liczną kadrę dobrych specjalistów inżynierów, a środowisko akademickie i naukowe wielu doktorów i doktorów habilitowanych. W latach 1962-1969 najpierw jako prodziekan, a następnie dziekana Wydziału Budowy Maszyn i Okrętów Politechniki Szczecińskiej, w znacznej mierze przyczynił się do rozwoju Wydziału i ściślejszego powiązania tematyki badań z gospodarką morską.

Wielu pracowników nauki, których wykształcił, pracuje obecnie w uczelniach i zakładach przemysłowych w kraju i poza jego granicami, często na eksponowanych stanowiskach.

Wynikiem długoletniej pracy inżynierskiej i naukowej Profesora było uzyskanie 38 patentów na wynalazki oraz wielu wzorów użytkowych, z których większość została wykorzystana w polskim przemyśle. Profesor był autorem ponad czterdziestu publikacji naukowych zamieszczonych w czasopiśmie krajowych i zagranicznych oraz licznych skryptów i opracowań akademickich. Tytuł naukowy profesora nadzwyczajnego uzyskał w 1969 roku, a profesora zwyczajnego w 1977.

Mimo wielu obowiązków związanych z pracą dydaktyczną i naukową wyróżnił się działalnością społeczną. Był m.in. organizatorem i przewodniczącym Wojewódzkiego Komitetu ds. Eksploatacji Maszyn i Urządzeń NOT. Przez wiele lat był ławnikiem i członkiem Rady Ławników Izby Morskiej w Szczecinie, a także członkiem Rady Naukowo-Technicznej w ZPM H.Cegielski w Poznaniu i członkiem Rady Naukowej Ośrodka Badawczo-Rozwojowego przy ZPM H.Cegielski. Posiadał tytuł Rzeczoznawcy Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Polskich (SIMP), a także był Prziśięgłym Biegłym Sądowym przy Sądzie Wojewódzkim w Szczecinie. Profesor działał w Związku Nauczycielstwa Polskiego,

which he became the head, and after that the scientific patron – until its dissolution in 1977. During his scientific work at the Szczecin University of Technology he cooperated with many centers connected with the building and operation of marine engines, and mainly: the Central Office of Combustion Engine Design in Warsaw, the Hipolit Cegielski Machine Industry Establishments in Poznań, Polish Żegluga Morską (Polish Marine Navigation) in Szczecin, repair shipyards in Szczecin, the Center of Shipbuilding Technology and Marine Institute in Gdynia.

In the modern laboratory that he himself had organized, he conducted research on new solutions for diagnostic equipment and marine engine components. Among the most important of these new solutions are: piston rings, sliding cylinder liner lubrication of marine two stroke engines and the system for controlling the cooling of cylinder liners, the study and use of the discovery of the water value in recycle stock oil, apparatus to determine the shape and extent of the wear in sliding cylinder liners, and many others. At the same time, Professor Henryk Dziewanowski conducted research on new internal combustion engines, i.e. the rotary internal combustion engine and the Stirling engine.

Due to his didactic work, the shipbuilding industry and the merchant fleet gained a numerous cadre of good specialist engineers, and the academic and scientific environment – many doctors and professors.

In the years 1962-1969 first as deputy dean, and then as dean of the Department of Machine and Shipbuilding of Szczecin University of Technology, in considerable measure caused the development of this department and tightly joined the themes of research with marine economy.

Many scientific workers, whom he taught now frequently hold leading positions in universities and industrial enterprises in Poland and abroad.

A result of long years of engineering and scientific work of the professor was the registration of 38 patents for discoveries and many utility models the majority of which are made use of in Polish industry. The professor wrote over forty scientific papers, which were published in Polish and foreign magazines, and also numerous academic papers and studies. He obtained the title associate professor in 1969, and professor in 1977.

In spite of his many obligations associated with his didactic and scientific work, he was distinguished by his social involvement. He was, among his many functions, organiser and chairman of the Provincial NOT Committee for the Use of Machines and Equipment. For many years he was a juror and member of the Council of Jurors of the Maritime Chamber in Szczecin, and also a member of the Scientific-Technical Council of ZPM H.Cegielski in Poznań and a member of the Scientific Council of the Research and Development Center of ZPM H.Cegielski. He was nominated an Expert of the Polish Society of Mechanical Engineers (SIMP), and was and Sworn Expert Witness of the Szczecin Provincial Court. The professor took an active role in the Polish Union of Teachers, and was concerned for the interests of the employees of the Szczecin University of Technology,

dbając o interesy pracowników Politechniki Szczecińskiej i wszystkich nauczycieli akademickich w kraju.

Pasja z jaką prof. H. Dziewanowski angażował się w sprawy naukowe i zawodowe przyniosła mu szczególne uznanie władz państwowych i stowarzyszeniowych. Wrazem tego były nadane mu odznaczenia, m.in.: Krzyż Oficerski i Kawalerski OOP, Srebrna Odznaka Zasłużony Pracownik Morza, Złota Odznaka SIMP, NOT i ZNP, Medal Komisji Edukacji Narodowej oraz wiele innych wyróżnień i nagród.

Osobiście miałem możliwość współpracować z Profesorem przez cały czas mojej pracy zawodowej w Politechnice Szczecińskiej. Pod jego kierownictwem wykonałem pracę magisterską w 1962 r. oraz pracę doktorską w 1971 roku. Profesor służył mi radą oraz opiniował moje dokonania naukowe i dydaktyczne w kolejnych latach. W szczególności skierował moją uwagę na problematykę rozwoju silników ciepłych pracujących według obiegu Stirlinga, co stało się na wiele lat dziedziną moich zainteresowań naukowych oraz moich współpracowników z uczelni.

Profesor Henryk Dziewanowski przeszedł na emeryturę w 1984 roku, ale od tego czasu aż do śmierci utrzymywał ścisły kontakt z Uczelnią, kształcąc studentów i kontynuując prace badawcze, stosownie do sił i możliwości. Do ostatnich swoich dni życia był niewyczerpanym źródłem pomysłów i koncepcji w dziedzinie budowy maszyn ciepłych, nigdy nie zrażając się niepowodzeniami, czy też przeciwnościami lub trudnościami w ich realizacji.

Profesor był gorącym patriotą. Od dawna głosił poglądy o potrzebie usamodzielnienia się energetycznego Polski, rozwoju przemysłu naftowego, gazowego i ekopaliw. Za jego radą rozszerzyliśmy programy kształcenia studentów w tym kierunku na Wydziale Techniki Morskiej Politechniki Szczecińskiej.

Od bardzo dawna utrzymywał ścisłe kontakty zawodowe ze środowiskiem medycznym opracowując wiele urządzeń wykorzystywanych w badaniach, leczeniu i rehabilitacji.

Jego umysł był zawsze gotowy do podejmowania nowych i ciekawych wyzwań. Profesor był również ciekawy świata i ludzi, stąd dużo podróżował, zwykle wraz z żoną.

Śmierć żony Ireny, z którą przeżył razem ponad 60 lat wyzwoliła w nim niewątpliwy talent pisarski. Wówczas napisał kilka ciekawych esejów opartych na własnych przeżyciach, spostrzeżeniach i przemyśleniach.

Profesor Henryk Dziewanowski zmarł nagle 12 stycznia 2006 r. przygotowując się do nowych przedsięwzięć nauko-

Z ogromnym smutkiem przyjęliśmy wiadomość o śmierci Profesora Henryka Dziewanowskiego. Wielu z nas wielokrotnie się z Nim stykało na swojej drodze zawodowej i naukowej. Podziwialiśmy jego głęboką kulturę, wiedzę, rzetelność naukową i inżynierską oraz niesłabnące nigdy zaangażowanie naukowe i społeczne. Żegnamy Profesora ze świadomością ogromnej, niepowetowanej straty na całego naszego środowiska silnikowego.

*Zarząd Polskiego Towarzystwa
Naukowego Silników Spalinowych
Redakcja czasopisma Silniki Spalinowe*

and for all scientific teachers in Poland.

The passion, with which Professor H. Dziewanowski involved himself in scientific and professional matters, brought him particular recognition from the state.

An expression of this, were the distinctions, among others: the Cross of an Officer and Chevalier of the Order of Poland Restored, the Silver Badge of Maritime Service Merit, the Gold Badge of SIMP, NOT, ZNP, the Medal of the National Education Commission and many other awards and distinctions.

I was able to work together with the professor, throughout my entire career at Szczecin University of Technology. Under his guidance I wrote my master's diploma work in 1962 and doctoral work in 1971. The professor advised me and reviewed my scientific and didactic works in the succeeding years. In particular he guided my attention to the issues associated with the development of Stirling engines, which became for many years the focus of my scientific interest and that of my academic colleagues.

Professor Henryk Dziewanowski retired in 1984, but until his death he maintained close contact with the Academy, teaching students and continuing his research, so far as health and means allowed. Until his death he was an inexhaustible source of inspiration in the construction of combustion engines and he never deterred by difficulties or opposition.

The professor was passionately patriotic. Long ago he had advocated the need to give autonomy to the Polish energy sector, and to develop the oil, gas and eco-fuel industries. Due to his wisdom we broadened the study programs of students in this direction at the Maritime Technical Department of Szczecin University of Technology.

For a long time he had kept close professional contact with the medical environment creating specialist equipment, later used in examination, treatment and rehabilitation. His mind was always ready to undertake new and interesting challenges. The professor was also interested in the world and in people, so he traveled extensively, usually with his wife.

The death of his wife, Irena, with whom he had lived for over 60 years, brought out an undoubted talent as an author. Then he wrote several interesting essays based on his own experiences, views and thoughts.

Professor Henryk Dziewanowski died suddenly on the 12th of January, while preparing himself for new scientific and organizational enterprises. His departure leaves us grieving for a dear, warm and interesting person, to whom we have

With devastation have we learnt about the departure of Professor Henryk Dziewanowski. Many of us met him on the path of their scientific careers. We admired his knowledge, culture, professional diligence and everlasting scientific and social commitment. We bid him a farewell, aware of an irreparable loss for the whole community of engineers.

*The Board of Polish Scientific
Society of Combustion Engines
The Editorial of Combustion Engines Magazine*

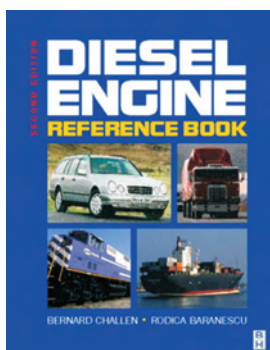
Książki silnikowe

Books on combustion engines

DIESEL ENGINE REFERENCE BOOK

Bernard Challen, Rodica Baranescu
Wydawnictwo Butterworth Heinemann, rok wyd. 1999, str. 682.

Książka obejmuje wszystkie aspekty budowy silnika ZS: od modelowania (część I) i teorii termodynamiki (część II), przez budowę elementów silnika (część III), układy olejenia (część IV), aspekty ekologiczne (część V), obszary zastosowań (część VI) do ciągłego monitoringu silników podczas eksploatacji (część VII). Przedstawiono opis zarówno najmniejszych silników chłodzonych powietrzem, przez silniki pojazdów osobowych i ciężarowych do silników lokomotyw i statków morskich.



Włodzimierz Korydlewski
Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, rok wyd. 2005, s. 458.

W pracy opisano mechanizmy, kinematykę i aerodynamikę spalania. Scharakteryzowano spalanie paliw gazowych, ciekłych i stałych; przedstawiono wybrane środowiskowe aspekty procesów spalania, m.in. zanieczyszczenia powstające podczas spalania, niskoemisyjne techniki spalania oraz metody oczyszczania spalin. Omówiono diagnostykę spalania wyrażającą się pomiarem stężeń składników i temperatury w płomieniu. Podsumowaniem pracy jest charakterystyka paliw gazowych i ciekłych, a także węgla i biomasy.



SPALANIE I PALIWA

Doktoraty

Doctorates

Dr inż. Piotr JAKLIŃSKI

Badania wpływu parametrów sekwencyjnego wtrysku gazu propan-butan na pracę silnika o zapłonie iskrowym

Promotor: prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – Politechnika Lubelska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Kazimierz Golec – Politechnika Krakowska, prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – Politechnika Lubelska
Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej w dniu 6 lipca 2005 r.

Praca jest poświęcona badaniom czasowego przebiegu wtrysku lotnego gazu LPG w kontekście jego wpływu na pracę silnika ZI. Porównano wybrane wielkości charakteryzujące pracę silnika zasilanego symultanicznie i sekwencyjnym wtryskiem gazu do kolektora dolotowego oraz zbadano wpływ kąta początku wtrysku gazu. Badania przeprowadzono w ustalonych warunkach cieplnych silnika, dla trzech stanów pracy określonych przez prędkość obrotową, ciśnienie w kolektorze dolotowym oraz współczynnik składu mieszanki. W każdym ze stanów pracy silnika wykonano pomiary charakterystyk regulacyjnych kąta wyprzedzenia zapłonu oraz kąta początku wtrysku. Mierzono moment obrotowy, skład spalin oraz ciśnienie w cylindrze. Do badań wykorzystano paliwo gazowe o stałym składzie procentowym – 50/50 % propanu do butanu (skład paliwa gazowego podany objętościowo w stanie lotnym).

Objektem badań był benzynowy silnik Holden 2,0 MPFI z eksperymentalnym układem sekwencyjnego wtrysku gazu, zamontowany na stanowisku hamownianym z hamulcem silnikowym SAK-670 N w laboratorium Katedry Silników Spalinowych Transportu Politechniki Lubelskiej.

Uzyskane wyniki badań silnika zasilanego obiema technikami wtrysku poddano analizie porównawczej.

W rozprawie stwierdzono zmiany procesu spalania po zmianie przebiegu wtrysku i wykazano, że procesy transportu dominują nad procesami mieszania i dyfuzji gazu LPG w komorze spalania. Wykazano również, że zmiana techniki wtrysku z symultanicznej na sekwencyjną spowodowała znaczne zmniejszenie stężenia tlenu węgla niezależnie od kąta wyprzedzenia zapłonu i kąta początku wtrysku we wszystkich badanych punktach pracy. Oznacza to, że wtrysk gazu na otwarty zawór skutkuje ujednorodnieniem mieszanki i, w konsekwencji, zwiększeniem stopnia

zupełności spalania.

Dr inż. Paweł KORDOS

Stanowiskowa metoda badań niezawodności silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – Politechnika Lubelska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Marek Orkisz – Politechnika Rzeszowska, prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – Politechnika Lubelska
Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej w dniu 20 grudnia 2005 r.

Praca jest poświęcona badaniom zużycia tulei cylindrowej tłokowego silnika spalinowego jako wielkości reprezentującej uogólnione zużycie elementów silnika. Opracowano i przedstawiono laboratoryjną próbę niezawodności, która w sposób dokładniejszy niż próby dotychczasowe reprezentuje warunki pracy silnika istniejące podczas typowej eksploatacji samochodu. Dotychczasowe laboratoryjne badania niezawodności obejmują powtarzalne cykle pracy silnika w ustalonych warunkach prędkości i obciążenia. Laboratoryjne testy stanowiskowe w warunkach normatywnych charakteryzuje bardzo mała liczba rozruchów silnika. Z literatury wiadomo, że zużycie gładzi cylindra podczas rozruchu stanowi od 15 do 75% całkowitego zużycia eksploatacyjnego silnika.

Celem pracy było opracowanie uzupełniającej metody oceny niezawodności silnika spalinowego umożliwiającej przewidywanie czasu, po którym wystąpi graniczne zużycie eksploatacyjne. Sformułowano tezę naukową, że: zużycie występujące podczas rozruchu silnika może być dominującym składnikiem w eksploatacyjnym zużyciu elementów konstrukcyjnych silnika, w szczególności tulei cylindrowych, zatem może stanowić podstawę stanowiskowej, reprezentatywnej próby niezawodności silnika.

W ramach realizacji pracy przeprowadzono badania eksploatacyjne służące identyfikacji przebiegu obciążeń eksploatacyjnych silnika oraz analizie rozruchów silnika. Na tej podstawie opracowano stanowiskową próbę niezawodności składającą się z serii rozruchów w wybranych temperaturach otoczenia i krótkotrwałej pracy silnika. Opracowana metoda charakteryzuje się uproszczoną procedurą badań oraz skróconym czasem trwania w stosunku do standardowych badań niezawodności, jak również



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346

ISSN 0138-0346



9 770138 034000



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

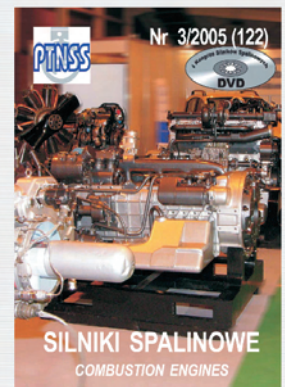
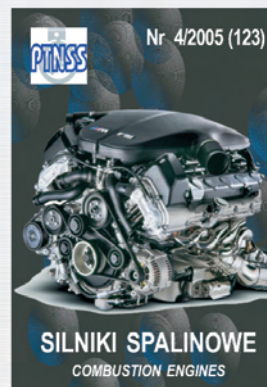
Zebrań Zarządu
Zebrań Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt	Prenumerata	Skład-osobowy	Koncepcja wyd.	Współpraca
Zgłoszenia	Zapowiedź	Bieżący numer	<u>Archiwum</u>	

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl