



4/2015 (163)



COMBUSTION ENGINES



INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96
tel.: 22 685 10 13; tel./faks: 22 836 44 71
www.itwl.pl e-mail: poczta@itwl.pl



ULEPSZYMY KAŻDĄ TECHNOLOGIĘ

PTNSS Supporting Members Członkowie wspierający PTNSS

**BOSMAL Automotive Research and Development
Institute Ltd**

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

Motor Transport Institute

Instytut Transportu Samochodowego

The Institute for Sustainable Technologies

Instytut Technologii Eksploatacji

Institute of Aviation

Instytut Lotnictwa

Automotive Industry Institute

Przemysłowy Instytut Motoryzacji

The Rail Vehicles Institute TABOR

Instytut Pojazdów Szynowych TABOR

**Institute of Mechanised
Construction and Rock Mining**

Instytut Mechanizacji Budownictwa
i Górnictwa Skalnego

Institute of Logistics and Warehousing

Instytut Logistyki i Magazynowania

Industrial Institute of Agricultural Engineering

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

AVL List GmbH

Solaris Bus & Coach S.A.

Air Force Institute of Technology

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych



COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

4/2015 (163)

Rok XLIV

PL ISSN 2300-9896

Editor/Wydawca:

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

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

tel.: +48 33 8130402, fax: +48 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wisłocki – Chairman, Poland

Prof. Ewa Bardasz – USA

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Karol Cupiał – Poland

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Elena R. Magaril – Russia

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszyński – UK

Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: +48 61 2244505, +48 61 2244502

E-mail: silniki@ptnss.pl

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz (Editor-in-chief/Redaktor Naczelny)

dr hab. inż. Miłosław Kozak (Editorial Secretary for Science/

Sekretarz Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha, prof. PP (Technical Editor/Redaktor Techniczny)

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/Redaktor Językowy)

prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki (Statistical Editor/Redaktor

Statystyczny) and Associate Editors/oraz Redaktorzy Tematyczni

Contents/Spis treści

<i>D. Piernikarski</i> : Comparison of structural and operational parameters of selected Euro 6 engines used in long distance commercial vehicles/ <i>Porównanie parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych wybranych silników Euro 6 stosowanych w ciągnikach siodłowych</i> (2015-401)	3
<i>J. Czarnigowski</i> : Experimental research on the influence of the pulse injector control parameters on its flow rate/ <i>Badania eksperymentalne wpływu parametrów sterowania na wydatek impulsowych wtryskiwaczy gazu</i> (2015-402).....	15
<i>E. Baszanowska, Z. Otremba</i> : Ultraviolet-induced fluorescence of lubricate oils/ <i>Fluorescencja oleju smarnego wzbudzana światłem ultrafioletowym</i> (2015-403)	21
<i>K. Kaczmarczyk, M. Brzeżański</i> : Impact of flameproof exhaust system on efficiency of selective catalytic reduction/ <i>Wpływ ognioszczelnego układu wylotowego na sprawność metody selektywnej redukcji katalitycznej</i> (2015-404).....	26
<i>J. Dutcak</i> : Heavy fuel engines/ <i>Silniki ZI zasilane paliwem lotniczym</i> (2015-405)	34
<i>Ł.J. Kapusta, A. Teodorczyk</i> : Numerical simulations of dual fuel combustion in a heavy duty compression ignition engine/ <i>Symulacje numeryczne jednoczesnego spalania dwóch paliw w silniku o zapłonie samoczynnym dużej mocy</i> (2015-406).....	47
<i>J. Girtler</i> : Possibility of estimating the reliability of diesel engines by applying the theory of semi-Markov processes and making operational decisions by considering reliability of diagnosis on technical state of this sort of combustion engines/ <i>Możliwość oszacowania niezawodności silników o zapłonie samoczynnym z zastosowaniem teorii procesów semi-Markowa oraz podejmowania decyzji eksploatacyjnych z uwzględnieniem wiarygodności diagnozy o stanie technicznym tego rodzaju silników spalinowych</i> (2015-407).....	57
<i>M. Olczyk, B. Hejny, P. Bielaczyk</i> : An overview of particle number emission from direct injection SI engine in scope of new legislation rules/ <i>Analiza emisji liczbowej cząstek stałych z silników z zapłonem iskrowym i bezpośrednim wtryskiem benzyny w świetle nowych przepisów prawnych</i> (2015-409).....	67
<i>Z. Stępień</i> : Types of internal Diesel injector deposits and counteracting their formation/ <i>Przegląd typów osadów wewnętrznych we wtryskiwaczach silników z zapłonem samoczynnym oraz przeciwdziałanie ich powstawaniu</i> (2015-410)	79
<i>Z. Chłopek, J. Rostkowski</i> : Non-repeatability of exhaust emission test results/ <i>Niepowtarzalność wyników badań emisji zanieczyszczeń z silnika spalinowego</i> (2015-411)	92

Deklaracja wersji pierwotnej
Wersją pierwotną czasopisma *Combustion Engines* jest wersja drukowana.

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku
Combustion Engines
otrzymują **7 punktów**
zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki
i Szkolnictwa Wyższego z dnia 31 grudnia 2014 r.

Editor/Wydawca

Polish Scientific Society of Combustion Engines

43-300 Bielsko-Biała, Sarni Stok 93 Street, Poland
tel.: +48 33 8130402, fax: +48 33 8125038
E-mail: sekretariat@ptnss.pl
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

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

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

All rights reserved.

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

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

Subscriptions/Prenumerata

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

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

Circulation/Nakład: 700 egz.

Printing and binding/Druk i oprawa
Print Group Szczecin, ul. Mieszka I 63/64

Wydawnictwo rejestrowane
w bazie danych o zawartości
polskich czasopism technicznych
– **BAZTECH** www.baztech.icm.edu.pl



Czasopismo indeksowane
w międzynarodowej bazie
IC Journal Master List

– **Index Copernicus** www.indexcopernicus.com



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

Cover/Okladka

I – Aston Martin DB9 AM11 engine (fot. www.astonmartin.com),
background (westminster-to-victoria – thinkjamesphoto.com)
IV – Mercedes-AMG GT – M178 series V8 petrol engine
(fot. www.caricos.com)

Comparison of structural and operational parameters of selected Euro 6 engines used in long distance commercial vehicles

The article presents the most important technical solutions used in heavy duty diesel engines powering commercial vehicles – namely tractors – that meet the requirements of the Euro 6 norm. A comparative analysis of selected structural and operational parameters was also made on the example of engines with typical displacement close to 13 dm³ used in long-distance tractors.

Key words: commercial vehicles, trucks, heavy duty diesel engines, Euro 6, engine parameters

Porównanie parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych wybranych silników Euro 6 stosowanych w ciągnikach siodłowych

W artykule przedstawiono najważniejsze rozwiązania techniczne stosowane w silnikach wysokoprężnych dużej mocy służących do napędu ciągników siodłowych, spełniających wymagania normy Euro 6. Dokonano również analizy porównawczej wybranych parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych na przykładzie silników o objętości skokowej 13 dm³ stosowanych w ciągnikach transportu dalekobieżnego.

Słowa kluczowe: pojazdy użytkowe, samochody ciężarowe, silniki ZS, Euro 6, parametry silnika

1. Introduction

Having a closer look at the technical characteristics of the latest heavy duty engines (HDD) meeting Euro 6 standard, which are used in commercial vehicles, it can be easily seen that, despite assurances of the different OEMs about the individual and unique character of each solution, the overall concept of the engine, structure of exhaust aftertreatment systems, used technologies and precisely tailored design solutions seem to be very similar. Differences are, inter alia, type and quality of the materials used for the construction of individual components, the distribution of elements or control algorithms.

Typical for all constructions is increasingly common use of modern plastics, or composites. The performance of individual units or entire engine families have not changed significantly compared to the engines of the previous generation, which frequently were the basis of new constructions. The main effort was to lower the fuel consumption of the engine and the whole truck, and thus, to help the vehicle owner to reduce the total cost of operation and CO₂ emissions [1].

The aim of the paper was to create a simplified technical analysis and comparison of Euro 6 engines. According to the author the most representative Euro 6 engine mounted on long haulage tractors will be a 6-cylinder, in-line diesel with a displacement of approx. 13 dm³, offered with a number of performance levels (power and torque) – such engines are in the portfolio of all the major European manufacturers of commercial vehicles.

2. The representative engine

Typical 6-cylinder, in-line diesel with 13-liter displacement has a common-rail direct injection system, which

1. Wprowadzenie

Analizując charakterystyki techniczne najnowszych silników trakcyjnych spełniających wymagania normy Euro 6, a stosowanych w pojazdach użytkowych, można zauważyć, iż pomimo zapewnień producentów o indywidualnym oraz unikalnym charakterze zastosowanych rozwiązań, ogólna koncepcja silników, struktura układów oczyszczania spalin, wykorzystywane technologie oraz szczegółowe rozwiązania konstrukcyjne są do siebie bardzo podobne. Różnice wynikają między innymi z rodzaju i jakości użytych materiałów do budowy poszczególnych podzespołów, rozmieszczenia elementów, czy też sposobu sterowania. Coraz częściej stosowane są nowoczesne tworzywa sztuczne, bądź kompozytowe.

Osiągi poszczególnych jednostek lub całych typoszeręgów silników nie uległy zbyt dużym zmianom w stosunku do poprzednich generacji, które wielokrotnie stanowiły bazę nowych konstrukcji. Głównym zadaniem było zmniejszenie zużycia paliwa przez silnik i cały pojazd ciężarowy i tym samym pomoc użytkownikowi w redukcji całkowitego kosztu własności i użytkowania pojazdu [1].

Celem artykułu jest uproszczona analiza i porównanie silników spełniających wymagania normy Euro 6, stosowanych w ciągnikach siodłowych transportu dalekobieżnego. Zdaniem autora tej publikacji, najbardziej reprezentatywną jednostką napędową jest 6-cylindrowy, rzędowy silnik wysokoprężny o pojemności skokowej ok. 13 dm³, dostępny w kilku wariantach osiągow (mocy i momentu obrotowego). Silniki takie znajdują się w ofercie wszystkich europejskich producentów pojazdów użytkowych.

2. Silnik reprezentatywny

W reprezentatywnym silniku, czyli rzędowej, 13-litrowej szóstce maksymalne ciśnienie wtrysku paliwa realizowane –

reaches peak injection pressures between 2100 and 2500 bar (210–250 MPa). Injected fuel may be divided into several phases, such as, for example pilot, main and post injection. In some cases it may be up to 7 sequences – depending on the thermal conditions, rotational speed or power demand.

There will be a variable geometry turbocharger VGT in the intake system, but it is not a rule. Mercedes-Benz OM 471 engine has a turbine with variable cross-section of the intake duct and the MAN D2676 engine has a two-stage turbocharging with two compressors with fixed geometry. Of course, each of the cylinders has 4 valves. Not only fresh air drawn in by the engine is compressed, but also exhaust gasses supplied by the EGR system, which were cooled beforehand in a heat exchanger. The recirculation (EGR) ratio varies depending on actual operating conditions [5].

At this point it is worth mentioning the solution proposed by Iveco. Cursor engines used to power heavy vehicles have so called Hi-eSCR system (i.e. highly efficient SCR) where exhaust gas recirculation has been completely abandoned. Also 9-liter Scania DC9 engines do without EGR, but they do not qualify for the review.

The purpose of the exhaust gas recirculation is to lower the maximum combustion temperature and thereby – reduce the amount of NO_x produced during combustion of air-fuel mixture. Raw exhaust then enters a very sophisticated after-treatment system, comprising usually of oxidation catalyst, particle filter DPF, urea (AdBlue) injection system, selective reduction catalyst SCR and ammonia slip catalyst [4].

Significant differences affecting the performance and durability of aftertreatment systems used by different brands may result from the construction of individual components, the type of materials used in their construction, final silencer configuration and applied control algorithms. No less important is the correct maintenance of the vehicle – even in terms of quality of used fuel and periodic technical inspections. In this paper the author decided not to concentrate in detail on the aftertreatment systems.

It is worth mentioning additional components, such as the throttle in the suction manifold which regulates the amount of intake air or the decompression engine brake. Change of the intake air quantity or recirculation ratio (regulated by the EGR valve and the VGT) and engine braking effect influence the combustion process and change the exhaust temperature. This is the critical element in terms of the proper operation of the aftertreatment system. Some engines have an additional injector installed after the engine brake, which is used to supply low pressure fuel and air. Such mixture – if necessary – is injected into the exhaust manifold. Burned mixture increases the temperature of the exhaust gasses flowing to the catalysts.

3. Engine families

3.1. Introduction

The European heavy commercial vehicle market is divided between 7 major producers (OEMs). That are, in alphabetical order: DAF Trucks, Iveco, MAN Truck & Bus, Mercedes Benz, Renault Trucks, Scania and Volvo Trucks.

typowo – przez układ common rail osiąga poziom 2100–500 bar, ponadto sam wtrysk może być podzielony na kilka faz, takich jak np. wtrysk wstępny (pilotujący), główny czy dopalający. Niekiedy może to być nawet do 7 sekwencji – zależnie od stanu cieplnego, zapotrzebowania na moc i prędkości obrotowej silnika.

W układzie dolotowym znajdować się będzie turbosprężarka o zmiennej geometrii VGT (w silniku Mercedes-Benz OM 471 jest to turbina o zmiennym przekroju kanału dolotowego, a silnik MAN D2676 ma doładowanie dwustopniowe z dwiema sprężarkami o stałej geometrii). Na każdy z cylindrów przypadają po 4 zawory. Sprężeniu podlega nie tylko świeże powietrze zasysane przez silnik, ale również spaliny doprowadzane tam przez układ EGR – wcześniej zostały one schłodzone w wymienniku ciepła, a o ich ilości (stopniu recyrkulacji) decydowało ustawienie zaworu EGR.

Warto w tym miejscu zwrócić uwagę na rozwiązanie zaproponowane przez Iveco: w silnikach Cursor napędzających pojazdy ciężkie zastosowano układ Hi-eSCR (czyli wysoko efektywny SCR) i całkowicie zrezygnowano z recyrkulacji spalin – bez EGR obywają się również 9-litrowe silniki Scania DC9, jednak nie kwalifikują się do przeglądu.

Zadaniem recyrkulowanych spalin jest obniżenie maksymalnej temperatury spalania i tym samym obniżenie ilości NO_x powstających podczas spalania mieszanki paliwowo-powietrznej. Za efekt końcowy odpowiada zabudowany układ oczyszczania spalin (który w zasadzie tutaj pomijamy) i znajdujący się tam katalizator SCR [4].

Znaczne różnice dotyczące osiągow i trwałości systemów oczyszczania spalin wykorzystywanych w pojazdach różnych marek mogą wynikać z różnic konstrukcyjnych pomiędzy poszczególnymi komponentami, rodzaju zastosowanych materiałów, końcowej konfiguracji tłumika wydechu i zintegrowanych w jego wnętrzu katalizatorów oraz zastosowanych algorytmów sterujących. Równie duże znaczenie ma właściwa obsługa techniczna samochodu – nawet w kategoriach jakości zastosowanego paliwa i przeglądów okresowych. W badaniach zdecydowano się na pominięcie układów oczyszczania spalin.

Warto wspomnieć jeszcze o dodatkowych komponentach, takich jak przepustnica w układzie dolotowym regulująca ilość zasysanego powietrza czy dekompresyjny hamulec silnikowy. Zmiana ilości powietrza czy stopnia recyrkulacji (za pośrednictwem zaworu EGR i turbosprężarki VGT) oraz działanie hamulca silnikowego modyfikuje przebieg procesu spalania i zmienia temperaturę spalin opuszczających silnik. Ta zaś jest elementem krytycznym jeśli chodzi o prawidłowe działanie układu oczyszczania spalin. W niektórych silnikach za hamulcem wydechowym zainstalowany jest dodatkowy, siódmy wtryskiwacz – do niego doprowadzane jest paliwo pod niskim ciśnieniem oraz powietrze – tak przygotowana mieszanka jest wtryskiwana do kolektora wydechowego, aby po jej spaleniu – gdy jest to konieczne – doszło do podniesienia temperatury spalin napływających do katalizatorów.

Every OEM offers long haulage Euro 6 tractors, correspondingly: DAF XF, Iveco Stralis Hi-Way, MAN TGX, Mercedes-Benz Actros, Renault T, Scania R Streamline, and Volvo FH. All trucks can be equipped with 13-liter engines belonging to the following families: Paccar (DAF) MX-13, Iveco Cursor 13, MAN D2676, Mercedes-Benz OM 471, Renault DTI 13, Scania DC13, Volvo D13K.

The following part of the paper shows a very short description of each engine family, pointing out the most important individual characteristics of each construction, that distinguish them from the competitive products. The most important technical parameters the reader will find in the included tables. The second part of the article presents the main features of the design and selection of parameters allowing for cross-referencing 13-litre engines with a rated power close to 368 kW (500 hp).

3.2. DAF Paccar MX-13

Paccar MX-13 Euro 6 engine is based on the American MX engine with a capacity of 12.9 dm³, which meets the requirements of the US EPA 10 and is mounted in Kenworth and Peterbilt trucks. The engine block is made of cast iron with vermicular graphite. The installation on the engine block of two high-pressure fuel pumps increases the reliability and durability of the individual components. Pumps are driven by the same camshaft – also integrated in the engine block (Fig. 1). Fuel from the main line is dispensed by electronically controlled valves that ensure optimum performance, by compression of an accurate amount of fuel that is needed.

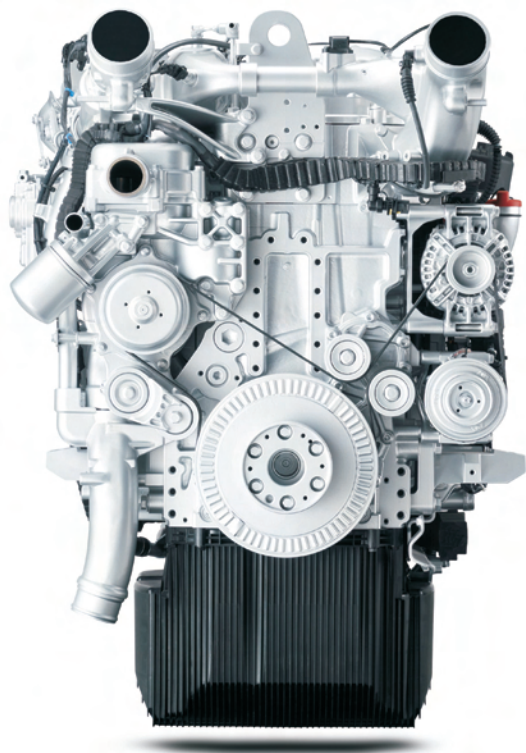


Fig. 1. A single belt and a fan that is mounted directly on the crankshaft [11]

Rys. 1. Pojedynczy pasek wieloklinowy oraz wentylator, który jest zamontowany bezpośrednio na wale korbowym [11]

3. Rodziny silników

3.1. Wprowadzenie

Europejski rynek ciężkich samochodów ciężarowych jest zdominowany przez 7 głównych producentów; są to firmy (w alfabetycznej kolejności): DAF Trucks, Iveco, MAN Truck & Bus, Mercedes Benz, Renault Trucks, Scania oraz Volvo Trucks. Każda z nich ma w swoim portfolio produktowym ciągniki Euro 6 stosowane w transporcie dalekobieżnym. Są to (odpowiednio) następujące modele pojazdów: DAF XF, Iveco Stralis Hi-Way, MAN TGX, Mercedes-Benz Actros, Renault T, Scania R Streamline oraz Volvo FH. Wszystkie ciężarówki mogą być wyposażone w silniki 13-litrowe należące do typoszeregów (rodzin): Paccar (DAF) MX-13, Iveco Cursor 13, MAN D2676, Mercedes-Benz OM 471, Renault DTI 13, Scania DC13, Volvo D13K.

W dalszej części artykułu przedstawiono syntetyczne opisy każdej z rodzin silników, wskazując na najbardziej charakterystyczne cechy każdej z konstrukcji, wyróżniające ją na tle konkurencji. Najważniejsze parametry techniczne podano w tabelach. Następnie zestawiono najważniejsze cechy każdej z konstrukcji oraz niektóre parametry eksploatacyjne, co pozwoliło na porównanie 7 silników 13-litrowych o mocy maksymalnej zbliżonej do 368 kW (500 KM)

3.2. DAF Paccar MX-13

Silnik Paccar MX-13 Euro 6 powstał na bazie silnika MX o pojemności 12,9 dm³, który spełnia amerykańskie wymagania normy EPA 10 i jest montowany w samochodach marki Kenworth i Peterbilt. Blok silnika jest wykonany z żeliwa z grafitem wermikularnym. Zabudowanie w bloku dwóch pomp wytwarzających ciśnienie w układzie common rail podnosi niezawodność i trwałość poszczególnych elementów. Pompy może uruchamiać ten sam wał rozrządu – także zabudowany w bloku silnika, który steruje zaworami (rys. 1). Paliwo z przewodu centralnego jest dozowane za pomocą specjalnych regulatorów, zapewniających optymalną wydajność, dzięki sprężaniu dokładnie takiej ilości paliwa, jaka jest rzeczywiście potrzebna.

Wentylator został przymocowany do wału korbowego, bez zbędnych przekładni. Wyeliminowanie mechanizmu przekazania napędu pozwoliło zmniejszyć koszty oraz masę całego silnika. Miska olejowa z materiałów kompozytowych jest bardziej pojemna, lżejsza, a także ogranicza poziom hałasu. Pompa cieczy chłodzącej ma sprzęgło elektromagnetyczne i może pracować z dwiema prędkościami, natomiast sprzężarka podczas hamowania silnikiem napełnia układ do maksimum, tak aby podczas jazdy na płaskim terenie wyłączyć się [11].

Paccar MX-13 Euro 6			
Max. power/moc, kW/KM	300/410	340/460	375/510
at speed range, rpm/ w zakresie prędkości, obr/min	1450–1750		
Max. torque/moment obrotowy, N·m	2000	2300	2500
at speed range, rpm/ w zakresie prędkości, obr/min	1000–1450		

The cooling fan is attached directly to the crankshaft, without unnecessary gear. Eliminating transmission mechanism reduced the costs and weight of the entire engine. Sump made of composite material is more spacious, lighter and reduces noise. Coolant pump has an electromagnetic clutch and can operate at two speeds, while the compressor fills the compressed air tanks to the maximum level during the engine braking process, so that when driving on flat terrain it can be shut down [11].

3.3. Iveco Cursor 13

Iveco developed its Cursor 13 Euro 6 engine together with FPT Industrial. Main focus was on reduction of NO_x emissions and fuel consumption. To meet these assumptions, the exclusive use of SCR technology was introduced, with no EGR at all. Cursor 13 engine was equipped with common rail injection system, the maximum injection pressure reaches 2200 bar, and the injection can be divided into seven stages (pilot pre-injection, pilot injection, divided main injection, post-injection and late post-injection) [12].

Iveco Cursor 13 Euro 6		
Max. power/moc, kW/KM	368/500	412/560
at speed range, rpm/ w zakresie prędkości, obr/min	1500–1900	1600–1900
Max. torque/moment obrotowy, N·m	2300	2500
at speed range, rpm/ w zakresie prędkości, obr/min	900–1500	1000–1600

Iveco through optimized combustion conditions and the abandonment of the EGR system has reached emissions of toxic components in the raw exhaust gas so low that active regeneration of DPF filter, leading to increased fuel consumption, turned out to be unnecessary. In addition, engine supplied with clean air has higher unit coefficients of power and torque, and is characterized by a more dynamic response to pushing the accelerator pedal. Not without significance is lower kerb weight of the vehicle.

Cursor 13 has a variable geometry turbocharger, the electronic control allows for better adjustment of charging conditions to the actual engine operating conditions. To facilitate the heating of the particle filter, electronically controlled throttle was introduced into the exhaust system, which in combination with exhaust flap increases engine braking power by 30%.

3.4. MAN D2676

The basis for the new engines were the tested structures of MAN D2676 Euro 5 engine, bore and stroke have not

3.3. Iveco Cursor 13

Iveco opracowało swoje silniki Cursor 13 Euro 6 wspólnie z FPT Industrial. Skupiono się na ograniczeniu emisji NO_x oraz zmniejszeniu zużycia paliwa. Aby sprostać tak postawionym założeniom, konieczne było wykorzystanie wyłącznie technologii SCR, z pominięciem układu recyrkulacji spalin EGR (rys. 2). Silnik Cursor 13 został wyposażony w układ wtrysku common rail CRS 3.3, maksymalne ciśnienie wtrysku sięga 2200 bar, a sam wtrysk może być podzielony na siedem etapów (przedwtrysk pilotażowy, wtrysk pilotażowy, dzielony wtrysk główny, dotrysk i późny dotrysk) [12].

Iveco przez zoptymalizowane warunki spalania oraz rezygnację z układu EGR osiągnęło na tyle małą emisję składników toksycznych w spalinach nieoczyszczonych, iż aktywna regeneracja filtra DPF, jednoznaczna z wzrostem spalania, okazała się zbędna. Ponadto silnik zasilany czystym powietrzem ma wyższe wskaźniki jednostkowe mocy i momentu obrotowego oraz charakteryzuje się bardziej dynamiczną reakcją na wciśnięcie pedału przyspieszenia. Nie bez znaczenia pozostaje mniejsza masa całkowita pojazdu.

Cursor 13 ma turbosprężarkę o zmiennej geometrii łopatek. Sterowanie elektroniczne pozwala lepiej dostosować poziom doładowania do warunków pracy silnika. Aby ułatwić nagrzanie filtra cząstek stałych, wprowadzono do układu wydechowego sterowaną elektronicznie przepust-

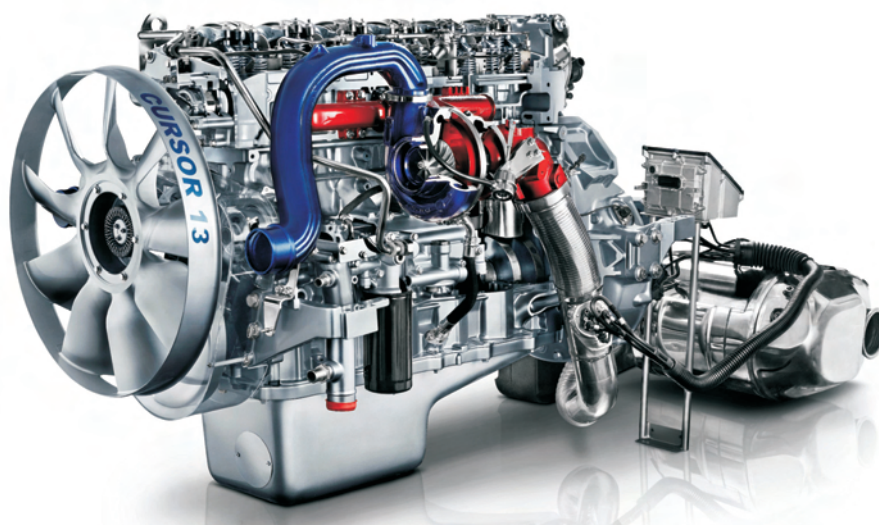


Fig. 2. Aftertreatment system Hi-eSCR made by FPT Industrial and used in Iveco Cursor 13 Euro 6 engines has no exhaust gas recirculation [12]

Rys. 2. W układzie oczyszczania spalin Hi-eSCR firmy FTP Industrial stosowanym w silnikach Cursor 13 Euro 6 całkowicie zrezygnowano z recyrkulacji spalin [12]

nicę, która w połączeniu z klapą wydechową podnosi moc hamulca silnikowego o 30%.

3.4. MAN D2676

Bazę dla nowych jednostek napędowych MAN stanowiły sprawdzone konstrukcje Euro 5. W silniku D2676 średnica cylindra i skok nie uległy zmianie. Dopracowano

Two-stage turbocharging

- 2 individually controllable turbo chargers with optimised action (main activity of small turbo charger (1) at low engine speeds or low load; main activity of large turbo charger (2) at high engine speeds or high load)
- Faster charge pressure build-up
- Intercooling (3) of charge air
- Two-stage turbocharging results in a lower load on the individual turbo chargers, thus increasing reliability

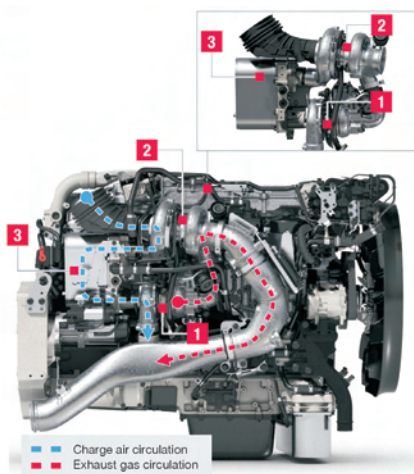


Fig. 3. Two-stage turbocharging in MAN D2676 engine: 1 – small turbocharger, 2 – big turbocharger, 3 – intercooler [10]

Rys. 3. Dwustopniowe doładowanie w silnikach MAN D2676: 1 – mała turbosprężarka, 2 – duża turbosprężarka, 3 – pośrednia chłodnica powietrza [10]

changed. Such components as common rail injection system, cooling of EGR system, two-stage turbocharging, the SCR catalytic converter with integrated oxidation catalyst and diesel particulate filter CRT with continuous regeneration CRT were refined. Common rail injection works with pressures up to 1800 bar [10].

The D2676 engine has two stage turbocharger, with intermediate and primary air cooling. Both stages have separate wastegate valves which control the boost pressure, allowing for full use of exhaust gas energy. High pressure stage (a small turbocharger), when the engine is running with less load and at lower rotational speeds generates boost pressure very quickly, which ensures high torque levels at low engine speeds. In contrast, a large, high performance turbocharger acting in the upper range of engine loads and speeds provides the necessary amount of air and has a very high coefficient of efficiency, resulting in very favourable fuel consumption and combustion with low level of particulate matter.

MAN D2676 Euro 6		
Max power/moc, kW/KM	324/440	353/480
at speed range, rpm/ w zakresie prędkości, obr/min	1600–1900	
Max torque/moment obrotowy, N·m	2100	2300
at speed range, rpm/ w zakresie prędkości, obr/min	1050-1400	

3.5. Mercedes-Benz OM 471

The latest generation of Mercedes-Benz engines, BlueEfficiency Power OM 471 has a crankcase made of a special patented alloy cast iron. Rigid monolithic cast cylinder heads were made of cast iron with graphite. Two camshafts are installed in the cylinder head with a hollow composite structure core. The cams are mounted there with negative allowance. One-piece pistons are made of steel – replacement of the aluminium helped to produce lower piston with a thinner coat [6].

takie elementy jak: układ wtryskowy common rail (3. generacja), układ recyrkulacji spalin z chłodzeniem, dwustopniowe turbodoładowanie, reaktor katalityczny SCR ze zintegrowanym katalizatorem utleniającym oraz filtr cząstek stałych o regeneracji ciągłej CRT. Wtrysk common rail pracuje z ciśnieniem do 1800 bar [10].

W silniku D26 turbosprężarki realizują doładowanie dwustopniowe, z pośrednim i głównym chłodzeniem powietrza. Oba stopnie mają oddzielne zawory upustowe sterujące ciśnieniem doładowania, pozwalające w pełni wykorzystać energię spalin (rys. 3, 4).

Urządzenie wysokociśnieniowe, czyli mała turbosprężarka, podczas pracy silnika z mniejszym obciążeniem i niewielką prędkością obrotową wytwarza bardzo szybko ciśnienie doładowania, przez co uzyskiwany jest wysoki moment rozruchu. Natomiast wysokosprawna duża turbosprężarka, działając w górnym zakresie obciążenia i prędkości obrotowej silnika, zapewnia konieczną ilość powietrza i charakteryzuje się wyjątkowo dużym współczynnikiem sprawności, czego wynikiem są bardzo korzystne wartości zużycia paliwa i spalanie o znikomej emisji cząstek stałych.

EGR with requirement-based recirculation rate

- 1 Hot exhaust gas tapped before turbo charger
- 2 Continuously variable control of recirculation rate by means of electric actuator
- 3 Cooling of exhaust gas by means of engine coolant (3) in EGR heat exchanger (4)
- 4 EGR heat exchanger
- 5 Admixture of cooled exhaust gas to charge air

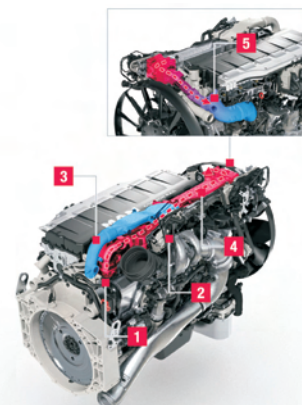


Fig. 4. In D2676 Euro 6 engines EGR rate is precisely controlled by electromagnetic actuator [10]

Rys. 4. W silnikach D2676 stopień recyrkulacji spalin jest precyzyjnie kontrolowany przez siłownik elektromagnetyczny [10]

3.5. Mercedes-Benz OM 471

W silnikach najnowszej generacji Mercedes-Benz BlueEfficiency Power OM 471 zastosowano skrzynie korbowe wykonane ze specjalnego opatentowanego stopu żeliwa, a sztywne monolityczne głowice cylindrów odlano z żeliwa szarego z dodatkiem grafitu. Dwa wałki rozrządu zabudowane w głowicy mają budowę kompozytową o drażonym rdzeniu. Krzywki osadzone są tam na wcisk. Jednocześnie tłoki wykonano ze stali – zastąpienie aluminium pozwoliło wyprodukować niższy tłok o mniejszej grubości płaszcza [6].

W silniku OM471 stosowany jest system wtrysku common rail X-Pulse (rys. 5). W szynie paliwowej maksymalne

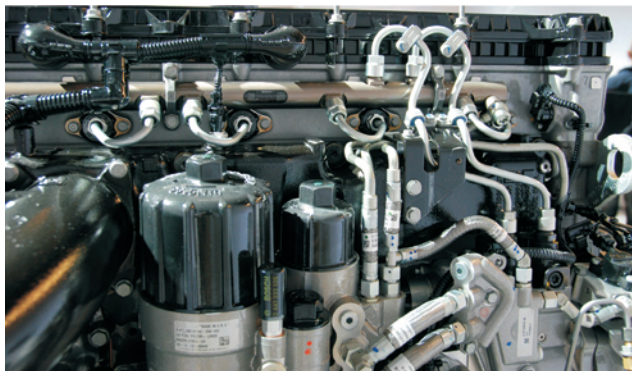


Fig. 5. X-Pulse system has two-piston high pressure fuel pump giving max pressure of 900 bar [6]

Rys. 5. W systemie X-Pulse dwutłoczkowa pompa wysokiego ciśnienia wytwarza maksymalne ciśnienie na poziomie 900 bar [6]

ciśnienie osiąga ok. 900 bar, a następnie jest podnoszone we wtryskiwaczach za pomocą wzmacniaczy hydraulicznych nawet do poziomu 2100 bar. X-Pulse dla każdego cylindra z osobna dostosowuje parametry wtrysku zależnie od warunków pracy silnika: sterowany jest moment wtrysku, ciśnienie, wielkość dawki, ilość wtrysków podczas jednego cyklu (rys. 6).

Turbosprężarka o stałej geometrii, ale asymetrycznej obudowie sterowana jest zaworem upustowym. Trzy przednie cylindry są połączone z chłodzonym układem recyrkulacji spalin EGR. Spaliny z pozostałych cylindrów są bezpośrednio kierowane na łopatki turbiny. Podczas przyspieszania zawór EGR jest na tyle przymknięty, że część spalin trafia do turbiny, przez co możliwa jest efektywna reakcja na wciśnięcie pedału gazu. Wraz ze wzrostem prędkości zawór EGR zwiększa stopień otwarcia, niemniej

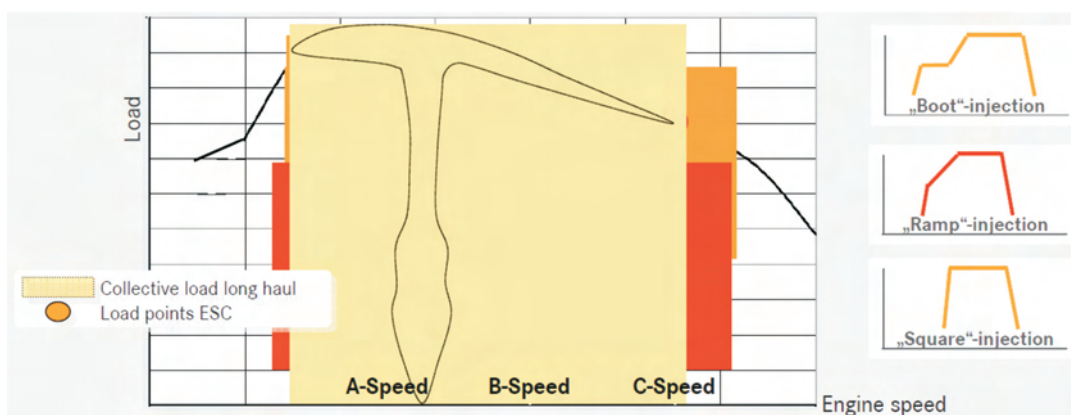


Fig. 6. X-Pulse system is capable of providing tailor-made injection strategies [6]

Rys. 6. Układ wtryskowy X-Pulse może realizować strategie wtrysku dopasowane do bieżących warunków pracy silnika [6]

OM 471 engine has X-Pulse common rail injection system. In the fuel rail maximum pressure reaches only approx. 900 bar and then is raised in the injectors by the hydraulic amplifiers up to the level of 2100 bar. X-Pulse for each cylinder individually adjusts the injection parameters depending on the operating conditions of the engine: injection timing, injection pressure, fuel dose, number of injections in one cycle.

Fixed geometry turbocharger with asymmetric case is controlled by the blowoff valve. Three front cylinders are connected to the cooled EGR system. Exhaust gases from the other cylinders are directly routed to the turbine blades. When accelerating, the EGR valve is throttled so that a part of the exhaust gas reaches the turbine, which gives an effective response to depression of the accelerator pedal. As engine speed increases, the EGR valve opening increases, however, the pressure and flow of the exhaust gas entering the turbine from the cylinders allow for an adequate charging of the engine.

3.6. Renault DTI 13

Renault Trucks to create DXI 13 Euro 6 engines, used the proven, fuel efficient, Euro 5 units, but in the modernized engines more than 50% of the parts were redesigned and an

ciśnienie i wydatek spalin z cylindrów zasilających turbinę pozwalają na właściwe doładowanie silnika.

Mercedes-Benz OM 471 Euro 6				
Max. power/moc, kW/KM	310/420	330/450	350/480	375/510
at speed range, rpm/w zakresie prędkości, obr/min	1800			
Max.torque/moment obrotowy, N·m	2100	2200	2300	2500
at speed range, rpm/w zakresie prędkości, obr/min	1000-1100			

3.6. Renault DTI 13

Renault Trucks do stworzenia silników DTI 13 Euro 6 wykorzystało sprawdzone, cechujące się małym zużyciem paliwa, jednostki Euro 5. Jednak w nowych silnikach zmodyfikowano ponad 50% części i zastosowano całkowicie nowy sterownik. Zrezygnowano z tradycyjnego chłodzonego układu EGR.

Renault, aby spełnić normę Euro 6 – podobnie jak Volvo Trucks – zastosowało niechłodzony układ recyrkulacji spalin, który kieruje gorące spaliny wprost do kolektora dolotowego. Gorące gazy pozwalają silnikowi

all-new control driver was used. Moreover, the traditional cooled EGR system was abandoned.

Renault Trucks, to meet Euro 6 requirements – like its mother company Volvo Trucks – applied uncooled exhaust gas recirculation, which directs the hot exhaust directly into the intake manifold. Hot gases allow the engine and catalysts of the aftertreatment system to quickly reach the operating temperature. Another way to increase the temperature is temporary closing of a flap valve, which is located between the intercooler and intake manifold [9].



Fig. 7. The seventh injector in the exhaust manifold and the flap valve downstream of the turbine [9]

Rys. 7. Siódmy wtryskiwacz w kolektorze wylotowym i zawór klapkowy za turbiną [9]

In the DTI 13 engine the fuel injection is done by the electronically controlled unit injectors – it was estimated that for the engine of this size, it is a sufficient solution and well proven in the Euro 5 units.

3.7. Scania DC 13

Construction of new Scania DC 13 Euro 6 engines is based on the modular engine platform, which uses many of the same components throughout the family of engines, making servicing and parts distribution easier. Each engine, independently of the design, the power and the fuel type, has steel pistons with a diameter of 130 mm, a split, 4-valve cylinder head, the oil pan made of plastic, closed crankcase ventilation system and the cast iron engine block [7].

i katalizatorom w układzie oczyszczania spalin szybko osiągnąć temperaturę roboczą. Innym sposobem podwyższenia temperatury jest krótkotrwałe przemykanie zaworu klapkowego, umieszczonego pomiędzy intercoolerelem a kolektorem dolotowym [9].

Podobnie jak w jednostkach poprzedniej generacji, w silniku DTI 13 za wtrysk paliwa odpowiedzialne są elektronicznie sterowane pompowtryskiwacze – uznano bowiem, że dla silnika tej wielkości jest to rozwiązanie wystarczające i doskonale sprawdzało się w silnikach Euro 5.

Jeśli warunki pracy silnika uniemożliwiają prawidłową pracę układu SCR oraz pasywną regenerację filtra cząstek stałych, niezbędny jest kontrolowany wzrost temperatury. Problem ten rozwiązuje siódmy wtryskiwacz w kolektorze wydechowym i zawór klapkowy za turbiną (rys. 7).

Renault DTI 13 Euro 6			
Max. power/moc, kW/KM	323/440	352/480	382/520
at speed range, rpm/ w zakresie prędkości, obr/min	1450–1900		
Max. torque/moment obrotowy, N·m	2200	2400	2550
at speed range, rpm/ w zakresie prędkości, obr/min	900– 1400	950– 1400	1000– 1450

3.7. Scania DC 13

Budowa nowych silników Scania Euro 6 oparta jest na modułowej platformie silnikowej, która wykorzystuje wiele tych samych komponentów w obrębie całej rodziny silników, co ułatwia serwis i dystrybucję części. Każdy z silników, niezależnie od konstrukcji, mocy oraz rodzaju paliwa ma stalowe tłoki o średnicy 130 mm, dzieloną głowicę cylindrów pracującą w technice czterozaworowej, miskę olejową wykonaną z tworzywa sztucznego, niskoemisyjny układ odpowietrzenia skrzyni korbowej oraz żeliwny blok [7].

W silniku DC13 za wielofazowy wtrysk paliwa odpowiedzialny jest system common rail Scania XPI, dawkujący paliwo pod średnim ciśnieniem wtrysku 1800 bar, zaś ośmiotworowe wtryskiwacze mogą zapewnić do trzech dawek w jednym cyklu. W układzie dolotowym poza turbosprężarką o zmiennej geometrii znajduje się elektronicznie sterowana przepustnica, która precyzyjnie reguluje ilość powietrza

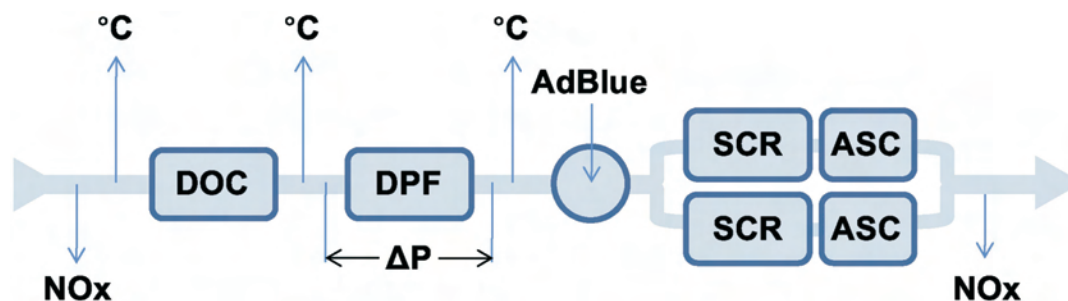


Fig. 8. Silencer of the Scania DC13 Euro 6 engine has integrated NO_x sensor on the inlet side, diesel oxidation catalyst DOC, full flow diesel particle filter DPF, AdBlue mixer, parallel selective reduction catalysts SCR, unreacted ammonia catalyst ASC and NO_x sensor on the outlet side. Exhaust temperature ($^{\circ}\text{C}$) is monitored at every stage of the process, the pressure drop (ΔP) in the DPF filter is also measured [7]

Rys. 8. W tłumiku silnika DC13 są zintegrowane: czujnik NO_x na wlocie, katalizator utleniający (DOC), pełnoprzepływowy filtr cząstek stałych (DPF), mieszalnik AdBlue, równoległe katalizatory SCR, katalizator nieprzereagowanego amoniaku (ASC) oraz czujnik NO_x na wylocie. Temperatura spalin ($^{\circ}\text{C}$) jest monitorowana na każdym etapie procesu, mierzona jest również zmiana ciśnienia (ΔP) w filtrze DPF [7]

The DC 13 engine has Scania XPI multiphase common-rail fuel injection system, injecting fuel with medium pressure of 1800 bar and 8-hole injectors which can provide up to three doses in one cycle. In the intake system there is a variable geometry turbocharger and an electronically controlled throttle valve which precisely regulates the amount of air reaching the combustion chamber. Throttling of the instantaneous air flow limits the filling of the cylinder, thus increasing the temperature.

Scania recommends the choice of a slightly less powerful engine than in the case of Euro 5 units. The engine operated at higher loads, will be characterized by a higher temperature of the exhaust gas, and also, paradoxically, by lower fuel consumption. In order to maintain the correct temperature of the aftertreatment system, a small amount of fuel can be injected into the exhaust stream via a seventh injector. Similar task has a post-injection.

3.8. Volvo D13K

D13K engine is based on its predecessor D13A Euro 5. The most interesting solution in the new unit is the use of uncooled EGR system. Its main task is raising the temperature of the exhaust, when the combustion process is unable to produce enough heat necessary for the proper working of the SCR system. When driving at a cruising speed, EGR system

docierającego do komory spalania. Chwilowe zdławienie przepływu ogranicza napełnienie cylindra, podnosząc tym samym temperaturę.

Scania swoim klientom zaleca wybór jednostek o nieco mniejszej mocy niż w przypadku Euro 5. Silnik zmuszony do cięższej pracy będzie charakteryzował się wyższą temperaturą spalin i w związku z tym paradoksalnie mniejszym spalaniem. W celu utrzymania właściwej temperatury układu oczyszczania spalin niewielka dawka paliwa może być wtrysnięta do układu wylotowego (rys. 8) za pośrednictwem siódmego wtryskiwacza, bądź realizowany jest wtrysk dopalający.

Scania DC 13 Euro 6				
Max power/moc, kW/KM	272/370	302/410	331/450	360/490
at speed range, rpm/w zakresie prędkości, obr/min	1900			
Max torque/moment obrotowy, N·m	1900	2150	2350	2550
at speed range, rpm/w zakresie prędkości, obr/min	1000–1300			

3.8. Volvo D13K

Silnik D13K bazuje na swoim poprzedniku D13A Euro 5. Najciekawszym rozwiązaniem w nowym silniku jest zastosowanie układu niechłodzonej recykulacji spalin EGR. Jego głównym zadaniem jest podnoszenie temperatury spalin opuszczających silnik, w momencie gdy proces spalania nie jest w stanie wytworzyć odpowiedniej ilości ciepła niezbędnego do prawidłowego działania układu SCR. Podczas jazdy z prędkością podróżną układ EGR prawie nie działa i dlatego nie wpływa negatywnie na zużycie paliwa. Brak chłodzenia spalin nie komplikuje także układu chłodzenia silnika. Pracę silnika wspomaga turbosprężarka VGT, dzięki czemu udało się znacznie rozszerzyć zakres prędkości, w jakim uzyskiwany jest maksymalny moment obrotowy [8].

Docierającego do komory spalania. Chwilowe zdławienie przepływu ogranicza napełnienie cylindra, podnosząc tym samym temperaturę. Scania swoim klientom zaleca wybór jednostek o nieco mniejszej mocy niż w przypadku Euro 5. Silnik zmuszony do cięższej pracy będzie charakteryzował się wyższą temperaturą spalin i w związku z tym paradoksalnie mniejszym spalaniem. W celu utrzymania właściwej temperatury układu oczyszczania spalin niewielka dawka paliwa może być wtrysnięta do układu wylotowego (rys. 8) za pośrednictwem siódmego wtryskiwacza, bądź realizowany jest wtrysk dopalający.

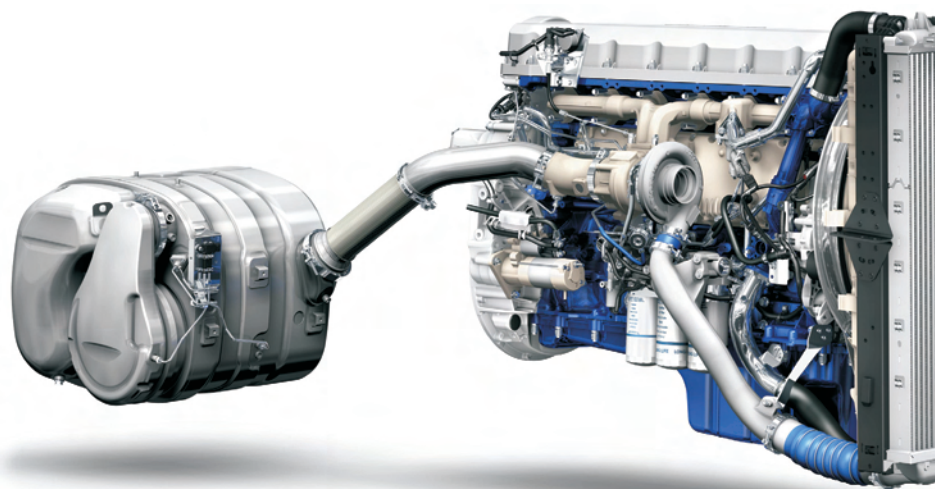


Fig. 9. The D13K engine: throttle behind the turbocharger, by regulating the exhaust flow controls the temperature, so that passive DPF regeneration is possible [8]

Rys. 9. Silnik D13K: przepustnica za turbosprężarką, dławiąc przepływ spalin, reguluje temperaturę, tak aby możliwa była pasywna regeneracja filtra DPF [8]

in practice does not work, and thus does not increase fuel consumption. No cooling of exhaust gasses also simplifies the engine cooling system. Engine operation is supported by the VGT, and therefore it was possible to significantly extend the range of engine speeds at which the maximum torque is obtained [8].

The timing drive is on the back of the engine, which reduces vibration and helps to mount the power take-off there (if necessary). The engine has an open crankcase ventilation with centrifugal oil mist separator. The D13K

Napęd rozrządu umieszczono z tyłu silnika, co zmniejszyło poziom drgań i pozwoliło na umieszczenie tam przystawki odbioru mocy. Silnik ma otwarty układ odpowietrzania skrzyni korbowej z odśrodkowym separatorem mgły olejowej. W układzie wtrysku paliwa silnika D13K zastosowano pompowtryskiwacze o maksymalnym ciśnieniu wtrysku do 2000 bar. Dodatkowy wtryskiwacz w kolektorze wydechowym pozwala na podniesienie temperatury spalin, gdy jest to niezbędne do regeneracji filtra cząstek stałych (rys. 9).

engine fuel injection system uses pump-injectors giving a maximum injection pressure up to 2000 bar. An additional injector in the exhaust manifold increases the exhaust gas temperature when it is necessary to regenerate the particulate filter.

Volvo D13K Euro 6				
Max. power/moc, kW/KM	309/420	338/460	368/500	397/540
at speed range, rpm/w zakresie prędkości, obr/min	1450–1850			
Max.torque/moment obrotowy, N·m	1900	2150	2350	2550
at speed range, rpm/w zakresie prędkości, obr/min	1000–1300			

4. Engine benchmarks

To determine the indicators of rotational speed flexibility, torque flexibility and total flexibility generally accepted formulas were used. For the clarity of the text they have not been included in this paper. In making the calculations the figures provided by the manufacturers were used, however it should be noted that they were not always given directly – some of them (e.g. speed ranges of maximum power and torque) were taken from the graphs with the velocity characteristics of the engines, and these were not always accurate (Table 1).

4. Porównanie silników

Do wyznaczenia wskaźników elastyczności: prędkości, momentu obrotowego i elastyczności całkowitej wykorzystano ogólnie znane wzory – dla przejrzystości tekstu zostały one w większości pominięte. Dokonując obliczeń wykorzystano dane liczbowe udostępniane przez producentów. Należy jednak zauważyć, że nie zawsze są one podawane bezpośrednio – część z nich, np. zakresy prędkości obrotowych maksymalnej mocy i momentu obrotowego należało odczytać z wykresów charakterystyk prędkościowych silników, te zaś nie zawsze były dokładne (tab. 1).

Z przedstawionych tabel wynika, że wszystkie silniki charakteryzują się bardzo zbliżonymi jednostkowymi wskaźnikami mocy (rys. 10) – różnica pomiędzy największą a najmniejszą wartością wynosi zaledwie 5,3%. Różnice wynikają z tego, że poszczególne jednostki mają różne regulacje: najslabszy wśród prezentowanych silników jest MAN D2676 – 480 KM (353 kW), z kolei najmocniejszy jest silnik Renault DTI 13 – 520 KM (382 kW). Znaczenie ciekawiej przedstawia się porównanie jednostkowych wskaźników momentu obrotowego (rys. 11) – tu różnica pomiędzy największą a najmniejszą wartością wynosi już 12,3%. Na pierwszym miejscu lokuje się Scania DC13 rozwijająca moment 2550 N·m (200,8 N·m/dm³), z kolei 500-konny Cursor 13 rozwija „tylko” 2300 N·m (178,3 N·m/dm³), generując przy tym moc większą o 10 KM niż silnik Scanii.

Table 1. Summary of main parameters and design features of the presented engines

Tabela 1. Podsumowanie najważniejszych parametrów konstrukcyjnych prezentowanych silników

Engine/silnik	Paccar MX-13	Iveco Cursor 13	MAN D2676	Mercedes OM 471	Renault DTI 13	Scania DC13	Volvo D13K
Displacement/obj. skokowa, dm ³	12.9	12.9	12.4	12.8	12.8	12.7	12.8
Cylinder bore/średnica cylindra D, mm	130	135	126	132	131	130	131
Piston stroke/skok tłoka S, mm	162	150	166	156	158	160	158
D/S ratio/stosunek	0.80	0.90	0.76	0.85	0.83	0.81	0.83
Compression ratio/stożenie sprężania	17.0	16.5	18.0	17.3	17.0	17.3	17.0
Maintenance intervals/okresy między przeglądami, thous./tys. km	150	150	120	150	100	120	100
Camshaft/walek rozrządu	in block/ w bloku	SOHC	SOHC	DOHC	SOHC	in block/ w bloku	SOHC
Cylinder head/głowica	monolithic/ monolityczna	split/ dzielona	monolithic/ monolityczna				
Turbocharging/turbodoładowanie	VGT	VGT	2-stage	asymetric/ asymetryczne	VGT	VGT	VGT
Injection system/układ wtryskowy	CR	CR	CR	CR	PI	CR	PI
Max. injection pressure/maks. ciśnienie wtrysku, bar	2500	2200	1800	2100	2000	2400	2000
EGR	cooled/ chłodzona	not present/ brak	cooled/ chłodzona	cooled/ chłodzona	uncooled/ niechłodzona	cooled/ chłodzona	uncooled/ niechłodzona
DPF regeneration/regeneracja filtra	P-A-7I	P	P-A-PI	P-A-7I	P-A-7I	P-A-PI	P-A-7I
Table legend: VGT – variable geometry turbocharger, CR – common rail, PI – pump-injector, P – passive regeneration, A – active regeneration, 7W – 7th injector in the exhaust manifold, PW – post injection (delayed injection)							
Opis skrótów: VGT – turbosprężarka o zmiennej geometrii, CR – common rail, PI – pompowtryskiwacz, P – regeneracja pasywna, A – regeneracja aktywna, 7W – siódmy wtryskiwacz w kolektorze wylotowym, PW – opóźniony wtrysk							

The presented tables show that all engines have a closely related indicators of the unit power (Fig. 10) – the difference between the highest and the lowest is only 5.3%. The differences stem from the fact that engines have different regulations: the weakest in the analysed group is MAN D2676 – 480 hp (353 kW), while the strongest Renault DTI 13 has 520 hp (382 kW). Much more interesting is the comparison of individual unitary torque indexes (Fig. 11) – here the difference in the group is already 12.3%. At the head of the pack is Scania's DC13 developing a torque of 2550 N·m (200.8 N·m/dm³), while the 500-hp Cursor 13 develops "only" 2300 N·m (178.3 N·m/dm³), at the same time generating a power 10 hp greater than the Scania engine.

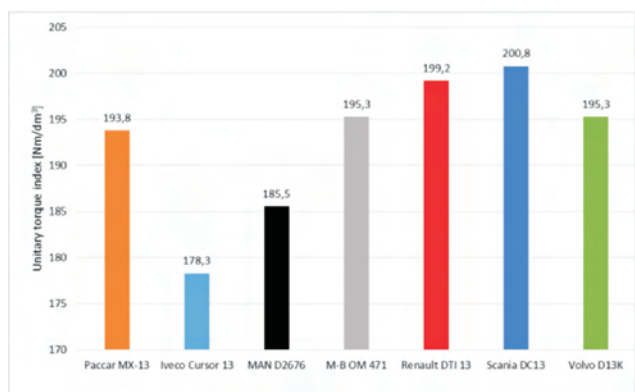


Fig. 11. Specific engine torque
Rys. 11. Moment jednostkowy silnika

All presented engines – except the Mercedes-Benz OM 471 – develop a maximum torque over a certain range of rotational speeds. In this regard, the best indicators has Cursor 13, maintaining maximum torque in the range from 900 to 1500 rpm. Undoubtedly, such a course of engine torque results mainly from the turbocharging characteristics in each of the engines. The variable geometry turbocharger has modified position of turbine blades, in order to fully utilize the exhaust energy, providing a constant value of the boost pressure, even when the engine is working with a relatively low speed. Two-stage turbocharging used in MAN engine, apart from quick increase of inlet air pressure, also provides a constant pressure level, through the cooperation of smaller and larger turbines.

From the operational point of view, Scania and Mercedes engines deserve special attention – a major operational advantage of OM 471 and DC13 engines are high values of coefficients of the total flexibility (Fig. 12). When gear ratios in the gearbox, and in the final drive are properly selected, increase of the road resistance during the driving, does not enforce downshifting.

The average speed of the piston is one of the main factors determining the durability of the engine, in particular cylinder liner and piston rings. Its growth increases thermal and mechanical loads. To determine and compare average piston speeds of different engines, for the calculations typical rotational speed of the engine within the economical range

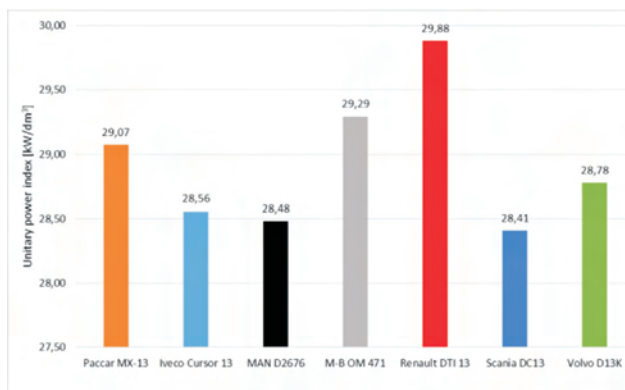


Fig. 10. Specific engine power
Rys. 10. Moc jednostkowa silnika

Wszystkie prezentowane jednostki napędowe, poza silnikiem OM 471, rozwijają maksymalny moment obrotowy w pewnym zakresie prędkości obrotowych. Pod tym względem najkorzystniej wypada silnik Cursor 13, utrzymujący maksimum momentu od 900 do 1500 obr/min. Niewątpliwie taki przebieg charakterystyk silniki zawdzięczają zastosowanemu rodzajowi doładowania. W turbosprężarkach o zmiennej geometrii VGT modyfikowane jest położenie łopatek turbiny tak, aby w pełni wykorzystać energię spalin, zapewniając stałą wartość ciśnienia doładowania, nawet podczas pracy ze stosunkowo niewielką prędkością obrotową. MAN-owskie doładowanie dwustopniowe, poza szybkim przyrostem ciśnienia, zapewnia również jego stały poziom, dzięki współpracy mniejszej i większej turbiny.

Z punktu widzenia eksploatacji na szczególną uwagę zasługują silniki Mercedesa oraz Scanii – istotnym walorem użytkowym silników OM 471 i DC13 są wysokie współczynniki elastyczności całkowitej (rys. 12). Przy prawidłowo dobranych przełożeniach w skrzyni biegów oraz moście napędowym, podczas jazdy wzrost obciążenia nie wymusza redukcji biegu.

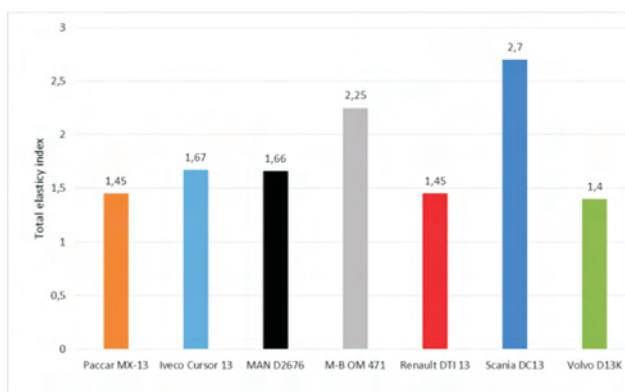


Fig. 12. Total flexibility coefficient
Rys. 12. Wskaźnik elastyczności całkowitej

Średnia prędkość tłoka to jeden z głównych czynników decydujących o trwałości silnika, a w szczególności gładzi cylindrowej i pierścieni tłokowych. Jej wzrost powoduje zwiększenie cieplnych i mechanicznych obciążeń silnika.

was assumed, i.e. $n = 1100$ rpm. At the assumed engine rotational speed Iveco Cursor 13 engine has the lowest average piston speed (Fig. 13). Basing only on this parameter it can be assumed that this engine should be – in comparison with the rest – less loaded. Of course, the quality and type of the materials used for the production of MAN D2676 engine, having the highest average piston velocity, could provide excellent durability in long-term use.

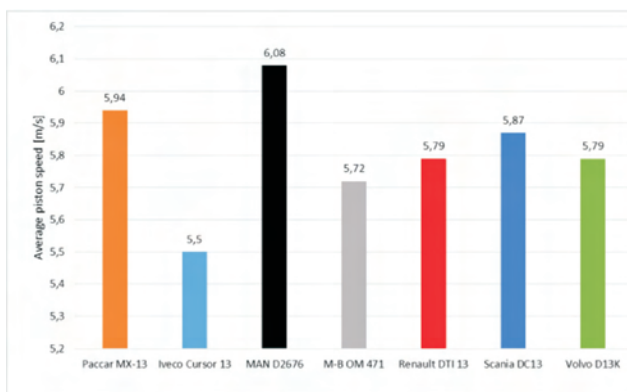


Fig. 13. Average piston speed
Rys. 13. Średnia prędkość tłoka

5. Road tests

If we decide to compare trucks or their engines, it is necessary to always remember that it is no longer only about the proverbial “nuts and bolts”. A magic key-word can be used: modern, “smart” or high-tech technology. Also in the case of comparison of seven Euro 6 engines discussed in this paper one can analyse the innovative design solutions, usage of innovative materials or overall engine performance parameters including unitary ones. However, without the commercial vehicle – a truck, which is a carrier of the engine – even the most perfect automotive engine has no reason for being.

Therefore – in the comparison of Euro 6 engines given above, there is no “winner”. The winner can only be a whole, complete vehicle. But also between trucks there are many significant differences, which does not allow to make a relatively objective evaluation. One can mention here such solutions as already used in some tractors gear shift algorithms using data provided by the cooperating topographic GPS systems or reducing fuel consumption downhill ride functions (or so called eco-roll) or last but not least – an additional increase of torque and fast switching in the high gears. These and other truck features make any comparisons extremely difficult.

Of course there will always be attempts to make objective evaluations, an excellent example is a road evaluation test known as “The test of 1000 points” carried out by journalists from the German trucking magazines at the end of 2013 [2]. The test was done with typical tractor – trailer combinations with Euro 6 trucks supplied by DAF, MAN, Mercedes-Benz Scania and Volvo equipped with engines rated close to 460 hp/339 kW (± 20 hp/15 kW). Trucks were evaluated in many ways, the assessed categories were: cab

Aby wyznaczyć i porównać szybkobieżność poszczególnych silników, do obliczeń przyjęto ekonomiczną prędkość obrotową $n = 1100$ obr/min. Średnia prędkość tłoka obliczana jest ze wzoru: $c_{sr} [m/s] = S [m] \cdot n [obr/min]/30$, gdzie S to skok tłoka w danym silniku (rys. 13).

Okazuje się, że przy założonej prędkości obrotowej najniższą średnią prędkość tłoka uzyskał silnik Iveco Cursor 13, zatem na podstawie tylko tego parametru można by założyć, że silnik ten powinien być w porównaniu z pozostałymi najmniej obciążony. Oczywiście jakość i rodzaj użytych materiałów do produkcji silnika MAN D2676, dla którego średnia prędkość tłoka miała wartość najwyższą, może mu zapewnić doskonałą trwałość w perspektywie dłuższego użytkowania.

5. Testy drogowe

Przy porównywaniu samochodów należy pamiętać, że nie chodzi już wyłącznie o przysłowiowe śruby i nakrętki. Istotna jest nowoczesna, „inteligentna” technologia. Także i w przypadku proponowanego porównania 500-konnych „trzynastek” możemy przeanalizować wykorzystane innowacyjne rozwiązania konstrukcyjne, ocenić zastosowane innowacyjne materiały czy rozwijane osiągi i osiągi jednostkowe.

Jednak bez swojego „nosiciela” – czyli samochodu ciężarowego – nawet najdoskonalszy silnik trakcyjny nie ma racji bytu. Zatem, jeśli poszukiwalibyśmy „zwycięzcę” naszego porównania silników Euro 6, to jednoznacznego werdyktu nie ma. Zwycięzcą może być tylko cały, kompletny pojazd. Ale także i wśród nich napotkamy na istotne różnice, niepozwalające na dokonanie obiektywnych ocen. Można tu wspomnieć chociażby o takich rozwiązaniach jak stosowane już w niektórych ciągnikach algorytmy zmiany biegów wykorzystujące dane topograficzne, dostarczone przez współpracujące systemy GPS, minimalizujące zużycie paliwa funkcje swobodnego toczenia typu eco-roll czy dodatkowego zwiększania momentu obrotowego lub szybkiego przełączania na najwyższych biegach. Te i inne rozwiązania sprawiają, że jakiegokolwiek porównania są niezwykle trudne.

Oczywiście są podejmowane próby obiektywizowania ocen pojazdów, czego doskonałym przykładem może być „Test 1000 punktów” przeprowadzony przez dziennikarzy z redakcji niemieckich czasopism branżowych pod koniec 2013 r. [2]. Wykorzystano w nim zestawy „zaprzężone” w topowe ciągniki flagowe takich producentów jak DAF, MAN, Mercedes-Benz, Scania i Volvo napędzane silnikami Euro 6 o mocy zbliżonej do 460 KM/339 kW (± 20 KM/15 kW). Samochody oceniano pod wieloma względami, w kategoriach: kabina, jazda, osiągi, zużycie paliwa i Ad-Blue, produktywność i bezpieczeństwo. Szczegóły sposobu realizacji „Testu 1000” punktów i końcowe oceny można znaleźć w wielu publikacjach – także w internecie [2, 3].

Na pierwszym miejscu wspomnianego „Testu 1000 punktów” znalazł się Mercedes-Benz Actros 1845 z kabiną Gigaspace. Analizując szczegółowe wyniki, warto przyrzeć się ocenom uzyskanym przez poszczególne pojazdy w kategorii „osiągi”, w której wyróżniono m.in. podkategorie „charakterystyka silnika” oraz „osiągi”. W tej pierwszej

comfort and ergonomics, handling, performance, fuel and AdBlue consumption, productivity and safety.

The test mentioned above was won by the Mercedes-Benz Actros 1845 with Gigaspace cab. However, it is interesting to look closer at the results obtained by various vehicles in the category “performance”, where attention was particularly paid to the engine characteristics. The highest rating was given to the Scania DC13 engine, but other diesels were rated almost as high. As for the fuel efficiency – the best results were obtained by the general winner – Mercedes-Benz Actros [3].

Is it possible to conclude that the results of “The Test of 1000 points” settle the problem which truck and which engine are the best? Of course not. Despite all efforts on repeatability and objectification of the test – it was only a press test.

6. Summary

One should not forget that market shares of a given OEM and popularity of the model is not determined only by the technology used. For the end user – truck owner – counts (in Poland still to a very high degree) the purchase price and, more generally speaking – the total cost of ownership of the vehicle. Another important factor is the level of service and pre- and aftersales, especially in the area of financing possibilities, service network density, and scope and cost of the maintenance contracts.

Finally, it is the driver behind the wheel having a modern Euro 6 tractor or chassis, who must be an excellent specialist. In the end it all depends on him: he has an impact on fuel consumption, durability and reliability of the vehicle. Finding such a person becomes more and more difficult. Even the most modern technology on board without the participation of a good, conscious driver is almost useless.

najwyżej oceniono silnik Scania DC13 – 25/25 pkt., jednak pozostałe oceny to 24 pkt. dla silnika Mercedes-Benz OM471 i po 24 pkt. dla Paccar MX-13, Volvo D13K i MAN D2676. Wszystkie jednostki napędowe miały pojemność skokową zbliżoną do 13 litrów. Z kolei w podkategorii „osiągi” najwięcej punktów (50/50) otrzymał układ napędowy DAF XF, 3 modele zdobyły po 48 pkt., jedynie Volvo FH – 46.

Oceniając zużycie paliwa i AdBlue, brano pod uwagę jazdę po płaskiej autostradzie z prędkością 85 km/h, podjazd pod wzniesienie przy maksymalnym wciśnięciu pedału przyspieszenia oraz średnie zużycie paliwa i AdBlue na całej trasie testowej. Sumarycznie najoszczędniejszy okazał się Mercedes-Benz Actros 1845 [3].

Czy można stwierdzić, że wyniki „Testu 1000 punktów” rozstrzygają problem, która ciężarówka i który silnik są najlepsze? Mimo wszelkich starań dotyczących powtarzalności czy obiektywizacji testu – było to tylko test prasowy, w dodatku bez udziału pojazdów Iveco i Renault.

6. Podsumowanie

O udziałach rynkowych danej marki i o popularności danego modelu nie decyduje tylko technika. Dla użytkownika liczy się – w Polsce wciąż najbardziej – cena zakupu, a ogólniej mówiąc – całkowity koszt własności i użytkowania pojazdu. Ważny jest również poziom obsługi przed- i posprzedajnej, szczególnie oferta w zakresie obsługi: gęstość sieci serwisowej, zakres i koszt kontraktów obsługowo-naprawczych.

To kierowca zasiadający za kierownicą nowoczesnego ciągnika czy podwozia Euro 6 musi być doskonałym fachowcem, którego pozyskanie jest coraz trudniejsze. Warto zatem dbać o z trudem zgromadzony kapitał, jakim są właśnie dobrzy kierowcy, bo przecież w efekcie końcowym to wszystko od nich zależy: mają wpływ na zużycie paliwa, trwałość i niezawodność pojazdu. Nawet najnowocześniejsza technika na pokładzie bez ich udziału jest niemal bezużyteczna.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CRT	Continuously Regenerating Trap/ <i>filtr cząstek stałych o regeneracji ciągłej</i>
DPF	Diesel Particulate Filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>
EGR	Exhaust Gas Recirculation/ <i>recyrkulacja spalin</i>
OEM	Original Equipment Manufacturer/ <i>producent końcowy</i>
SCR	Selective Catalytic Reduction/ <i>selektywna redukcja katalizacyjna</i>
VGT	Variable Geometry Turbine/ <i>turbosprężarka o zmiennej geometrii łopatek kierownicy</i>

Piernikarski Dariusz, DEng. – Doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Dariusz Piernikarski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: d.piernikarski@pollub.pl



Bibliography/Literatura

- [1] Hoepke E., Breuer S. Das große Buch der LKW-Technik. Motorbuchverlag 2010.
- [2] 1000 points test. Commercial Motor, no 2/1/2014.
- [3] Zeiten F. Internationales Euro 6-Treffen. “lastauto omnibus”, no 1/2014.
- [4] Euro 6. The inside story. Commercial Vehicle Engineer, no 03/2013.
- [5] Beyond Euro 6. Transport Engineer, no 12/2013.
- [6] Böckenhoff E. Press presentation: Innovation meets Production. Mercedes-Benz, 03/2011.
- [7] Scania press info, P11301PL, 03/2011.
- [8] Volvo Trucks press information, 09/2012.
- [9] Renault Trucks, informacja prasowa, 05/2013.
- [10] MAN Truck & Bus, informacja prasowa, 04/2013.
- [11] Kołodziejek Z. Prezentacja prasowa: DAF XF Euro 6, 03/2013.
- [12] Iveco, press release, 20120701, 07/2012.

Experimental research on the influence of the pulse injector control parameters on its flow rate

The paper presents the results of the impact of the control parameters on the fuel mass flow from the injector. The control parameters examined in the paper were: frequency and pulse width modulation of the modulated control signal (the second part of the injector control signal). The analysis covers 6 injector types of different design of the valve element and the coil. The experiments have shown that the frequency of the signal does not affect the injector performance, contrary to pulse modulation affecting the injector performance significantly.

Key words: injector, mass flow, control, LPG, CNG

Badania eksperymentalne wpływu parametrów sterowania na wydatek impulsowych wtryskiwaczy gazu

W artykule przedstawiono wyniki badań stanowiskowych wpływu parametrów sterowania na wydatek wtryskiwacza. Jako parametry sterowania rozumiano wypełnienie oraz częstotliwość sygnału modulowanego, czyli drugiej części sygnału sterowania wtryskiwaczem. Przedstawiono wyniki badań stanowiskowych 6 typów wtryskiwaczy różniących się konstrukcją zarówno elementu zaworowego, jak i cewki elektromagnetycznej. Wykazano, że częstotliwość sygnału prawie nie wpływa na wydajność wtryskiwaczy, w przeciwieństwie do wypełnienia, które wpływa znacznie.

Słowa kluczowe: wtryskiwacz, wydatek, sterowanie, LPG, CNG

1. Introduction

The fundamental trend in the development of motor transport is the reduction of the emission of carbon dioxide [1, 2]. This is done by optimizing the combustion process, aftertreatment and by application of fuels of lower carbon content [3]. Instead of high carbon content fuels such as gasoline and diesel fuel, liquid fuels of lower carbon content are introduced (ethanol and methanol) and well as gaseous fuels (propane-butane – LPG, methane – CNG, hydrogen).

Today, most of the fuel systems fitted in spark ignition engines are based on sequential injection systems (injection to the intake manifold or directly to the combustion chamber) using pulse injectors. These injectors are two state valves (open-close) in the nominally closed position [4].

Figure 1 presents an example design of a gas pulse injector. This is a single plate injector calibrated by the stroke of the valve element. The fuel is fed via the intake duct to the chamber above the valve seat. The valve element in this injector is a plate moving axially between the coil and the valve seat closing the flow by a sealing element at its bottom. The injector mass flow (understood as an average mass flow of the fuel) is calibrated by the stroke of the valve element, i.e. the lateral surface of the cylinder formed between the outlet channel and the sealing element.

The position of the valve element (the plate in this case) depends on the balance of two forces:

- 1) the pressing force of the valve element resulting from the difference of pressures below and above the element; it depends on the injector operating conditions (feed pressure and target pressure) and the design of the injector

1. Wprowadzenie

Podstawowym kierunkiem rozwoju transportu samochodowego jest obniżanie emisji dwutlenku węgla [1, 2]. Uzyskuje się to dzięki optymalizacji procesu spalania i oczyszczania oraz przez stosowanie paliw o zmniejszonej zawartości węgla [3]. Zamiast paliw wysokowęglowych (takich jak benzyna i olej napędowy) wprowadzane są paliwa o znacznie mniejszej zawartości węgla – zarówno paliwa ciekłe (etanol i metanol), jak i paliwa gazowe (propan-butan – LPG, metan – CNG, wodór).

Obecnie większość układów zasilania paliwem silników spalinowych o zapłonie iskrowym opiera się na systemach wtrysku sekwencyjnego (do kolektora dolotowego lub bezpośrednio do cylindra), wykorzystujących wtryskiwacze impulsowe. Wtryskiwacze te są zaworami dwustanowymi (otwarty, zamknięty) normalnie zamkniętymi [4].

Na rysunku 1 przedstawiono przykładową konstrukcję impulsowego wtryskiwacza gazu WGs. Jest to wtryskiwacz płytkowy, kalibrowany wznosem elementu zaworowego, pojedynczy. Paliwo doprowadzane jest kanałem dolotowym do komory znajdującej się nad gniazdem zaworowym. Elementem zaworowym w tym wtryskiwaczu jest płytka poruszająca się osiowo pomiędzy cewką a gniazdem zaworowym, zamykająca przepływ za pomocą elementu uszczelniającego znajdującego się na jej spodzie. Wydajność wtryskiwacza (rozumiana jako średni strumień masy wypływającego paliwa) kalibrowana jest za pomocą skoku elementu zaworowego, czyli powierzchni bocznej walca tworzonego między kanałem wylotowym a elementem uszczelniającym.

Położenie elementu zaworowego (w tym przypadku płytki) zależy od bilansu dwóch sił:

- (area of the valve seat, distribution of pressures during the fuel flow),
- 2) the force of electromagnetic attraction of the valve element to the coil; it depends on the design of the electromagnetic circuit and the current flowing through the coil.

In some injector designs there is an additional force resulting from the operation of the spring-loaded element pushing the valve element to the valve seat [4]. The balance of these forces determines the position of the valve element, thus the flow of fuel through the injector.

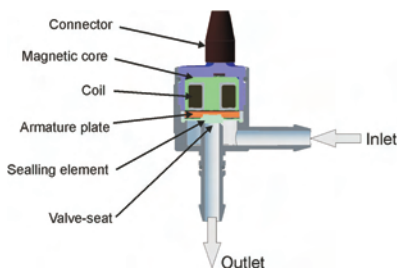


Fig. 1. WGs gas pulse injector

Rys. 1. Impulsowy wtryskiwacz gazu WGs

The force generated by the coil is of particular importance here. As shown in [5], the value of this force determines the injector-opening rate, which is why increasingly stronger coils are becoming commonplace. This, however,

requires the application of low resistance coils, which results in a considerable increase in power consumption compared to gasoline injectors (approx. 1 A to 8 A on average) [4, 5]. Such an increase in undesired not only because of energy demand partly obtained from fuel (from the alternator powered by the engine) but release of large amounts of heat in the coil circuit after the injector opening [6].

For this reason, injector control with voltage standby is applied. It consists in dividing of the control signal into two parts (Fig. 2): continuous pulse and modulated control. The first part of the control pulse – a continuous pulse (t_{imp_con}) is responsible for the quickest possible coil charge, hence injector opening. The second part – a modulated pulse (t_{imp_PWM}) is responsible only for maintaining of the injector's open position. It is a modulated signal of constant frequency and duty cycle.

The frequency and the duty cycle can be adjusted by the control unit. A question arises, however, if the frequency

- 1) siły docisku elementu zaworowego wynikającej z różnicy ciśnień nad i pod tym elementem; zależy ona od warunków pracy wtryskiwacza (ciśnienia zasilania oraz ciśnienia odbioru) oraz konstrukcji samego wtryskiwacza (pola powierzchni gniazda zaworowego, rozkładu ciśnień podczas przepływu),
- 2) siły elektromagnetycznego przyciągania elementu zaworowego do cewki elektromagnetycznej; zależy ona od konstrukcji obwodu elektromagnetycznego oraz prądu przepływającego przez cewkę.

W niektórych konstrukcjach wtryskiwaczy występuje jeszcze dodatkowa siła wynikająca z działania elementu sprężystego dopychającego element zaworowy do gniazda zaworowego [4]. Bilans tych sił determinuje położenie elementu zaworowego, a przez to wypływ paliwa z wtryskiwacza.

Szczególnie istotnym elementem jest tu siła generowana przez cewkę. Jak przedstawiono w pracy [5], wielkość tej siły determinuje szybkość otwierania wtryskiwacza, dlatego stosowane są coraz silniejsze cewki. Wymaga to jednak stosowania cewek o niskiej rezystancji. Powoduje to znaczny wzrost poboru prądu przez taki wtryskiwacz w stosunku do wtryskiwaczy benzynowych (średnio z około 1 A do nawet 8 A) [4, 5]. Taki wzrost jest niekorzystny nie tylko ze względu na zapotrzebowanie energii pobieranej pośrednio z paliwa (poprzez alternator napędzany z wału korbowego), ale przede wszystkim ze względu na wydzielanie dużych ilości ciepła w obwodzie cewki już po otwarciu wtryskiwacza [6].

Z tego względu stosuje się sterowanie z podtrzymaniem prądowym. Polega ono na podzieleniu sygnału sterującego na dwie części (rys. 2): impuls ciągły i sterowanie modulowane. Pierwsza część impulsu sterującego – impuls ciągły (t_{imp_con}) odpowiada za jak najszybsze naładowanie cewki, a dzięki temu otwarcie wtryskiwacza. Druga część – impuls modulowany (t_{imp_PWM}) odpowiada jedynie za podtrzymanie otwarcia wtryskiwacza. Jest ona sygnałem modulowanym o stałej częstotliwości i wypełnieniu.

Wielkość zarówno częstotliwości, jak i wypełnienia może być regulowana przez jednostkę sterującą. Pojawia się jednak pytanie, czy wartość częstotliwości oraz stopnia wypełnienia wpływają na wydatek wtryskiwacza? Niniejszy artykuł stanowi na nie odpowiedź.

2. Opis badań

2.1 Obiekty badań

Celem pracy jest analiza wpływu częstotliwości i wypełnienia sygnału modulowanego sterowania wtryskiwaczem na jego wydajność dla różnych konstrukcji impulsowego wtryskiwacza gazu.

Do badań wybrano typowe dla rynku instalacji gazowych rozwiązania konstrukcyjne impulsowych wtryskiwaczy gazu. Różnią się one zarówno elementem zaworowym (płytką, tłoczek), metodą kalibracji (średnicą otworu lub skokiem), jak i możliwością grupowania (pojedyncze, możliwe do grupowania, szyny paliwowe). Schemat podziału typów badanych wtryskiwaczy przedstawiono na rysunku 3, a dane techniczne w tabeli 1.

Badania przeprowadzono na 6. konstrukcjach:

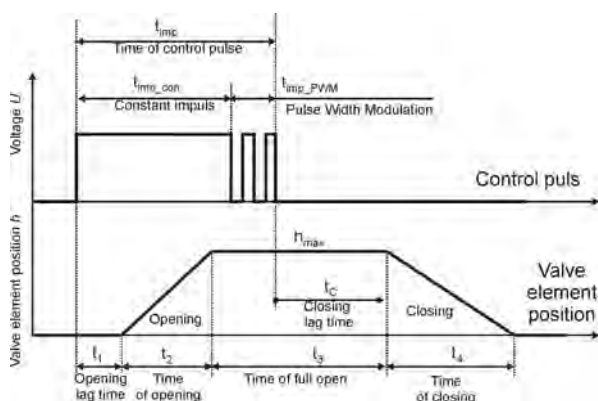


Fig. 2. Control pulse and the position of the valve element in time

Rys. 2. Przebieg czasowy impulsu sterującego oraz położenia elementu zaworowego

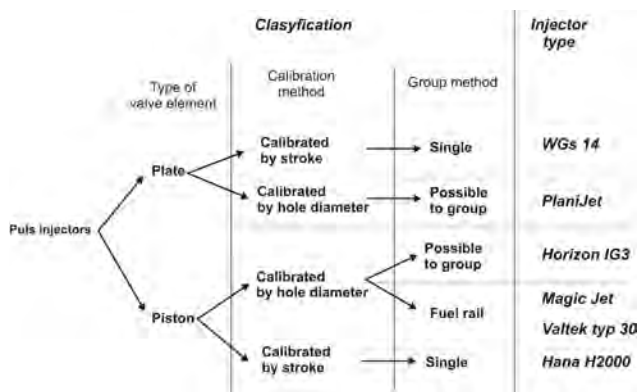


Fig. 3. Classification of the research objects

Rys. 3. Klasyfikacja obiektów badań

and duty cycle are impactful on the fuel mass flow from the injector? This paper attempts to address this issue.

2. Research description

2.1. Research objects

The aim of this work is the analysis of the influence of the injector control modulated signal frequency and duty cycle on the efficiency of different types of gas injectors.

Typical LPG injector designs have been selected for the tests. They vary in terms of design of the valve elements (plate, piston), calibration method (hole diameter or valve stroke) and the possibility of fitting in groups (single, or multiple fuel rails). The diagram of the division of the tested injectors has been shown in Fig. 3 and the technical specifications in Table 1.

The tests were performed on 6 units:

1. Hana H2000 by Hana Engineering, Korea,
2. Horizon IG3 by Rail SpA, Italy,
3. Magic Jet by HL Propan s.r.o., Czech Republic,
4. Valtek type 30 by Valtek SpA Unipersonale, Italy,

1. Hana H2000 firmy Hana Engineering, Korea,
2. Horizon IG3 firmy Rail SpA, Włochy,
3. Magic Jet firmy HL Propan s.r.o., Czechy,
4. Valtek typ 30 firmy Valtek SpA Unipersonale, Włochy,
5. PlaniJet firmy Planiplastic Ireneusz Moćko, Polska,
6. WGs 14 firmy BD Plus Andrzej Pryzowicz, Polska.

2.2. Stanowisko badawcze

Podstawą analiz były badania stanowiskowe na stanowisku pozasilnikowym, umożliwiającym badanie impulsowych wtryskiwaczy gazu zasilanych powietrzem. Stanowisko składa się z (rys. 4):

- a) układu pneumatycznego obejmującego sekcję przygotowania powietrza, stabilizacji jego przepływu, wtryskiwacza gazu, sekcji stabilizacji przepływu i przepływomierza masowego,
- b) systemu sterowania wraz z układem zasilania elektrycznego umożliwiającego regulację napięcia w pożądanym zakresie – prostownik z filtrem RC zasilany przez auto-transformator,
- c) systemu pomiarowego NI cDAQ-9178 z kartami pomiarowymi NI-9215 BNC mierzącymi sygnały:
 - sygnał sterujący (sygnał przekazywany wewnątrz jednostki sterującej z procesora do klucza prądowego),
 - napięcie w obwodzie cewki elektromagnetycznej,
 - prąd w obwodzie cewki elektromagnetycznej,
 - ciśnienie zasilania wtryskiwacza,
 - ciśnienie za wtryskiwaczem mierzone w dwóch odległościach od dyszy,
 - przyspieszenia w osi ruchu elementu zaworowego.

Stanowisko wyposażone jest w układ sterowania opracowany przez pracowników Politechniki Lubelskiej, pozwalający na dowolne sterowanie impulsowymi wtryskiwaczami gazu. Układ ten umożliwia (z poziomu programu na komputerze – rys. 5) sterowanie wtryskiwaczem z określoną:

- a) częstotliwością występowania impulsów,

Table 1. Technical parameters of the tested injectors

Tabela 2. Parametry techniczne badanych wtryskiwaczy

Name/konstrukcja	Hana H2000	Horizon IG3	Magic Jet	Valtek, type 30	PlaniJet	WGs14
Resistance/rezystancja	1.9 Ω	2.8 Ω	2.0 Ω	3.0 Ω	4.0 Ω	3.0 Ω
Voltage/napięcie zasilania	12 V	12 V	12 V	12 V	12 V	12 V
Operating pressure/ciśnienie pracy	50–300 kPa	50–200 kPa	50–300 kPa	50–250 kPa	50–300 kPa	50–350 kPa
Maximum pressure/maksym. ciśnienie	450 kPa	450 kPa	450 kPa	450 kPa	450 kPa	450 kPa
Time of continuous pulse/czas impulsu ciągłego	3.2 ms	2.8 ms	4.0 ms	4.5 ms	4.0 ms	1.7 ms
Modulated signal duty cycle/wypełnienie sygnału modulowanego	40% ±10%	50% ±20%	40% ±10%	> 30%	40% ±10%	30%
Modulated signal frequency/częstotliwość sygnału modulowanego	10 kHz	10 kHz	10 kHz	10 kHz	10 kHz	10 kHz
Opening delay time ¹ /czas opóźnienia otwierania	2.9 ms	2.5 ms	2.2 ms	3.3 ms	1.7 ms	1.0 ms
Switch off time ¹ /czas wyłączenia	1.2 ms	2.0 ms	1.0 ms	2.2 ms	2.5 ms	1.2 ms
Calibration/kalibrowanie	by stroke/ kalibracja skokiem	by hole diameter/ otworem dyszy średnice from 1.0 do 3.5 mm	by hole diameter/ otworem dyszy średnice from 1.0 do 3.0 mm	by hole diameter/ otworem dyszy średnice from 1.0 do 4.0 mm	by hole diameter/ otworem dyszy średnice from 1.0 do 3.0 mm	by stroke/ kalibracja skokiem
Operating temperature range/zakres temperatury pracy	−40 °C–120 °C	−20 °C–120 °C	−20 °C–120 °C	−20 °C–120 °C	−20 °C–120 °C	−20 °C–120 °C

¹ at the operating pressure of 100 kPa and the control pulse time of 12 ms/przy ciśnieniu zasilania 100 kPa i czasie impulsu sterującego 12 ms

5. PlaniJet by Planiplastic Ireneusz Moćko, Poland,
6. WGs 14 by BD Plus Andrzej Przyzowicz, Poland.

2.2. Test stand

The analyses were performed on a non-engine test stand for pulse gas injectors fed with air. The test stand is composed of (Fig. 4):

- a) pneumatic system including the section of air preparation, airflow stabilization, gas injector, its flow stabilization and a mass flow meter
- b) control systems including the electrical power supply allowing voltage adjustment in a required range – voltage converter with an RC filter powered by the autotransformer,
- c) measurement system (NI cDAQ-9178) with measurement cards (NI-9215 BNC) measuring the following signals:
 - control signal (signal sent within the control unit to the switch),
 - voltage in the electromagnetic coil circuit,
 - current in the electromagnetic coil circuit,
 - injector feed pressure,
 - pressure downstream of the injector measured at two distances from the nozzle,
 - acceleration in the movement axis of the valve element.

The test stand is equipped with a control system developed by engineers of Lublin University of Technology. The system allows a free adjustment of the gas pulse injectors (from the software installed on a PC – Fig. 5) with a given:

- a) pulse frequency,
- b) total pulse time,
- c) time of continuous pulse,
- d) frequency of the modulated pulse,
- e) duty cycle of the modulated pulse.

2.3. Scope of research

The scope of the investigations included two series of tests for each type of gas pulse injector. The following trials were assumed:

1. Change of the duty cycle (from 10 to 100% at a step of 10%) at constant frequency (10 kHz).
2. Change of the pulse frequency (2, 5, 7, 10, 13 and 15 kHz) at a duty cycle of 30%.



Fig. 5. SDHJ software interface for the test stand control

Rys. 5. Ekran oprogramowania SDHJ do obsługi sterowania stanowiska badawczego

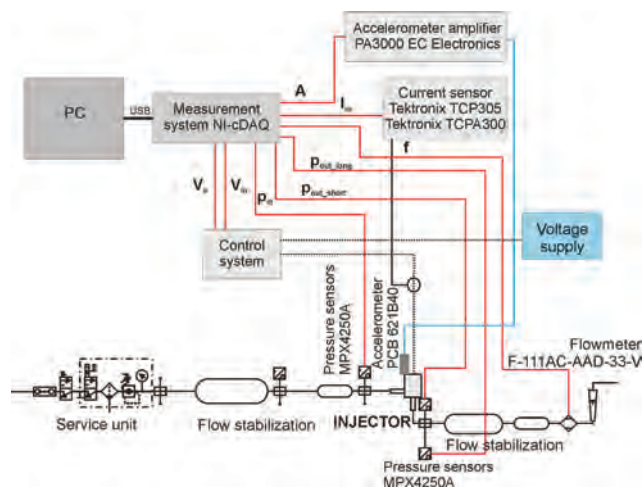


Fig. 4. Diagram of the test stand

Rys. 4. Schemat stanowiska badawczego

- b) czasem impulsu całkowitego,
- c) czasem impulsu ciągłego,
- d) częstotliwością impulsu modulowanego,
- e) wypełnieniem impulsu modulowanego.

2.3. Zakres badań

Zakres badań obejmował przeprowadzenie dwóch serii badawczych dla każdego typu impulsowego wtryskiwacza gazu. Założono wykonanie następujących prób:

1. Zmianę stopnia wypełnienia (od 10 do 100% co 10%) przy stałej częstotliwości (10 kHz).
2. Zmianę częstotliwości impulsów (2, 5, 7, 10, 13 i 15 kHz) przy wypełnieniu (30%).

Wybór wartości stałych wynikał z tego, że są to wartości typowe dla pracy impulsowego wtryskiwacza gazu w warunkach eksploatacyjnych [4].

Przyjęto następujące stałe parametry pracy wtryskiwacza:

- ciśnienie odbioru (ciśnienie, do którego prowadzony był wtrysk): 100 kPa,
- czynnik roboczy: powietrze,
- temperatura czynnika roboczego: 25 ± 5 °C,
- badania w warunkach ustalonych,
- czas impulsu całkowitego: 6 ms,
- czas impulsu ciągłego: 3 ms.

W każdym punkcie badawczym pomiary wykonano pięciokrotnie, a wyniki stanowią wartość uśrednioną.

3. Wyniki badań

W pierwszym cyklu badań przeprowadzono analizę wpływu stopnia wypełnienia sygnału modulowanego na wydajność wtryskiwacza (rys. 6).

Jak można zauważyć, dla wszystkich konstrukcji wzrost stopnia wypełnienia powoduje wzrost wydatku wtryskiwacza. Zmiana ta jest jednak różna w zależności od konstrukcji. Dla lepszego zobrazowania tej zależności wyznaczono zmianę wydatku w stosunku do sterowania standardowego, czyli wypełnienia wynoszącego 30%.

Na rysunku 7 przedstawiono zmianę wydatku wtryskiwacza przy zmianie stopnia wypełnienia w stosunku do

The selection of the constant values resulted from the fact that these are values typical of gas pulse injectors under operation [4].

The following constant operating parameters were adopted:

- release pressure (target pressure of the injector): 100 kPa,
- medium: air,
- medium temperature: 25 ± 5 °C,
- tests under stationary conditions,
- total pulse time: 6 ms,
- constant pulse time: 3 ms.

At each research point, the measurements were performed five times and the results were averaged.

3. Results

In the first stage of the research the analysis of the impact of the modulated signal duty cycle on the injector efficiency was performed (Fig. 6).

As can be observed, for all types of the injectors the increase in the duty cycle results in the increase in the injector flow rate. The change is different depending on the injector type. For better description of this relation, a change of the injector flow rate against standard duty cycle (30%) was determined.

Figure 7 presents the change in the injector flow rate after modifying the modulated signal duty cycle against the duty cycle of 30%. After statistical approximation analysis it was observed that this relation could be described with a curve of degree two. It is visible that most of the injectors remain within the variability range of 0.97 to 1.04, except Valtek that significantly deviated from the range, showing a variability from 0.94 to 1.10. The smallest variability was observed for WGs14 and Magic Jet injectors (from 0.99 to 1.01).

In the second stage of the research, an analysis of the influence of frequency rate of the modulated signal on the injector efficiency was performed (Fig. 8).

As can be observed, for all types of injectors the change in the signal frequency does not change the injector flow rate. For

sterowania o wypełnieniu 30%. Po przeprowadzeniu analizy statystycznej aproksymacji stwierdzono, że zależność ta może być opisana krzywą drugiego stopnia. Widoczne jest, że większość wtryskiwaczy mieści się w zakresie zmienności od 0,97 do 1,04 a jedynie wtryskiwacz Valtek znacznie odbieg od tego zakresu, wykazując zmienność na poziomie od 0,94 do 1,10. Najmniejsze zmienności wykazują wtryskiwacze WGs14 i Magic Jet (od 0,99 do 1,01).

W drugim cyklu badań przeprowadzono analizę wpływu stopnia częstotliwości sygnału modulowanego na wydajność wtryskiwaczy (rys. 8).

Jak można zauważyć, dla wszystkich konstrukcji zmiana częstotliwości sygnału prawie nie powoduje zmiany wydatku wtryskiwacza. Dla lepszego zobrazowania tej zależności wyznaczono zmianę wydatku w stosunku do sterowania standardowego, czyli częstotliwości wynoszącej 10 kHz.

Na rysunku 9 przedstawiono zmianę wydatku wtryskiwacza przy zmianie częstotliwości sygnału modulowanego

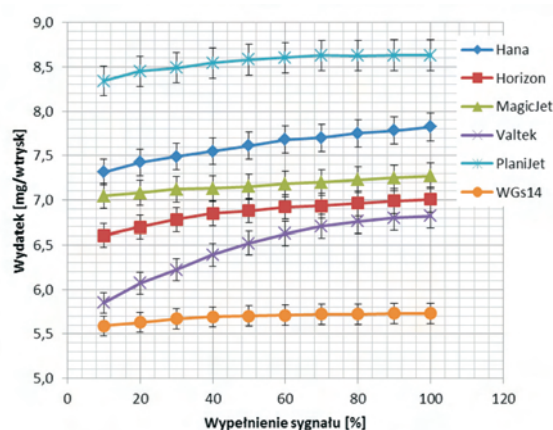


Fig. 6. The relation between the injector flow rate and the modulated signal duty cycle for individual gas pulse injectors

Rys. 6. Zależność wydatku wtryskiwacza od stopnia wypełnienia impulsu modulowanego dla poszczególnych konstrukcji impulsowych wtryskiwaczy gazu

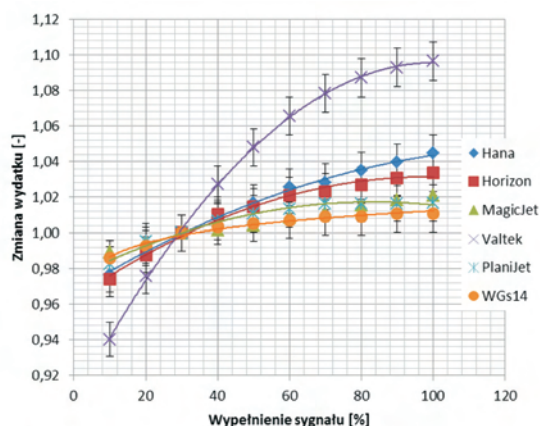


Fig. 7. Relation between the variability of the injector efficiency and the modulated signal duty cycle for individual gas pulse injectors

Rys. 7. Zależność zmienności wydatku wtryskiwacza od stopnia wypełnienia impulsu modulowanego dla poszczególnych konstrukcji impulsowych wtryskiwaczy gazu

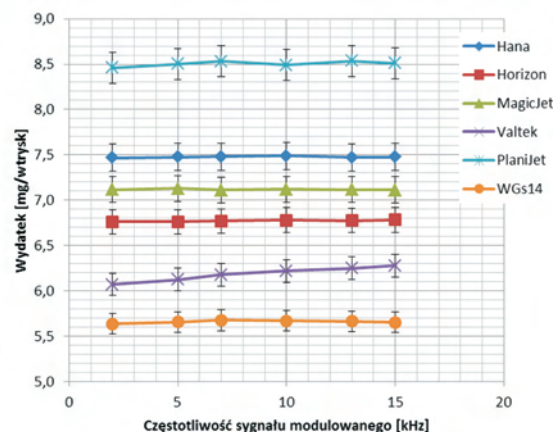


Fig. 8. The relation between the injector flow rate and the modulated pulse frequency for individual types of gas pulse injectors

Rys. 8. Zależność wydatku wtryskiwacza od częstotliwości impulsu modulowanego dla poszczególnych konstrukcji impulsowych wtryskiwaczy gazu

better description of this relation, a change of the injector flow rate against standard frequency (10 kHz) was determined.

Figure 9 presents the change of the injector flow rate for varied frequencies of the modulated signal compared with the standard control of 10 kHz. Upon statistical approximation analysis it was observed that this relation could be described linearly. For most of the injector types this value is statistically constant. The only exception is the Valtek injector whose relation falls in the range from 0.98 to 1.01 in the tested frequency variation range.

4. Conclusions

The analysis of the performed tests led to the following conclusions:

1. The method of control of the pulse injector is impactful on its flow rate.
2. The increase in the modulated signal duty cycle results in an increase in the injector's flow rate. This change can be described with a curve of degree two. In most of the tested types, the variability ranges from -3% to $+4\%$ of the flow rate against standard 30% duty cycle. The values will change depending on the duration of the control pulse, as confirmed in [4]. The change results from the influence of the current in the injector circuit on the time of its closing, as confirmed in [4, 7].
3. Changing the frequency of the modulated signal does not influence the injector flow rate. For most of the tested injector types such a relation did not take place. The only exception was the Valtek injector in the case of which such an influence was observed but it was negligibly small: approx. 2% of the change in the tested frequency range.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CNG Compressed Natural Gas/*sprężony gaz ziemny*
 LPG Liquefied Petroleum Gas/*gaz skroplony*

Bibliography/Literatura

- [1] Bleischwitz R., Bader N. Policies for the transportation toward a hydrogen economy: The EU case, *Energy Policy* 38 (2010) 5388-5398.
- [2] Litschke A., Knitschky G. Future development in road freight transport regarding more environmentally friendly vehicle technology, *Procedia – Social and Behavioral Sciences* 48 (2012) 1557-1567.
- [3] Kenihan S. Reducing the emissions from your council fleet. Cities for Climate Protection Australia: An ICLEI program in collaboration with the AGO, <http://www.iclei.org>, 1999.
- [4] Czarnigowski J. Teoretyczno-empiryczne studium modelowania impulsowego wtryskiwacza gazu, *Monografie Politechniki Lubelskiej*, Lublin 2012.
- [5] Czarnigowski J. The model of pulse injector opening lag time. *Combustion Engines*. 2013, 154(3), 393-398. ISSN 0138-0346.
- [6] Elbaum J. *Obwody magnetyczne*. Państwowe Wydawnictwo Techniczne, Warszawa 1959.
- [7] Duk M., Czarnigowski J., Zyska T., Jakliński P., Iskakova A. Badania eksperymentalne wpływu wypełnienia sygnału sterującego na czas wyłączenia impulsowego wtrysku gazu, *Przegląd Elektroniczny* 2014, nr 3, vol. 90, s. 199-202, ISSN 0033-2097.

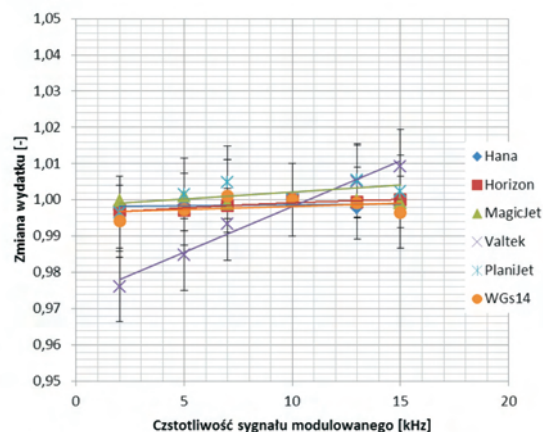


Fig. 9. The relation between the change of the injector flow rate and the frequency of the modulated pulse for individual types of gas pulse injectors

Rys. 9. Zależność zmiany wydatku wtryskiwacza od częstotliwości impulsu modulowanego dla poszczególnych konstrukcji impulsowych wtryskiwaczy gazu

w stosunku do sterowania o częstotliwości 10 kHz. Po przeprowadzeniu analizy statystycznej aproksymacji stwierdzono, że zależność ta może być opisana zależnością liniową. Dla większości konstrukcji wtryskiwaczy jest to wartość statystycznie stała. Jedynie dla wtryskiwacza Valtek występuje zależność wynosząca od 0,98 do 1,01 w badanym zakresie zmian częstotliwości.

4. Podsumowanie

Analizując wykonane badania, można sformułować następujące wnioski:

1. Sposób sterowania impulsowym wtryskiwaczem gazu wpływa na jego wydatek.
2. Wzrost wypełnienia sygnału modulowanego powoduje wzrost wydatku wtryskiwacza. Zmiana ta może być opisana krzywą drugiego stopnia. W większości badanych konstrukcji zmienność ta mieści się w zakresie od -3% do $+4\%$ wydatku w stosunku do standardowego sterowania o 30-procentowym wypełnieniu impulsu sterującego. Wartości te będą jednak zmieniać się w zależności od czasu trwania impulsu sterującego, co wykazano w pracy [4]. Zmienność ta wynika z wpływu prądu w obwodzie wtryskiwacza na czas jego zamykania, co wykazano w pracach [4, 7].
3. Zmiana częstotliwości sygnału modulowanego nie wpływa na wydatek wtryskiwacza. Większość badanych konstrukcji nie wykazywała takiej zależności. Jedynie dla wtryskiwacza Valtek taki wpływ zauważono; jest on jednak pomijalnie mały: około 2% zmiany w badanym zakresie częstotliwości.

Jacek Czarnigowski, DSc, DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr hab. inż. Jacek Czarnigowski, prof. PL – profesor nadzwyczajny na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.czarnigowski@pollub.pl



Ultraviolet-induced fluorescence of lubricate oils

The paper describes the study on relationship between the engine lubricate oil quality and fluorescence phenomenon. In order to determine the Excitation-Emission spectra (EEMs) of oil samples, a spectrofluorometer combined with an optical fiber system were applied. Two methods of fluorescence measurement: when oil diluted in non-fluorescent solvent (n-hexane) is placed in the quartz-cuvette inside the spectrofluorometer, and when oil sample is placed outside the spectrofluorometer (then EEMs is measured through the optical fiber sensor) were utilized to analyze the shape of EEMs of lubricate oil. Moreover in the second case of measurement, the optical fiber sensor was placed at an angle of 45 degrees to the oil surface, similarly above the oil surface and beneath the oil surface directly submerged in oil. Preliminary measurement results presented in this paper – on one hand – indicate diversity in the shape of EEMs depending on the method of fluorescence measurement, on the other hand – indicate possibility to measure fluorescence of oil directly in engine lubricate oil circuit.

Key words: lubricate oil, fluorescence, optical fiber

Fluorescencja oleju smarnego wzbudzana światłem ultrafioletowym

W artykule przedstawiono wyniki badań związku pomiędzy jakością oleju smarnego a zjawiskiem fluorescencji. W celu wyznaczenia widm zupełnych fluorescencji próbek oleju wykorzystano spektrofluorometr połączony ze światłowodowym systemem pomiarowym. Zanalizowano kształt widm odnoszących się do oleju smarnego w dwóch sytuacjach, gdy: olej jest rozpuszczony w niefluoryzującym medium (n-hexan) i umieszczony jest w przyrządzie w kwarcowej kувecie oraz gdy próbka oleju znajduje się na zewnątrz przyrządu, sygnał jest przenoszony światłowodem. Ponadto przy pomiarach z zastosowaniem światłowodu ustawiona pod kątem 45° głowica pomiarowa zestawu światłowodowego znajduje się, odpowiednio: w powietrzu nad powierzchnią oleju albo pod powierzchnią oleju. Przedstawione w niniejszym artykule wstępne wyniki badań z jednej strony wskazują na zróżnicowanie kształtów widm zupełnych fluorescencji względem metody pomiarowej, z drugiej strony – wskazują na możliwość wyznaczenia fluorescencji bez wstępnej obróbki laboratoryjnej, bezpośrednio w silnikowym obiegu oleju smarnego.

Słowa kluczowe: olej smarny, fluorescencja, sensor optyczny

1. Introduction

Over the course of history of development of internal combustion engines lubricating oils played incontestably important role. It was necessary to introduce various physical and chemical indicators of lubricate oil usefulness. In general, temperature dependence of viscosity index is in use as the essential parameter for oil characterization. To other significant parameters belong: water content, total acid number, total base number, rheometric or tribometric characteristics [6, 9]. Every alteration of values measurable in oil contain information about the changes of exploitive quality of the lubricate oil.

Polycyclic hydrocarbons found in refinery products have the ability to absorb ultraviolet (UV) radiation, in order to further emit light which interact with numerous components of petroleum and finally may come out of the sample to hit the photodetector of spectrofluorometer. Due to this reason changes in composition of petroleum products affect composition of light emitted from UV excited oil. Moreover, spectral composition of emitted light depends also on a spectrum of illuminating (exciting) light. Spectrofluorometry in relation to the crude oil refinery products have been applied yet, for example Markova et al. [4] tested fluorescence sensor for characterization of hydraulic oil deterioration, Omrani

1. Wstęp

W rozwoju silników spalinowych oleje smarne spełniły ważną rolę. Wprowadzono różnego rodzaju fizyczne i chemiczne wskaźniki jakości oleju, z których najważniejszym jest zależność współczynnika lepkości od temperatury. Do innych istotnych wskaźników zalicza się takie wielkości, jak: zawartość wody, całkowita liczba kwasowa, całkowita liczba zasadowa czy właściwości reometryczne i trybologiczne [6, 9]. Każda zmiana wartości mierzonych w oleju parametrów stanowi jednocześnie informację o skali zmian jego eksploatacyjnej jakości.

Znajdujące się w produktach przetwórstwa ropy naftowej wielopierścieniowe węglowodory wykazują zdolność do pochłaniania promieniowania ultrafioletowego (UV), aby emitować światło o krótszej fali, które na swej drodze oddziałuje z kolejnymi składnikami oleju, by wydostać się z próbki, trafiając na detektor światła w spektrofluorometrze. Z tej przyczyny zmiany w składzie oleju skutkują zmianami widmowego składu światła emitowanego ze wzbudzanego ultrafioletem oleju. Widmowy skład emitowanego światła zależy także od składu widmowego światła wzbudzającego fluorescencję. Spektrofluorometria, w odniesieniu do produktów przetwórstwa ropy naftowej, była już wykorzystywana; przykładowo Markow i współautorzy [4] testowali

et al. [7] analyzed oxidative stability of lubricant oil measuring fluorescence excitation-emission spectra. Moreover, Stemaszewski [8] evidenced that individual types of refinery products are characterized by different fluorescence spectra. Furthermore, optical fiber spectroscopy with applying chosen wavelengths for measuring quality indicators of lubricant oils were carried out by Mignani et al. [5]. Our experience in this subject relates to the study of oil-in-water emulsions [3], and recently we started to study fluorescence of used lubricating oil [1, 2] – where differences for fresh and used oil have been shown. Taking into account above mentioned it seems worth testing the relationship between variations in the fluorescence of oil and the quality of oil working in an engine system.

In this paper results of introductory tests basing on so-called excitation-emission spectra (EEMs) of lubricate oil in various geometry of measurement are presented, namely:

- 1) directly in oil, where oil sample is placed outside the spectrofluorometer (then EEMs is observed through optical fiber sensor),
- 2) oil diluted in non-fluorescent solvent is placed in a quartz cuvette (classical measurement based on spectrofluorometer is performed).

Discussion on lubricate oil fluorescence spectra for both methods of measurement is further continued.

2. Material and method

2.1. Material

Lubricate oil Titan Truck Plus 15W40 (TTP 15W40) was sampled from engine lubricate circuit after 178 hours of exploitation in the ship engine 3AL 25/30 Cegielski-Sulzer with the power of 396 kW [1]. A part of oil sample was diluted in n-hexane with 96% purity (oil concentration 100 mg/kg). Oil used in engine circuit visually differs from fresh one (is darker) which is shown in Fig. 1. Moreover, in Fig. 1 the ability to fluorescence of those two forms of oils is illustrated – oil which was sampled from engine lubricate circuit fluoresces less than fresh one.

2.2. Method

To measure excitation-emission spectra (EEMs) of oil samples two different methods of samples excitation and registration of emission of light were applied, namely:

- by classical method, i.e. directly in spectrofluorometer (oil hexane-dilution in quartz cuvette),
- outside the spectrofluorometer using optical fiber system (Fig. 2).

EEMs for the n-hexane solvent and in oil solution samples were measured in 1×1 cm quartz cuvette. The following measurement parameters were applied: excitation wavelength from 200 nm to 340 nm with excitation sampling interval 5 nm, emission wavelength from 260 nm to 450 nm with emission sampling interval 5 nm, excitation slit 5 nm, emission slit 5 nm, integration time 0.5 s and photomultiplier tube voltage 400 V [1, 2].

Excitation-emission spectra of oil samples were measured using optical fiber set (Fig. 2) manufactured by Lumex

przydatność sygnalizatora spadku jakości oleju hydraulicznego. Omrani i współautorzy analizowali natomiast odporność oleju smarnego na utlenianie, wykorzystując w obydwu przypadkach tak zwaną fluorescencję zupełną. Z kolei Stemaszewski [8] wykazał, że poszczególne rodzaje produktów naftowych charakteryzują się odrębnymi właściwościami fluorescencyjnymi. Miniani ze współautorami [5], wykorzystując spektroskopię z zastosowaniem światłowodów, określał jakość olejów smarnych. Nasze doświadczenie w tej tematyce odnosi się do analiz emulsji oleju w wodzie [3], a ostatnio rozpoczęliśmy badania fluorescencji olejów smarnych [1, 2], identyfikując różnice w kształtach widm fluorescencyjnych w zależności od stopnia przetworzenia (zużycia) oleju. Biorąc pod uwagę powyższe ustalenia, korzystne byłoby przeprowadzenie analiz związku między zmianami fluorescencyjnymi właściwości oleju a jego przydatnością do stosowania w systemach silnikowych.

W niniejszym artykule przedstawiono rezultaty wstępnych badań opartych na fluorescencji zupełnej oleju smarnego przy zastosowaniu różnej geometrii pomiarowej, mianowicie kiedy:

- 1) pomiar wykonywany jest bezpośrednio w oleju, próbka oleju umiejscowiona jest na zewnątrz spektrofotometry (widmo jest określane przez czujnik światłowodowy),
- 2) pomiar wykonywany jest w roztworze oleju znajdującym się w kwarcowej kieliszce umiejscowionej standardowo w przyrządzie.

Na podstawie uzyskanych wyników przeprowadzono dyskusję odnoszącą się do wyżej wymienionych sposobów pomiaru.

2. Materiały i metoda

2.1. Materiały

Olej smarny Titan Truck Plus 15W40 (TTP 15W40) pobrano z silnikowego obiegu smarnego po 178 godzinach pracy w silniku okrętowym 3AL 25/30 Cegielski-Sulzer o mocy 396 kW [1]. Część olejowej próbki rozpuszczono

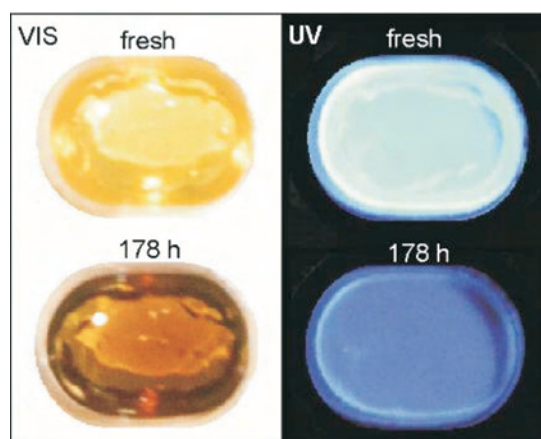


Fig. 1. Lubricate oil Titan Truck Plus 15W40 fresh (upper) and used (lower) illuminated by filament lamp (left) and by ultraviolet lamp (right)

Rys. 1. Olej smarny Titan Truck Plus 15W40 świeży (u góry) i przetworzony (na dole) oświetlony lampą żarową (po lewej) i lampą ultrafioletową (po prawej)

Ltd. St. Petersburg (Russia). This device consists of 2×30 fiberglass threads of diameter 0.1 mm each (30 threads of fiberglass transmit light exciting fluorescence, other 30 ones transmit light emitted by oil). Oil samples were excited above the surface of oil and beneath the surface of oil for the distance of oil surface 2 mm. The measurements were performed at 45° to oil surface (Fig. 3).

EEM spectra for oils and their n-hexane solvents at a stabilized temperature of 20°C , were performed.

The EEMs were registered in numeric form as a table consisting of 3111 numbers (51 excitation wavelengths, 61 emission one). Results when emission wavelength are equal or less than excitation are blind (due to energy of emitted photon are less than energy of excitation photon – which is the essence of fluorescence phenomenon).

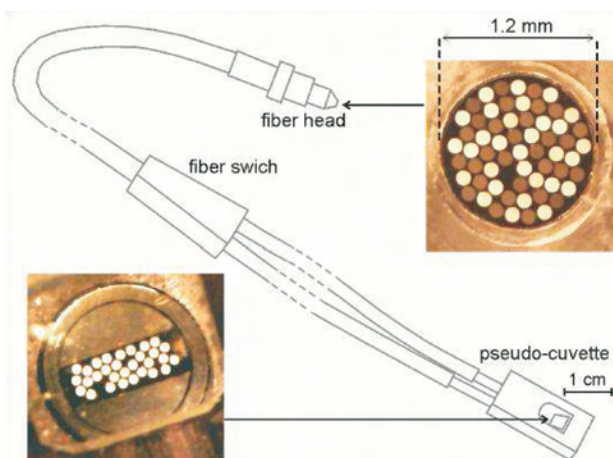


Fig. 2. Optical fiber system.

Rys. 2. Układ światłowodowy

3. Results and discussion

The above mentioned measurements of EEM spectra were carried out in three methods (visualized in Fig. 3). Results – fluorescence as the function of two variables (excitation wavelength and emission wavelength) are visualized as normalized 3D graphs in Fig. 4 and as map visualization in Fig. 5. The shapes of those three spectra differ from each other significantly. Oil diluted in non-fluorescent solvent

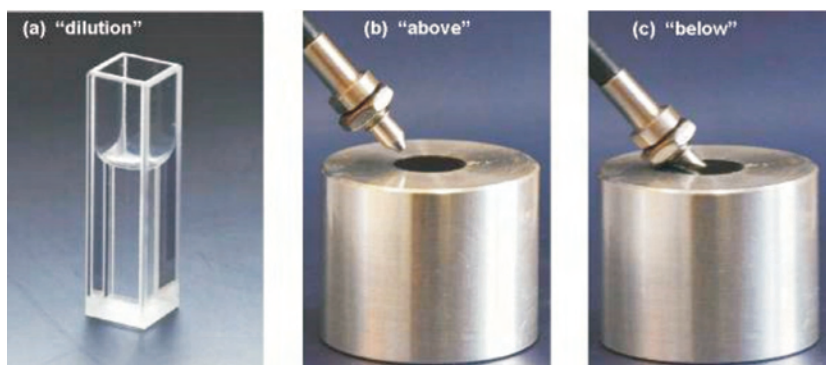


Fig. 3. Three ways to determine the EEM spectra: hexane solution of oil (a), directly in oil – above the surface (b), directly in oil – beneath the surface (c)

Rys. 3. Trzy sposoby wyznaczania widma zupełnego: roztwór oleju w heksanie (a), bezpośrednio w oleju – nad powierzchnią (b), bezpośrednio w oleju – z pod powierzchnią (c)

w n-heksanie o czystości 96%, ustalając stężenie oleju 100 mg/kg. Olej pobrany z silnika optycznie różni się od oleju świeżego (jest od niego ciemniejszy), co pokazano na rys. 1, na którym przedstawiono także obydwa rodzaje oleju w świetle ultrafioletowym – olej, który pobrano z silnika fluoryzuje słabiej niż olej świeży.

2.2. Metoda

Fluorescencyjne widma zupełne próbek olejowych wyznaczano dwiema metodami:

- klasyczną, czyli bezpośrednio w spektrofluorymetry (roztwór oleju w kwarcowej kuzetce),
- na zewnątrz przyrządu przy użyciu systemu światłowodowego (rys. 2).

Widmo fluorescencyjne samego rozpuszczalnika oraz roztworów oleju wyznaczano w kwarcowej kuzetce o wymiarach 1×1 cm, wymagającej napełnienia do około 3 cm^3 . Zastosowano następujące ustawienia przyrządu: długości fali wzbudzenia od 200 nm do 340 nm, długości fali emisji od 260 nm do 450 nm z próbkowaniem co 5 nm, przy szerokości szczeliny wzbudzenia i emisji 5 nm i napięciu na fotopowielaczu 400 V [1, 2].

Widma zupełne próbek oleju wyznaczano z użyciem zestawu światłowodowego (rys. 2) wykonanego przez Lumex Ltd. St. Petersburg (Rosja). Urządzenie to składa się z 2×30 nitek światłowodowych o średnicy 0,1 mm każda (30 nitek przenosi światło wzbudzające fluorescencję, drugie 30 przewodzi światło wyemitowane przez olej). Próbkę olejową były pobudzane do fluorescencji znad powierzchni oleju w jednym przypadku oraz pod powierzchnią (głowica światłowodowa zanurzona) w drugim przypadku. Pomiary prowadzono pod kątem 45° do powierzchni oleju (rys. 3).

Widma zupełne dla oleju oraz jego roztworów w n-heksanie wyznaczano w stałej temperaturze 20°C .

Widma były rejestrowane w postaci numerycznej w formie tabel zawierających 3111 liczb (51 długości fali wzbudzenia, 61 długości fali emisji). Kiedy długości fali emisji są mniejsze lub równe długości fali wzbudzenia, rejestrowane natężenia fluorescencji przyjmują wartości zerowe (ponieważ energia emitowanych fotonów jest mniejsza od energii fotonów wzbudzających fluorescencję).

3. Wyniki i dyskusja

Jak już wspomniano, wyznaczanie widm zupełnych prowadzono trzema metodami (ich wizualizacja pokazana jest na rys. 3). Wyniki, czyli natężenie fluorescencji w funkcji dwóch zmiennych (długość fali wzbudzenia oraz długość fali emisji) są przedstawione na trójwymiarowym wykresie w rzucie ukośnym na rys. 4 oraz w formie mapy na rys. 5. Kształty tych trzech wykresów znacznie różnią się. Olej rozpuszczony w niefluoryzującym rozcieńczalniku (n-heksan) wykazuje fluorescencję w przedziale krótkich fal (200–300 nm), podczas gdy fluorescencja wzbudzana bezpośrednio w oleju wystę-

(n-hexane) indicates fluorescence in short wave region (200–300 nm), whereas fluorescence induced directly in oil is placed in longer wavelengths. Immersion of the fiber-head in the oil significantly changes the shape of EEMs (extremes are shifted toward long wavelengths). The process of the light beam forming which going through the monochromator into photomultiplier (detector) of spectrophotometer in every case is different. The photons emitted by fluorescent centers have a low chance of reaching the detector without absorption in numerous cases connected with reemission of new photons. Such process can be repeated many times, especially in condensed form of analyzed substance (non-diluted oil). In this way the final spectrum of light reaching the detector is formed and is registered as a two-dimensional numeric table. It can be assumed that in practice not the whole EEMs spectrum range measurement (like in this study) must be performed. Presumably the detector of fluorescence may be simplified to measurement of a limited number of wavelengths of both the excitation and emission light.

puje przy falach dłuższych. Zanurzenie głowicy światłowodu w oleju powoduje znaczną zmianę kształtu widm fluorescencji (maksyma są przesunięte w kierunku fal dłuższych). Proces formowania strumienia światła biegnącego następnie poprzez monochromator do fotopowielacza jest w każdym przypadku inny. Fotony emitowane przez centra fluorescencji mają niewielką szansę dotarcia do detektora z pominięciem absorpcji i emisji wtórnej. Proces ten na drodze biegu fotonów może być powtarzany wielokrotnie, szczególnie wtedy, kiedy zachodzi w fazie skondensowanej badanej substancji (nierozcieńczonego oleju). W ten sposób wykształca się widmo światła dochodzącego do detektora i rejestrowanego w postaci dwuwymiarowej tabeli liczbowej. Można założyć, że w odniesieniu do praktyki nie będzie musiał być analizowany cały zakres widmowy (jak w niniejszej pracy). Prawdopodobnie detektor fluorescencji mógłby być uproszczony, z zadaniem rejestrowania fluorescencji tylko w wybranych długościach fali wzbudzenia i emisji.

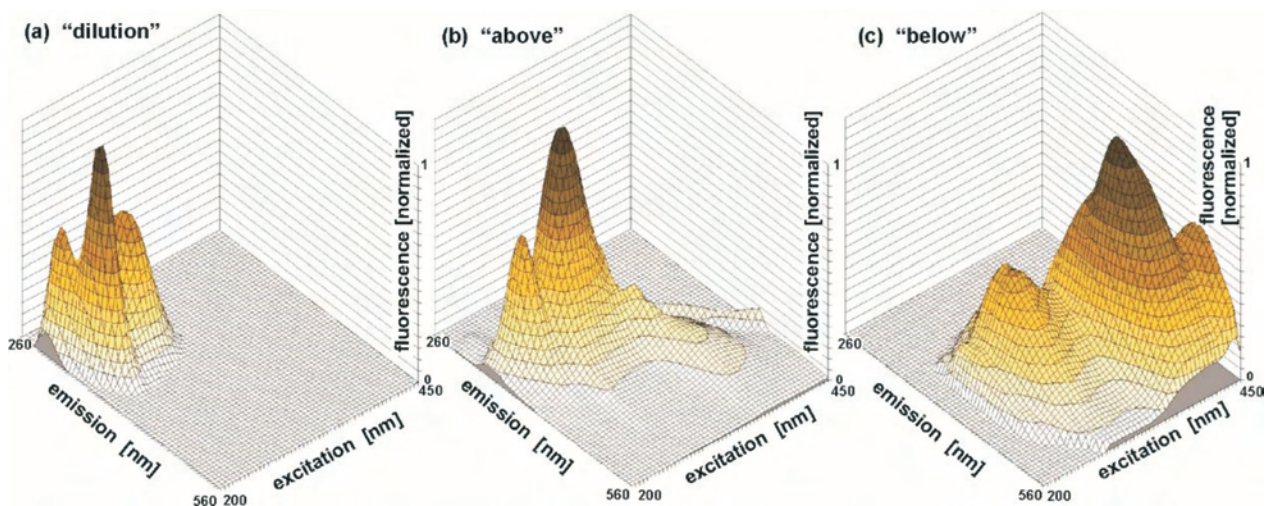


Fig. 4. Excitation-Emission spectra (EEMs) of used lubricate oil (178 h in engine circuit) measured in three methods (explained in Fig. 3)
 Rys. 4. Widma zupełne oleju przepracowanego (178 godzin w obiegu silnika) wyznaczone trzema sposobami (objaśnionymi na rys. 3)

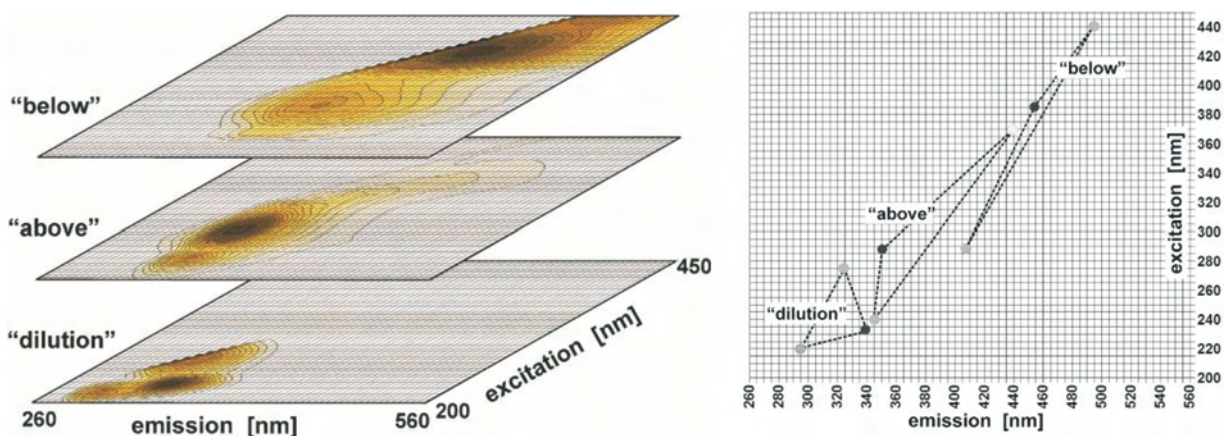


Fig. 5. Regions of oil fluorescence as the dependence on the measuring method (left) and positions of main peaks in relation to studied methods (right)
 Rys. 5. Regiony fluorescencji w zależności od metody pomiarowej (po lewej) i położenia głównych pików w odniesieniu do analizowanych metod (po prawej)

At the current stage of research the categorical declaration which of the above methods should be preferred is impossible. Presented results show indeed well-developed fluorescence spectra of lubricate oil independently on implemented method described above, but it is not known in which method the process of deterioration of oil during its working in engine lubricating circuit will be preferably exhibited.

4. Conclusions

Fluorescence centers that are a part of chemical compounds of lubricate oil deliver a possibility to implement fluorescence techniques for spectral characterization of those refinery products directly in the studied medium using optical fiber system connecting spectrofluorometer with the point where the oil is placed. The head of optical fiber sensor can be positioned above the oil surface or can be immersed into oil. It turned out that the shape of fluorescence spectrum depends on measurement circumstances. Relatively well developed spectrum is observed when the head of optical fiber sensor is immersed. Obtained results allow to suggest that degree of oil deterioration during its work in the engine may be linked to the spectrum of its fluorescence. However, the precise relationship would require further research.

Acknowledgements

This paper was partially supported by the Gdynia Maritime University by grants No. 06/BMN/M/2015 and 360/DS/2015. Authors would like to special thanks for Dr. Eng. Andrzej Młynarczak to make available samples of both fresh and used oil Titan Truck Plus 15W40.

Na obecnym etapie badań jeszcze nie można zdecydować, która z omówionych metod pomiarowych powinna być preferowana. Przedstawione wyniki wskazują, że niezależnie od użytej metody oleje smarne wykazują zdolność do fluorescencji rejestrowanej w postaci dobrze rozwiniętych widm, jednakże która z metod byłaby najbardziej dogodna do określania stopnia zużycia oleju smarnego pokażą wyniki dodatkowych badań.

4. Wnioski

Niektóre związki chemiczne wchodzące w skład oleju smarnego to centra fluorescencyjne, co stwarza możliwość zastosowania technik fluorescencyjnych do spektralnego opisu produktów rafineryjnych bezpośrednio w badanym medium, używając systemu światłowodowego połączonego ze spektrofluorymetrem. Głowica światłowodu może być umiejscowiona nad powierzchnią oleju lub pod powierzchnią. Okazuje się jednak, że kształt widma fluorescencji zależy od warunków pomiaru. Względnie dobrze rozwinięte widmo fluorescencji powstaje, kiedy końcówka światłowodowego sensora jest zanurzona w oleju. Otrzymane wyniki pozwalają sugerować, że stopień zużycia oleju smarnego w silniku może być wiązany z widmem jego fluorescencji. Jednak dokładne określenie związków wymagałoby dalszych badań.

Podziękowania

Praca była częściowo wspierana przez Akademię Morską w Gdyni w postaci grantów 06/BMN/M/2015 i 360/DS/2015. Autorzy pragną podziękować dr. inż. Andrzejowi Młynarczykowi za pomoc w zdobyciu świeżego i przepracowanego oleju Titan Truck Plus 15W40.

Bibliography/Literatura

- [1] Baszanowska E., Otremba Z. Spectrofluorimetric characteristics of used lubricating oil, *Diagnostyka*, Vol. 15, No. 4, pp. 65-71, 2014.
- [2] Baszanowska E., Otremba Z. Application of fluorescence to diagnose the exploitive quality of engine lube oil, *Logistyka*, No. 6, pp. 1769-1778, 2014.
- [3] Baszanowska E., Zielinski O., Otremba Z., Toczek H. Influence of oil-in-water emulsions on fluorescence properties as observed by excitation-emission spectra, *J. Europ. Opt. Soc. Rap. Public.*, Vol. 8, No. 13069, pp. 13069-1-1369-5, 2013.
- [4] Markova L.V., Myshkin N.K., Ossia C.V., Kong H. Fluorescence Sensor for Characterization of Hydraulic Oil Degradation, *Tribology in industry*, Vol. 29, No. 1&2, 2007.
- [5] Mignani A.G., Ciaccheri L., Díaz-Herrera N., Mencaglia A.A., Ottevaere H., Thienpont H., Francalanci S., Paccagnini A., Pavone F. Optical fiber spectroscopy for measuring quality indicators of lubricant oils, *Proc. of SPIE*, Vol. 7004, pp. 70045R-1-70045R-1-4, 2008.
- [6] Młynarczak A. Investigation of the influence of aftermarket additive on lubricating properties of Titan Truck Plus 15W40 oil used in marine diesel engines, *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni*, nr 76, pp. 62-68, 2012 (in Polish).
- [7] Omrani H., Dudelzak A.E., Hollebone B.P., Looock Hans-Peter Assessment of the oxidative stability of lubricant oil using fiber-coupled fluorescence excitation-emission matrix spectroscopy, *Analytica Chimica Acta*, 811, pp. 1-12, 2014.
- [8] Stelmaszewski A. Fluorescence method for determination of oil identity, *Opt. App.*, Vol XXXIV, No. 3, pp. 405-418, 2004.
- [9] Wierzcholski K., Miszczak A. Algorytm for variable pseudoviscosity coefficients under experimental basis, *Tribologia*, Vol. 44, No. 4, pp.125-136, 2013 (in Polish).

Emilia Baszanowska, PhD – Assistant Prof. in Physics at the Gdynia Maritime University – Faculty of Marine Engineering.

Dr Emilia Baszanowska – adiunkt w Katedrze Fizyki na Wydziale Mechanicznym Akademii Morskiej w Gdyni.

e-mail: eba@am.gdynia.pl



Zbigniew Otremba, DSc., PhD, – Professor in the Gdynia Maritime University – Faculty of Marine Engineering, head of Physics Department.

Dr hab. Zbigniew Otremba – profesor Akademii Morskiej w Gdyni, kierownik Katedry Fizyki na Wydziale Mechanicznym.

e-mail: zotremba@am.gdynia.pl



Impact of flameproof exhaust system on efficiency of selective catalytic reduction

Ecological problems associated with operation of diesel engine in underground excavation areas are discussed. Characteristic features of diesel drives operating in excavation zones threatened by explosion hazard, including technical problems with use of selective catalytic reduction, are presented. The results of stationary tests of flameproof diesel drive, in which selective catalytic reduction of nitrogen oxides (NO_x) was used, are given.

Key words: flameproof exhaust system, NO_x emission, selective catalytic reduction

Wpływ ognioszczelnego układu wylotowego na sprawność metody selektywnej redukcji katalitycznej

W artykule omówiono problemy ekologiczne związane z pracą silnika z zapłonem samoczynnym w wyrobiskach podziemnych. Przedstawiono cechy charakterystyczne spalinowych układów napędowych pracujących w wyrobiskach zagrożonych wybuchem, uwzględniając problemy techniczne związane z zastosowaniem metody selektywnej redukcji katalitycznej. Zaprezentowano wyniki przeprowadzonych badań stanowiskowych ognioszczelnego, spalinowego układu napędowego, w którym zastosowano metodę selektywnej redukcji katalitycznej tlenków azotu.

Słowa kluczowe: ognioszczelny układ wylotowy, emisja tlenków azotu, selektywna redukcja katalityczna

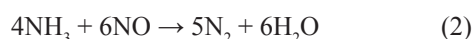
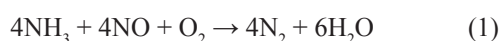
1. Introduction

Emission of gaseous pollutants to the atmosphere is a significant hazard to the natural environment. Diesel engines emit the following basic toxic substances: carbon oxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NO_x), aldehydes (RCHO), sulfur dioxide (SO_2) and particulate matter (PM). Diesel engines used in mining plants emit a lot of nitrogen oxides, due to operation at high load [7]. Distribution of NO_x emission from different sources is presented in Fig. 1 [5]. From the diagram it can be seen that diesel engines used in road and off-road vehicles are responsible for over 43% of total emissions of nitrogen oxides.

At present selective catalytic reduction (SCR) is the most effective method for reduction of nitrogen oxides in exhaust gases from diesel engines. Depending on used reducing agent, the following two variants of this method can be distinguished:

- CH-SCR, reduction of NO_x with the use of hydrocarbons as the reducing agent, NO_x reduction efficiency of up to 80%,
- NH₃-SCR, reduction of NO_x with the use of ammonia as the reducing agent, NO_x reduction efficiency of up to 95%.

Selective reduction of nitrogen oxides with use of ammonia is commonly used in the automotive industry due to its efficiency and cost. In the automotive industry 32.5% urea water solution, under the trade name AdBlue is used, as ammonia is a toxic gas [14]. NO and NO_2 are reduced on the surface of catalytic reactor according to the following reactions [9, 8]:



1. Wprowadzenie

Emisja zanieczyszczeń gazowych do atmosfery stanowi istotne zagrożenie dla środowiska naturalnego. W odniesieniu do silników spalinowych do podstawowych, toksycznych substancji emitowanych przez te silniki zalicza się tlenek węgla (CO), węglowodory (HC), tlenki azotu (NO_x), aldehydy (RCHO), dwutlenek siarki (SO_2), cząstki stałe (PM). Stosowane w zakładach górniczych silniki spalinowe z zapłonem samoczynnym, ze względu na pracę z dużym obciążeniem, emitują dużo tlenków azotu [7]. Na rysunku 1 przedstawiono strukturę emisji NO_x pochodzącej z różnych źródeł [5]. Z analizy rysunku wynika, że silniki spalinowe stosowane w pojazdach drogowych i pozadrogowych są odpowiedzialne za ponad 43% całkowitej emisji tlenków azotu.

Obecnie najbardziej skuteczną metodą zmniejszania stężenia tlenków azotu w spalinach silników o zapłonem samoczynnym jest selektywna redukcja katalityczna (SCR). Rozróżniamy dwa warianty tej metody ze względu na zastosowany czynnik redukujący:

- CH-SCR, redukcja NO_x z wykorzystaniem węglowodorów jako substancji redukującej; sprawność redukcji NO_x do 80%,
- NH₃-SCR, redukcja NO_x z wykorzystaniem amoniaku jako substancji redukującej; sprawność redukcji NO_x do 95%.

Ze względu na dużą skuteczność oraz niewielkie koszty, w przemyśle motoryzacyjnym masowe zastosowanie znalazła selektywna redukcja tlenków azotu amoniakiem. Ponieważ amoniak jest gazem toksycznym, dlatego w motoryzacji wykorzystuje się w 32,5-procentach wodny roztwór mocznika o handlowej nazwie AdBlue [13]. Redukcja NO oraz NO_2 na powierzchni reaktora katalitycznego zachodzi według reakcji (1), (2), (3) [8, 9].

Najczęściej stosowane są reaktory tlenkowe wanadowo-wolframowe na nośniku tlenku tytanu ($V_2O_5/WO_3/TiO_2$).

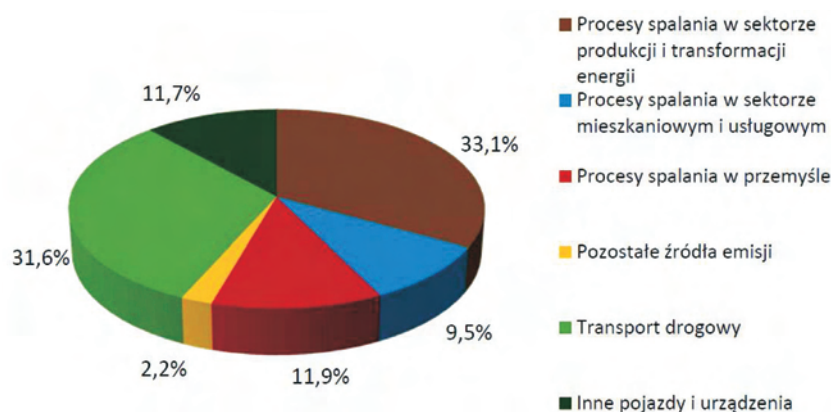
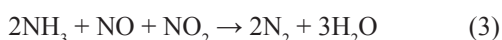


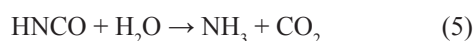
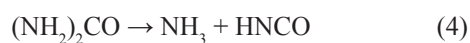
Fig. 1. Distribution of nitrogen oxides emissions in Poland in 2009 [5]

Rys. 1. Struktura emisji tlenków azotu w Polsce w 2009 r. [5]



Reactors with vanadium – tungsten oxides catalyst on titanium oxide as the carrier ($\text{V}_2\text{O}_5/\text{WO}_3/\text{TiO}_2$) are most popular. Moreover, reactors with catalytic zeolite surface with copper ions Cu-ZSM-5 or iron Fe-ZSM-5 are more widely used at present. Reducing agent is injected in front of catalytic reactor, most often just behind the turbocharger outlet, i.e. at the place of highest temperature in the exhaust system. Example of the system for dosing the urea water solution is presented in Fig. 2. In this system, the spraying nozzle is installed in the exhaust pipe at some distance from the valve dosing the agent. In such case, spraying is assisted by compressed air.

Water evaporates at first after injection of urea water solution to the stream of exhaust gases. Then, during flow of the stream through the exhaust system, the following thermolysis and hydrolysis reactions take place:



The amount of reducing agent is strictly determined by the control module depending on the operating parameters of diesel engine. A possibility of emission of ammonia that does not take part in reactions (ammonia slip) from exhaust system is a disadvantage of using the ammonia as reagent. According to the regulations, the permissible ammonia concentration is 25 ppm [13].

2. Design of mining diesel drive in the aspect of nitrogen oxides conversion

Example of a drive system for transportation machines and equipment used in hard coal mining industry, where diesel engines are used, is presented in Fig. 3.

Obecnie coraz szersze zastosowanie znajdują reaktory z katalityczną powierzchnią zeolitową z jonami miedzi Cu-ZSM-5 lub żelazem Fe-ZSM-5. Wtrysk czynnika redukującego następuje przed reaktorem katalitycznym, najczęściej zaraz za wylotem turbosprężarki, to jest w miejscu o największej temperaturze w układzie wylotowym. Na rysunku 2 przedstawiono przykładowy układ dozowania wodnego roztworu mocznika. W tym układzie dysza rozpylająca umieszczona jest w przewodzie wylotowym w pewnym oddaleniu od zaworu dozującego czynnika. Wtedy rozpylanie zwykle jest wspomaganie sprężonym powietrzem.

Po wtrysku wodnego roztworu mocznika do strumienia spalin najpierw następuje odparowanie wody. Następnie, podczas jego przepływu przez układ wylotowy, następują reakcje termolizy oraz hydrolizy (4), (5).

Ilość dozowanego czynnika redukcyjnego jest ściśle określana przez moduł sterujący na podstawie parametrów

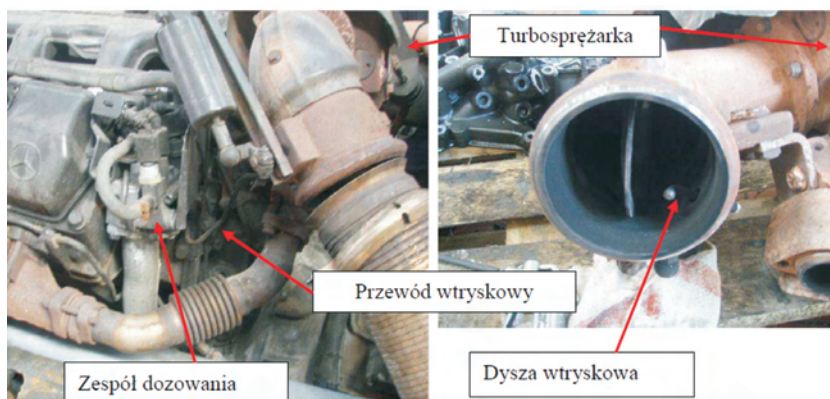


Fig. 2. System for dosing the urea water solution on the example of a truck engine [7]

Rys. 2. Układ dozowania wodnego roztworu mocznika na przykładzie silnik samochodu ciężarowego [7]

pracy silnika spalinowego. Niekorzystną cechą związaną z wykorzystaniem amoniaku jako reagenta jest możliwość emisji z układu wylotowego części amoniaku, niebiorącego udziału w reakcjach (ammonia slip). Przepisy w tym zakresie dopuszczają stężenie amoniaku wynoszące 25 ppm [13].

2. Budowa górniczego napędu spalinowego w aspekcie konwersji tlenków azotu

Przykładowy układ napędowy maszyn i urządzeń transportowych stosowanych w górnictwie węgla kamiennego, w którym wykorzystuje się silnik spalinowy pokazano na rysunku 3.

Oprócz silnika spalinowego w skład układu wchodzi rozbudowane układy dolotowy i wylotowy, odpowiadające wymaganiom górniczym. Najważniejszym wymaganiem, stanowiącym istotne ograniczenie w stosowaniu silników

Extended inlet and outlet systems, which meet the mining requirements, are beside the diesel engine also major parts of drive system. The limit of maximum temperature of external surfaces of the drive system equal to 150 °C is the most important requirement for diesel engines that drive mining machines. It relates to the case, when flammable dust is present. In the case, when the drive is used in underground excavations, where there is no flammable dust, maximum temperature of the surface of the drive system and the exhaust gases should not exceed 450 °C. This condition applies to all engine components, which are in direct contact with the surrounding atmosphere. This condition is especially important for the catalytic reactors in the systems for reduction of nitrogen oxides, which reach the temperature exceeding this permissible value during operation. Their use requires development of temperature protection for external surfaces, which at the same time will not affect the processes on the surface of the reactor core. All the components included in the exhaust system designed for operation in conditions of gas and coal dust explosion hazard, are presented in Fig. 4.

Assemblies of exhaust system are important from the point of view of the system for conversion of nitrogen oxides. Exhaust systems of diesel drives for mining equipment

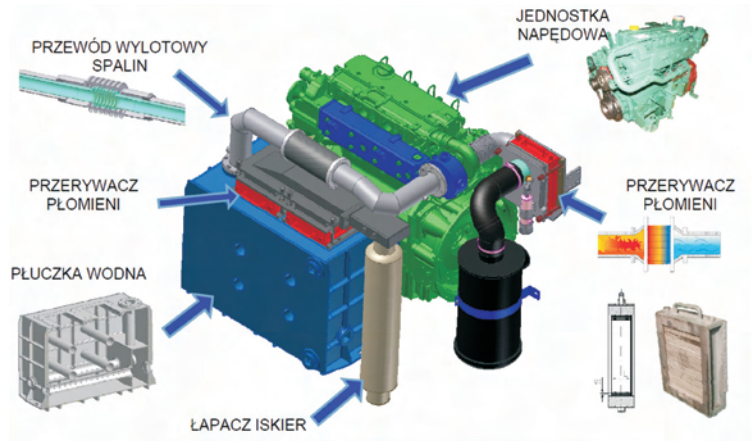


Fig. 3. Diesel engine for operation in potentially explosive atmospheres [7]
Rys. 3. Silnik spalinowy do pracy w atmosferach potencjalnie wybuchowych [7]

spalinowych do napędu maszyn górniczych, jest warunek zachowania maksymalnej temperatury powierzchni zewnętrznych napędu, która nie może przekroczyć 150 °C. Dotyczy to przypadku występowania palnego pyłu, natomiast w sytuacji eksploatacji urządzenia w wyrobiskach podziemnych, w których nie występuje pył palny, maksymalna temperatura powierzchni i spalin, o których mowa wyżej, nie powinna przekraczać 450 °C. Warunek ten dotyczy wszystkich elementów silnika, do których ma dostęp otaczająca atmosfera w najbardziej niekorzystnych warunkach pracy. Jest on szczególnie istotne w odniesieniu do reaktorów katalitycznych wchodzących w skład systemów redukcji tlenków azotu, które podczas pracy osiągają temperaturę przekraczającą dopuszczalne wartości graniczne. Ich zastosowanie wymaga opracowania zabezpieczenia temperaturowego powierzchni zewnętrznych, niewpływającego jednocześnie na procesy zachodzące na powierzchni rdzenia reaktora. Na rysunku 4 przedstawiono schematycznie wszystkie elementy wchodzące w skład układu spalinowego do pracy w warunkach zagrożenia wybuchem gazu i pyłu palnego.

Z punktu widzenia systemu konwersji tlenków azotu istotne są zespoły układu wylotowego. W skład układu wylotowego górniczego napędu spalinowego wchodzi elementy odprowadzające spaliny do otoczenia. Układ taki powinien być wyposażony w przerywacz płomieni oraz łapacz iskier. Zadaniem przerywacza jest zabezpieczenie przed przedostaniem się płomieni z części ognioszczelnej układu wylotowego do otaczającej strefy zagrożenia (rys. 5).

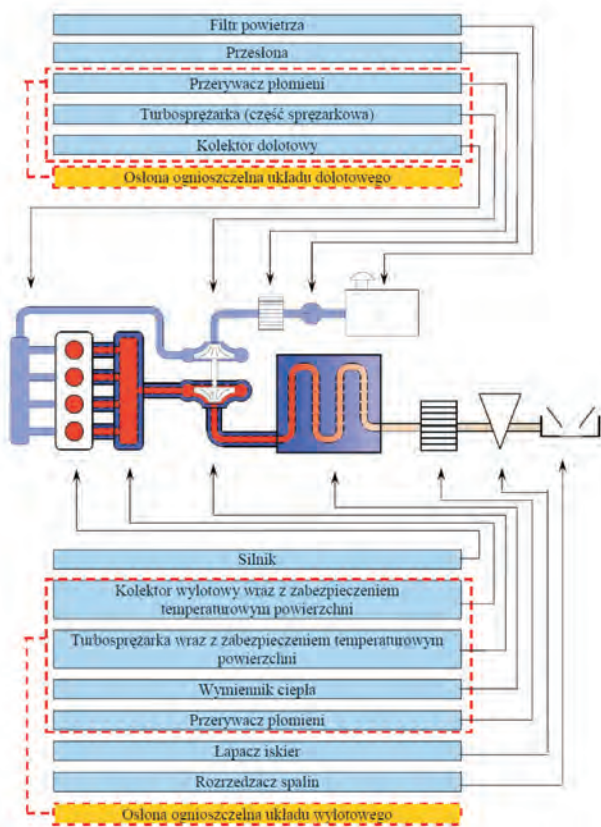


Fig. 4. Diagram of inlet-outlet system of drive unit used in the mining industry [7]

Rys. 4. Schemat układu dolotowo-wylotowego zespołu napędowego stosowanego w górnictwie [7]

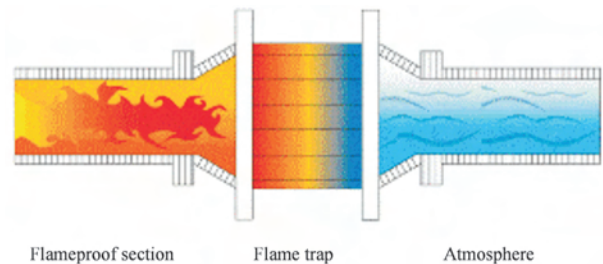


Fig. 5. Principle of operation of a flame trap [7]
Rys. 5. Zasada działania przerywacza płomienia [7]

should be equipped with a flame trap and a spark arrester. The flame trap has to protect against propagation of flames from flameproof section of exhaust system to the surrounding explosive atmosphere (Fig. 5).

Requirement with regards to maximum temperature refers also to exhaust gases, which are just behind the flame trap. Part of exhaust system between flame trap and engine should additionally meet the requirements referring to the flameproof casing and be designed according to the requirements for gases of group I. According to the requirements the flameproof casing should guarantee as follows [11]:

- resistance to pressure of internal explosion during test of most severe explosion that can be expected in a flameproof casing;
- resistance to pressure during the test with the controlled pressure exceeding the highest pressure recorded during the tests at worst conditions of explosion, with maintenance of flameproof casing properties;
- preventing against propagation of internal explosion during the test of most hazardous explosion that can happen inside the flameproof casing. In such conditions the explosion should be stopped in the flameproof casing and not transferred to the surrounding atmosphere.

The highest efficiency of conversion of nitrogen oxides is observed in temperatures above 300 °C [6, 9]. Thus, the catalytic reactor can not be installed out of flameproof zone, because too low temperature of exhaust gases cannot ensure proper reduction of nitrogen oxides. Additionally it should be taken into account that modules of catalytic reactors consist in the first part of an oxidation reactor, which ensures proper ratio between NO and NO₂ and enables decrease of effective temperature of NO_x conversion (Fig. 6) [2].

Exothermic oxidation reactions can increase temperature of exhaust gases above the permissible temperature of 150 °C. Due to this, the system of catalytic reactor has to meet the same requirements as the flameproof part of the exhaust system.

Injection of urea water solution to the exhaust system is required in the system for selective catalytic reduction (SCR)

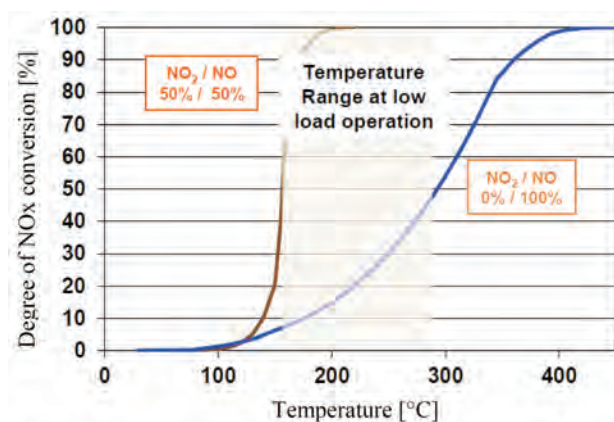


Fig. 6. Degree of NO_x reduction depending on temperature and NO₂/NO ratio [2]

Rys. 6. Stopień redukcji NO_x w zależności od temperatury i stosunku NO₂/NO [2]

Wymóg związany z maksymalną wartością temperatury dotyczy również spalin znajdujących się bezpośrednio za przerywaczem płomieni. Część układu wylotowego pomiędzy przerywaczem płomieni a silnikiem powinna spełniać dodatkowo wymagania dotyczące osłony ognioszczelnej i być zaprojektowana zgodnie z wymaganiami związanymi z gazem grupy I. Według wymagań osłona ognioszczelna powinna gwarantować [11]:

- odporność na działanie ciśnienia wybuchu wewnętrznego w czasie próby, której celem jest wywołanie i pomiar najgroźniejszego wybuchu, jakiego można się spodziewać w osłonie ognioszczelnej,
- odporność na działanie ciśnienia w czasie próby, której celem jest zastosowanie regulowanej wartości ciśnienia, przekraczającej największe ciśnienie stwierdzone w czasie badań, przy najostrożniejszych warunkach wybuchu i wykazanie, że w takich warunkach osłona ognioszczelna zachowuje swoje właściwości,
- zapobieganie przenoszeniu się wybuchu wewnętrznego w czasie próby, której celem jest przeprowadzenie najgroźniejszego wybuchu, jaki może się zdarzyć wewnątrz osłony ognioszczelnej i stwierdzenie, że w tych warunkach wybuch zostaje powstrzymany w osłonie ognioszczelnej i nie przenosi się do otaczającej atmosfery.

Najwyższą skuteczność konwersji tlenków azotu uzyskuje się w temperaturze powyżej 300 °C [6, 9]. Wynika z tego, że reaktor katalityczny nie może być zabudowany poza przestrzenią ognioszczelną, gdyż zbyt niska wartość temperatury spalin może nie zapewnić odpowiednich warunków do redukcji tlenków azotu. Należy również uwzględnić to, że moduły reaktorów katalitycznych składają się w pierwszej części z reaktora utleniającego, zapewniającego odpowiedni stosunek NO do NO₂, który pozwala na zmniejszenie wartości skutecznej temperatury konwersji NO_x (rys. 6) [2].

Egzotermiczne reakcje utleniania stwarzają niebezpieczeństwo zwiększenia temperatury spalin powyżej dopuszczalnej wartości granicznej 150 °C. W związku z powyższym zespół reaktora katalitycznego musi spełniać takie same wymagania jak część ognioszczelna układu wylotowego.

W systemie selektywnej redukcji katalitycznej (SCR), przed reaktorem katalitycznym wymagany jest wtrysk wodnego roztworu mocznika do układu wylotowego. W przeprowadzonych badaniach w ramach pracy [7] zidentyfikowano wpływ układu wylotowego na proces reakcji hydrolizy oraz termolizy, w wyniku których powstają cząstki NH₃ redukujące NO_x na powierzchni katalitycznej reaktora. W wyniku dozowania reagenta bezpośrednio do układu wylotowego ognioszczelnego układu wylotowego występuje duża skłonność osiadania reagenta w postaci depozytu na powierzchni wewnętrznej przewodu wylotowego. Może to być wynikiem konstrukcji, w której przewód wylotowy jest chłodzony oraz zabezpieczony termicznie płaszczem wodnym.

Jednym z istotnych problemów przemyślu motoryzacyjnego związanym z zastosowaniem roztworu mocznika do redukcji tlenków azotu jest jego zamarzanie w ujemnej temperaturze. Wtedy wymagana jest obecność dodatkowej instalacji grzewczej. W przypadku eksploatacji układu SCR

in front of catalytic reactor. Impact of exhaust system on hydrolysis and thermolysis reactions, in the result of which NH_3 particles are formed to reduce NO_x on the catalytic surface of reactor, was identified during the tests within the project [7]. Urea is highly prone to settle on the internal surface of exhaust pipe in a result of its dosing directly to the flameproof exhaust system. It can result from the design in which the pipe is cooled by water jacket.

Freezing of urea solution in the temperature below zero is one of significant problems in the automotive industry associated with use of urea solution for reduction of nitrogen oxides. Additional heating is required in such cases. There is no such a problem in the case of using the SCR system in underground excavations, which simplifies the design of the system.

3. Testing the impact of features of flameproof diesel drive on efficiency of conversion of nitrogen oxides by selective catalytic reduction

Mining drive system equipped with BF4M1013M Deutz diesel engine with a displacement of 4.5 dm^3 , was used in the tests. According to the manufacturer's data it reaches maximum power 81 kW at rotary speed 2300 rpm. Special design of exhaust manifold and turbo compressor meeting the requirements for the engines used in the mining industry, is its characteristic feature. External surfaces of exhaust manifold and turbo compressor are protected against excessive warming by water cooling from engine cooling system. This engine is used in Lds-100K-EMA locomotive, SKZ-81 drivetrain and drivetrain of PIOMA CSP suspended monorail. Test stand for diesel drive for mining operations is presented in Fig. 7.

The test stand was extended by assemblies of the system for selective catalytic reduction for diesel drives for mining operations. The following main sub-systems are part of the stand:

- SCR reactor system with a water jacket,
- system for preparation of the agent,
- system for injection of the agent with dosing control.

Concentration of nitrogen oxides measured in the exhaust system in front of and behind the catalytic reactor during the tests according to variant A, in which cooling of exhaust system by water jacket was not planned, is presented in Fig. 9.



Fig. 7. General view of test stand for diesel drive [7]

Rys. 7. Ogólny widok stanowiska badawczego napędu spalinowego [7]

w wyrobiskach podziemnych problem taki nie występuje, co upraszcza konstrukcję systemu.

3. Badania wpływu cech ognioszczelnego napędu spalinowego na sprawność konwersji tlenków azotu metodą selektywnej redukcji katalitycznej

W badaniach doświadczalnych wykorzystano górniczy napęd spalinowy wyposażony w silnik o zapłonie samoczynnym firmy Deutz, o oznaczeniu BF4M1013M i objętości skokowej $4,5 \text{ dm}^3$. Według danych producenta osiąga on maksymalną moc 81 kW przy prędkości obrotowej 2300 obr/min. Cechą charakterystyczną tego silnika jest specjalna konstrukcja kolektora wylotowego oraz turbosprężarki, wynikająca z konieczności spełnienia wymagań stawianym silnikom stosowanym w górnictwie. Powierzchnie zewnętrzne tych zespołów zabezpieczone są przed nadmiernym nagrzewaniem przez chłodzenie wodne z obiegu chłodzenia silnika. Silnik ten stosowany jest między innymi w lokomotywie Lds-100K-EMA, ciągniku SKZ-81 oraz ciągniku kolei podwieszanej PIOMA CSP. Stanowisko badawcze górniczego napędu spalinowego przedstawiono na rysunku 7.

Stanowisko badawcze rozbudowano o zespoły systemu selektywnej redukcji katalitycznej dedykowane do górniczych napędów spalinowych (rys. 8). W tej części stanowiska można wyróżnić następujące główne podzespoły:

- zespół reaktora SCR z płaszczem wodnym,
- zespół przygotowania czynnika,
- zespół wtrysku czynnika wraz ze sterowaniem.

Na rysunku 9 przedstawiono stężenie tlenków azotu mierzone w układzie wylotu spalin przed reaktorem i za reaktorem katalitycznym podczas badań według założonego wariantu A, w którym zgodnie z założeniami nie przewidywano chłodzenia oraz zabezpieczenia temperaturowego układu wylotowego płaszczem wodnym. W większości punktów cyklu badawczego otrzymano stopień redukcji tlenków azotu NO_x wynoszący powyżej 50%. Porównując wyniki można zauważyć, że zwiększenie prędkości obrotowej oraz obciążenia silnika skutkuje bardziej efektywną pracą reaktora katalitycznego.

Po zakończeniu cyklu badawczego przeprowadzono demontaż układu wylotowego. Zaobserwowano, że ściana

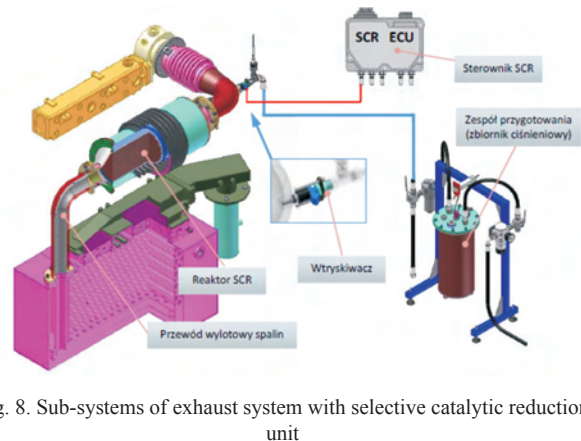


Fig. 8. Sub-systems of exhaust system with selective catalytic reduction unit

Rys. 8. Podzespoły układu wylotowego z układem selektywnej redukcji katalitycznej

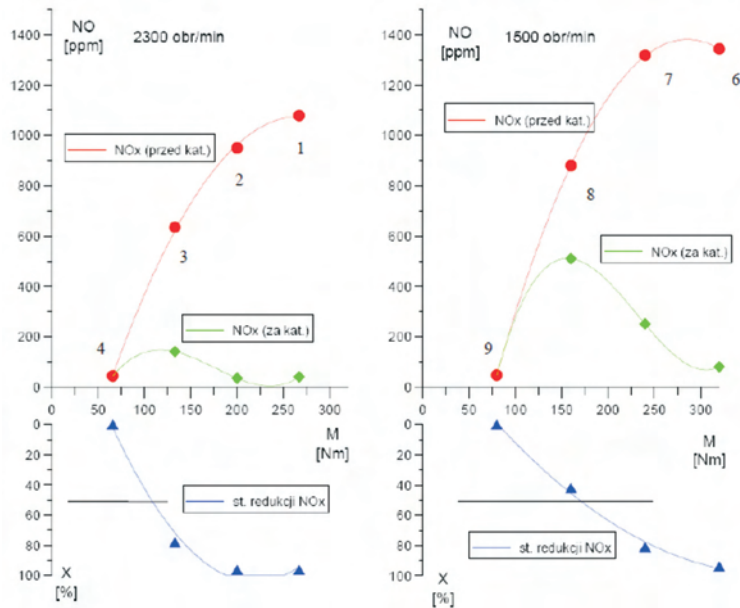


Fig. 9. Concentration of nitrogen oxides and level of their reduction for exhaust system without a water jacket (variant A) [7]

Rys. 9. Stężenie tlenków azotu oraz stopień ich redukcji dla układu wylotowego, w którym nie zastosowano płaszcza wodnego (wariant A) [7]

In most points of the test, the reduction of nitrogen oxides was above 50%. Comparing the results it can be concluded that increase of rotary speed and load of the engine results in more effective operation of the catalytic reactor.

The exhaust system was disassembled after completion of the tests. It was observed that internal wall of the pipe at the section between the reagent injector and the catalytic reactor was covered with powder deposits, which could easily be removed.

Concentration of nitrogen oxides in front of and behind the catalytic reactor during the tests according to variant Bs, in which exhaust system was cooled by the agent from engine cooling system, is presented in Fig. 11. Reduction of NO_x above 50% (69%–91%) was obtained only for points 1 and 2. In the case of rotary speed equal to 1500 rpm the reduction of NO_x in points 6 and 7 was in the range between 28%–36%. Dosing the AdBlue in points 4 and 8 did not change the readings from the analyser of exhaust gases.

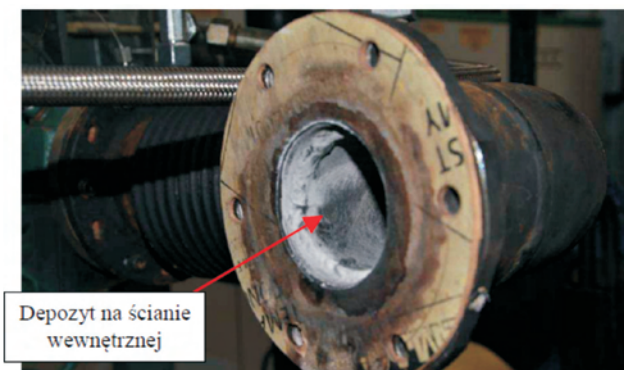


Fig. 10. Internal wall after tests without water jacket [7]

Rys. 10. Ścianka wewnętrzna po próbach bez płaszcza wodnego [7]

wewnętrzna przewodu na odcinku wtryskiwacz reagenta – reaktor katalityczny była pokryta stałymi depozytami o konsystencji proszku, który stosunkowo łatwo można było usunąć (rys. 10).

Na rysunku 11 przedstawiono stężenie tlenków azotu przed reaktorem i za reaktorem katalitycznym w trakcie badań według założonego wariantu Bs, w którym układ wylotowy był chłodzony czynnikiem z układu chłodzenia silnika. Redukcję NO_x powyżej 50% (69%–91%) uzyskano tylko dla punktów 1 i 2 przyjętego cyklu badawczego. Dla prędkości obrotowej 1500 obr/min stopień redukcji NO_x w punktach 6 i 7 mieścił się w zakresie 28%–36%. Dozowanie AdBlue w punktach 4 i 8 cyklu badawczego nie powodowało zmian we wskazaniach analizatora spalin. Uzyskane wyniki świadczą o możliwości uzyskania pożądanej redukcji tylko podczas pracy silnika z dużym obciążeniem, kiedy występuje duża wartość stężenia tlenków azotu w spalinach i jednocześnie dostateczna wartość temperatury spalin do zachodzenia procesu redukcji.

Po przeprowadzeniu badań zdemontowano elementy układu wylotowego. Ściana wewnętrzna przewodu na odcinku od umieszczenia wtryskiwacza aż do reaktora katalitycznego była pokryta warstwą depozytów, która miała szklistą powierzchnię o grubości od 1 mm do 2 mm. Forma osadzonego depozytu na powierzchni przewodu ukształtowana była strumieniem spalin. Wyraźnie zauważalne były miejscami wyżłobienia oraz nacieki (rys. 12, 13). Depozyty osadzały się na ściankach przewodu głównie podczas pracy silnika z małym obciążeniem, kiedy zarówno wartość strumienia przepływających gazów, jak i jego temperatura miały małą wartość. Podczas pracy silnika z dużym obciążeniem warstwa depozytów zniknęła.

Na rysunku 14 przedstawiono zbiorcze wyniki badania konwersji tlenków azotu w układzie wylotowym badanego silnika dla rozpatrywanych wariantów A, Bs. Dolna część wykresu odpowiada temperaturze powierzchni wewnętrznej przewodu wylotowego w początkowej części układu wylotowego. W wariantcie A określono ją jako temperaturę powierzchni zewnętrznej przewodu wylotowego, natomiast w wariantcie B jest to temperatura czynnika chłodzącego na wyjściu z układu wylotowego. W przypadku obecności płaszcza wodnego zauważano wyraźne zmniejszenie sprawności systemu redukcji tlenków azotu. Wysoka temperatura powierzchni wewnętrznej przewodu sprzyja odparowaniu wody oraz reakcji termolizy mocznika, co wystąpiło podczas badania wariantu A. W badaniach w wariantcie Bs, w którym kanały wylotowe były intensywnie chłodzone, proces redukcji tlenków azotu był mniejszy, a na ściankach układu odkładały się stałe depozyty. Zjawiska takie nie wystąpiły natomiast podczas dużego natężenia przepływu i dużej prędkości spalin, kiedy następuje lepsze wymieszanie rozpylonego czynnika z głównym strumieniem spalin. Czynniki w mniejszej ilości dociera wówczas w obszar „chłodnej” ścianki, gdzie może ulec osadzeniu i odkładaniu się depozytów.

The results confirm the possibility of required reduction only during operation of engine at high load, when the concentration of nitrogen oxides in exhaust gases is high and the temperature of exhaust gases is enough for proper reduction.

The components of exhaust system were disassembled after the tests. Internal wall of the pipe between injector and catalytic reactor was covered with a layer of deposits of glassy surface of thickness from 1 mm to 2 mm. The structure of deposit on the surface was shaped by a stream of exhaust gases. Grooves and infiltrations were clearly visible (Fig. 12, 13). The deposits were settling on the pipe walls mainly during operation of the engine at low load, when both flow of exhaust gases and temperature of exhaust gases were lower. The layer of deposits disappeared during operation of engine at high load.

Collective results of testing the conversion of nitrogen oxides in exhaust system of tested engine for variants A and Bs are given in Fig. 14. Lower part of the diagram refers to the temperature of internal surface of exhaust pipe in the first part of the exhaust system. In variant A this is the temperature of external surface of exhaust pipe, and in variant Bs this is the temperature of the cooling agent at the outlet of the exhaust system. Significant reduction of efficiency of the system for reduction of nitrogen oxides was observed in the case, when there was a water jacket was employed. High temperature of internal surface of the pipe favours evaporation of water and urea thermolysis, which took place during testing in variant A. In Bs variant, where exhaust channels were intensively cooled, reduction of nitrogen oxides was lower and solid deposits settled on the walls of the system. Such phenomena did not occur at high flow intensity and high speed of exhaust gases, when sprayed agent is better mixed with the main stream of exhaust gases. Smaller amount of agent reaches the “cool” wall, where it can settle.

4. Summary

Underground excavations are specific places for diesel engines operation, where diesel machines operate in confined space. Mining teams in these spaces are exposed to exhaust gases, especially to nitrogen oxides, which are most hazardous among all components of exhaust gases from diesel engines. While intensive actions aiming at minimization of this problem are noticeable in the market of surface machines, there are no proper designs and methods for conversion of nitrogen oxides for machines operating in underground excavations with explosive atmosphere. Design of a mining drive system for operation in mines with explosive atmosphere was analyzed, taking into account technical problems associated with the use of the system for selective catalytic reduction of nitrogen oxides in exhaust gases. Significant impact of cooling the mining equipment’s exhaust system on the efficiency of conversion of nitrogen oxides, and especially on the amount of deposit settled on the internal wall of the exhaust pipe, was indicated. Elimination of these

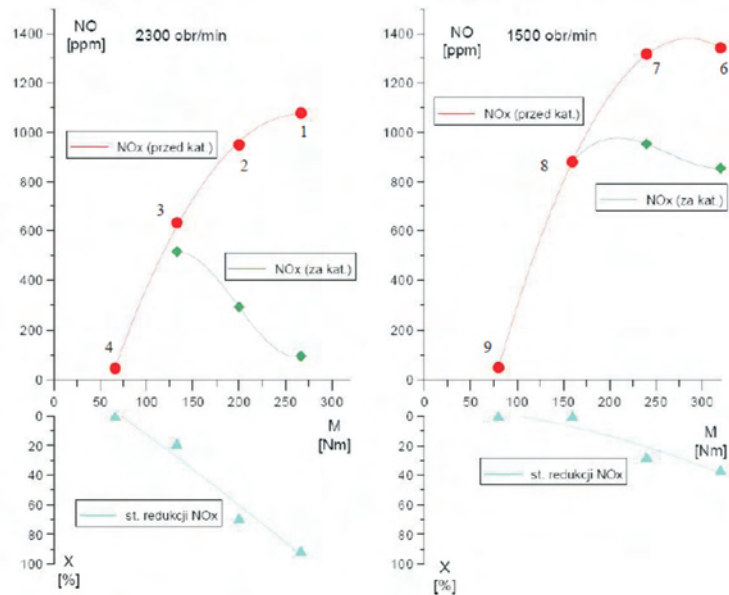


Fig. 11. Concentration of nitrogen oxides and level of their reduction for exhaust system with exhaust pipe cooled by the agent from the engine cooling system (variant Bs) [7]

Rys. 11. Stężenie tlenków azotu oraz stopień ich redukcji dla układu wylotowego z chłodzonym przewodem wylotowym czynnikiem z układu chłodzenia silnika (Wariant Bs) [7]

4. Podsumowanie

Podziemne wyrobiska kopalniane są szczególnym miejscem eksploatacji silników spalinowych, gdzie maszyny spalinowe pracują w przestrzeniach o ograniczonej kubaturze. Pracujące tam załogi górnicze są

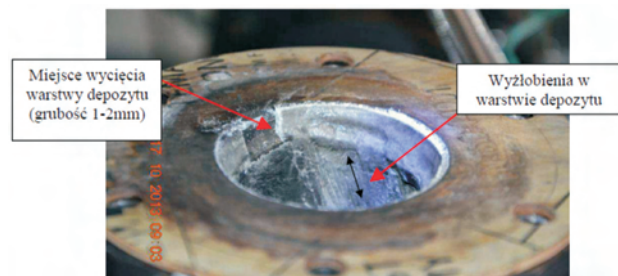


Fig. 12. Internal wall after the tests with cooled exhaust pipe (pipe) [7]

Rys. 12. Ścianka wewnętrzna po próbach z chłodzonym przewodem wylotowym (przewód) [7]



Fig. 13. Internal wall after the tests with cooled exhaust pipe (entry to the pipe) [7]

Rys. 13. Ścianka wewnętrzna po próbach z chłodzonym przewodem wylotowym (wejście do reaktora) [7]

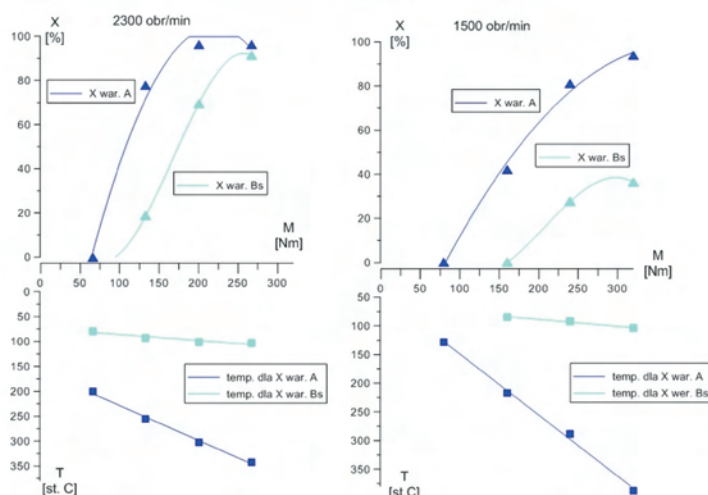


Fig. 14. Comparison of efficiency of the system for reduction of nitrogen oxides depending on configuration of the exhaust system [7]

Rys. 14. Porównanie sprawności układu redukcji tlenków azotu w zależności od konfiguracji układu wylotowego [7]

unwanted effects requires development of a new design of exhaust pipe section between injector and reactor for selective catalytic reduction.

narażone na oddziaływanie spalin, a szczególnie na działanie tlenków azotu, które spośród wszystkich składników spalin silników z zapłonem samoczynnym stanowią największe zagrożenie. O ile na rynku maszyn powierzchniowych zauważalne są intensywne działania zmierzające do zminimalizowania tego problemu, o tyle brak jest odpowiednich konstrukcji i metod konwersji tlenków azotu, dedykowanych do maszyn pracujących w wyrobiskach podziemnych zagrożonych atmosferą wybuchową. W przedstawionej pracy przeprowadzono analizę budowy górniczego zespołu napędowego przeznaczanego do eksploatacji w wyrobiskach zagrożonych atmosferą wybuchową, uwzględniając problemy techniczne związane z zastosowaniem systemu selektywnej redukcji katalitycznej do oczyszczania spalin z tlenków azotu. Przeprowadzone badania stanowiskowe wykazały istotny wpływ systemów zabezpieczenia temperaturowego górniczego układu wylotowego na sprawność konwersji tlenków azotu. W szczególności wykazano jego wpływ na ilość osadzonego depozytu na ścianie wewnętrznej przewodu wylotowego. Eliminacja tego niepożądanego efektu wymaga opracowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych przewodu wylotowego na odcinku pomiędzy wtryskiwaczem a reaktorem selektywnej redukcji katalitycznej.

Bibliography/Literatura

- [1] Bieniek A., Graba M., Lechowicz A. Sterowanie adaptacyjne systemem recyrkulacji spalin w aspekcie obniżenia emisji substancji szkodliwych dla klasycznego silnika ZS. Inżynieria Rolnicza 5(130), 2011.
- [2] Brück R. Highly efficient SCR for SCR only applications for NRMM. Emitec GmbH.
- [3] Brzeźński M., Sala R. Problemy eksploatacji systemów selektywnej redukcji katalitycznej tlenków azotu. Silniki Spalinowe 3/2013.
- [4] Chłopek Z. Ochrona środowiska naturalnego. WKŁ, Warszawa 2002.
- [5] Degórska A. i in. Zanieczyszczenie powietrza w Polsce w 2009 roku na tle wielolecia. IOŚ Warszawa 2011.
- [6] Fridell E., Steen E. Ammonia slip measurements on ships with NO_x converters. IVL Report B1766.
- [7] Kaczmarczyk K. Metoda dostosowania silnika do wymagań stawianych górniczym napędem spalinowym, praca doktorska, Politechnika Krakowska, Gliwice 2014.
- [8] Kamela W., Kruczyński S. Analiz porównawcza reaktorów z katalizatorem platynowym i tlenkowym w procesie redukcji NO_x amoniakiem. Silniki Spalinowe 3/2012.
- [9] Kojtych A. Zastosowanie selektywnej redukcji NO_x amoniakiem (NH_3 -SCR) do pojazdów napędzanych silnikiem z zapłonem samoczynnym. Motrol 6/2004.
- [10] Materiały informacyjne firmy MEHLDAU & STEINFATH Umwelttechnik GmbH.
- [11] PN-EN 1834-2:2002 Silniki spalinowe tłokowe. Wymagania bezpieczeństwa dotyczące projektowania i budowy silników przeznaczonych do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 2: Silniki grupy I przeznaczone do dostosowania w pracach podziemnych zagrożonych występowaniem metanu i/lub palnego pyłu.
- [12] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 19 sierpnia 2005 r. w sprawie szczegółowych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i cząstek stałych przez te silniki (Dz.U. nr 202, poz. 2203).
- [13] www.grupaazoty.com (20 styczeń 2015).

Krzysztof Kaczmarczyk, DEng. – Institute of Mining Technology, Gliwice.

Dr inż. Krzysztof Kaczmarczyk – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Gliwice.

e-mail: kkaczmarczyk@komag.eu



Marek Brzeźński, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.

Dr hab. inż. Marek Brzeźński – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

e-mail: mbrzez@pk.edu.pl



Heavy fuel engines

The principle of operation and chosen examples of construction of SI engines designed to be powered with aviation fuel (Heavy Fuel Engines – HFE) have been presented in the article. Contemporary solutions of the HFE combustion system constitute the further development of a patent of an Australian company Orbital working in the field of two-stroke SI engines. Engines of this type, characterized by low weight and low value of specific fuel consumption, are used among others for the propulsion of drones (Unmanned Aerial Vehicles – UAV), where range and endurance are essential parameters. That is also a practical realization of the military logistical concept of using a "single fuel in the battlefield".

Key words: *drones, Unmanned Aerial Vehicle, UAV, aviation kerosene, SI engine, Jet A, JP-5, JP-8, heavy fuel engines, HFE*

Silniki ZI zasilane paliwem lotniczym

W artykule przedstawiono zasadę działania silników z zapłonem iskrowym i wybrane przykłady konstrukcji tych silników przewidzianych do zasilania paliwem lotniczym na bazie nafty, tzw. HFE (Heavy Fuel Engines). Współczesne rozwiązania systemu spalania HFE stanowią rozwinięcie patentu znanej australijskiej firmy Orbital zajmującej się silnikami dwusuwowymi ZI. Silniki tego typu, charakteryzujące się małą masą i małą wartością jednostkowego zużycia paliwa, stosowane są między innymi do napędu współczesnych dronów, gdzie istotnymi parametrami są zasięg i długotrwałość lotu. System ten wykorzystywany jest również do realizacji wojskowej logistycznej koncepcji stosowania jednego typu paliwa do wszystkich pojazdów.

Słowa kluczowe: *drony, nafta lotnicza, Jet A, JP-5, JP-8, silnik ZI*

1. Introduction

The development of small Unmanned Aerial Vehicles (UAVs, drones) caused the demand for lightweight, efficient and reliable engines that burn "heavy fuel" i.e. kerosene-based fuel like JP-5, JP-8 or Jet-A1. The reason is working towards the Army's "single fuel in the battlefield" concept. That idea born with logistics and safety in mind is not new but nowadays the technical conditions allow for a practical application of such solution. The name Heavy Fuel Engines (HFE) currently refers to the spark ignited (SI) engines designed to be fuelled with aviation fuel, mainly of the JP-8 or Jet-A1 type. Usually HF engines are multi-fuel units working with a wide range of fuels ranging from petrol to Jet-A1 or diesel. The choice of two-stroke SI engines as the propulsion source of small UAVs is caused by their simple construction and low weight enabling a good power to weight ratio which is essential in aviation. Unfortunately, application of the HF combustion system to above mentioned engines leads to a much more complicated design. The fuel unification concept is, however the most important issue from the perspective of the military.

Combustion systems of HF engines are generally based on the Australian firm Orbital's patent which has been in development for many years and is known nowadays as the Air Assisted Direct Injection (AADI). Orbital works mostly on combustion systems for two-stroke engines but recently they began working on four-stroke engines as well.

The specialized engines for propulsion of drones (UAVs) are usually manufactured by companies that have experience in aircraft model-making or recreational aviation and are well known to modellers or experimental aviation enthusiasts.

1. Wstęp

Rozwój małych bezzałogowych pojazdów powietrznych (dronów) spowodował zapotrzebowanie na lekkie, sprawne i niezawodne silniki zasilane „ciężkim paliwem” (*Heavy Fuel*), tzn. paliwem na bazie nafty lotniczej, takim jak: JP-5, JP-8 lub Jet-A1. Powodem jest dążenie do realizacji koncepcji „jednego paliwa na polu walki”. Idea ta, związana z logistyką i bezpieczeństwem, nie jest nowa, ale obecny stan techniki umożliwia jej praktyczne zastosowanie. Nazwa *Heavy Fuel Engines* (HFE) dotyczy współcześnie silników z zapłonem iskrowym (ZI), przeznaczonych do zasilania paliwem lotniczym, głównie JP-8 lub Jet-A1. Na ogół silniki HF są jednostkami wielopaliwowymi, umożliwiającymi pracę przy zasilaniu różnymi typami paliwa w zakresie od benzyny do paliwa lotniczego Jet-A1 lub oleju napędowego. Wybór silników z zapłonem iskrowym jako źródła napędu małych dronów wynika z prostej konstrukcji tych silników i zapewnia korzystny stosunek mocy do masy, co ma zasadnicze znaczenie w lotnictwie. Niestety, zastosowanie systemu spalania HF do wspomnianych silników prowadzi do komplikacji ich konstrukcji. Idea unifikacji paliwa jest jednak dla wojska sprawą najważniejszą.

Systemy spalania silników HF są oparte na patencie australijskiej firmy Orbital. System ten jest rozwijany od wielu lat, a obecnie znany jest pod nazwą *Air Assisted Direct Injection* (AADI), tzn. pneumatyczny wtrysk bezpośredni. Firma Orbital pracuje zasadniczo nad systemem zasilania przewidzianym do silników dwusuwowych, ale ostatnio również silników czterosuwowych.

Silniki specjalizowane do napędu dronów są wykonywane zwykle przez firmy mające doświadczenie w produkcji modeli

The principle of operation of HFE combustion system and chosen examples of its application as engines for propulsion of small drones are presented below.

2. Orbital's Air Assisted Direct Fuel Injection (AADI)

Orbital developed and patented the two-stroke and recently also four-stroke AADI engines combustion systems. This technology is used for example in the outboard engines by the Orbital's licence holders, such as Mercury Marine, Tohatsu or Aprilia. There are also known applications of that patent in water or snow scooters. In these cases AADI applications are all done exclusively as gasoline two-stroke engines. Orbital, however, applied that system to the family of their own FlexDI engines that enable the burning of different fuels including aviation kerosene-based fuel, LPG or CNG.

The schematic diagram of AADI system is presented in Fig. 1. There are two main circuits in that system: fuel supply and air supply. Fuel is pumped from a tank by a pump providing the pressure of about 6 bar. The air compressed to a similar value of 6 bar is delivered by a mechanically driven piston compressor. Both mediums meet in the air-fuel injector unit, which is the essential part of the system. The entire device together with the ignition system is controlled electronically through the use of ECU. The cross section of Orbital Air Assisted Direct Fuel Injector of I generation is shown in Fig. 2.

A conventional fuel injector taken from a petrol MPI system is used to measure precisely the pre-defined dose of fuel into the interface chamber before the direct injector. The interface chamber links the compressed fuel circuit and the compressed air circuit. A mixture of air and fuel is then injected directly into the combustion chamber with use of a direct injector. This injector, presented in Fig. 3, is described by patent authors as a charge injector [2, 3].

The injected air-fuel mixture ignites from the spark afterwards providing possibility of stratified charge combustion [4]. A schematic of the injection process is presented in Fig. 4.

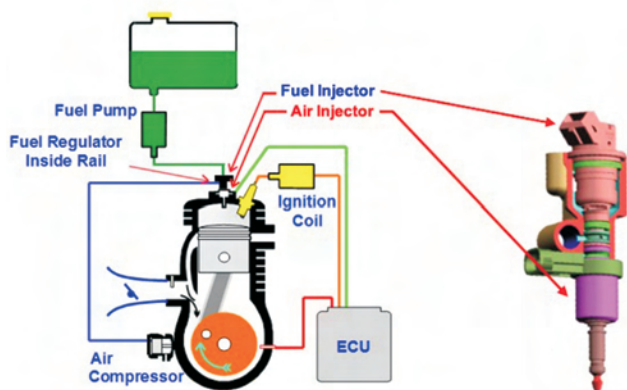


Fig. 1. Schematic diagram of Air Assisted Direct Injection (AADI) system [1]

Rys. 1. Schemat pneumatycznego systemu bezpośredniego wtrysku paliwa (AADI) [1]

latających lub w lotnictwie rekreacyjnym, dobrze znanym entuzjastom modelarstwa i lotnictwa eksperymentalnego.

Poniżej przedstawiono zasadę działania systemu HFE i wybrane przykłady zastosowania tego rozwiązania do silników napędzających współczesne małe drony.

2. Pneumatyczny bezpośredni wtrysk paliwa (AADI) firmy Orbital

Firma Orbital opracowała i opatentowała system pneumatycznego bezpośredniego wtrysku paliwa przewidziany do silników dwusuwowych i ostatnio również czterosuwowych. Rozwiązanie to wykorzystywane jest między innymi w silnikach zaburtowych przez licencjohioborców, takich jak: Merkury Marine, Tohatsu lub Aprilia. Znane są również aplikacje tego patentu w wodnych i śnieżnych skuterach. W powyższych przypadkach wszystkie aplikacje systemu AADI dotyczą wyłącznie silników dwusuwowych z zapłonem iskrowym. Firma Orbital zastosowała jednak system AADI również do opracowanej przez siebie rodziny silników FlexDI, pracujących przy zasilaniu różnymi paliwami, włączając naftę lotniczą, LPG lub CNG.

Schemat pneumatycznego systemu bezpośredniego wtrysku paliwa AADI przedstawiono na rysunku 1. System składa się z dwóch głównych obwodów: zasilania paliwem i zasilania powietrzem. Paliwo jest podawane ze zbiornika przez pompę zapewniającą ciśnienie około 6 bar. Powietrze sprężane do wartości około 6 bar jest dostarczane przez mechanicznie napędzaną tłokową sprężarkę. Oba media spotykają się w paliwowo-powietrznym wtryskiwaczu, który jest zasadniczym elementem systemu. Całe urządzenie wraz z układem zapłonowym jest sterowane elektronicznie (ECU). Przekrój wtryskiwacza I generacji systemu AADI pokazano na rysunku 2.

W celu precyzyjnego odmierzania określonej dawki paliwa do komory wstępnej przed wtryskiwaczem bezpośrednim, zastosowano konwencjonalny wtryskiwacz pochodzący z układu wielopunktowego wtrysku benzyny MPI.

Komora wstępna łączy obwody sprężonego paliwa i sprężonego powietrza. Mieszanka paliwowo-powietrzna jest następnie wtryskiwana do komory spalania za pomocą wtryskiwacza bezpośredniego. Zespół wtryskiwacza przedstawiony na rysunku 3 jest określony przez autorów patentu jako „charge injector” [2, 3].

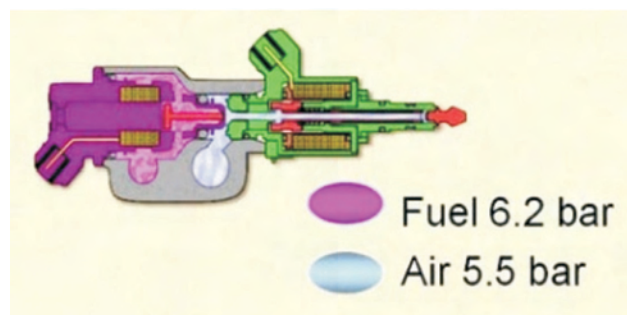


Fig. 2. Orbital I generation Air Assisted Direct Fuel Injector – cross section [2]

Rys. 2. Przekrój wtryskiwacza I generacji systemu AADI [2]

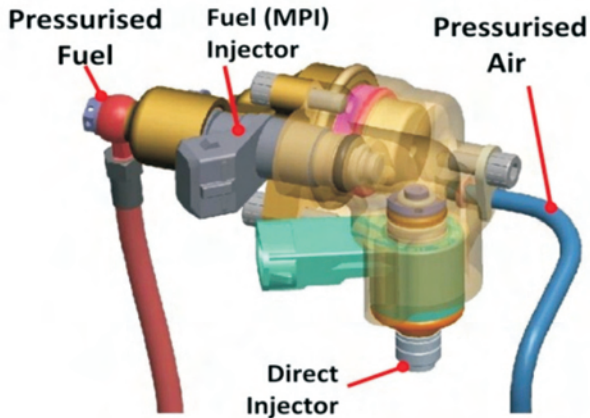


Fig. 3. Contemporary air-fuel mixture injector unit of AADI system [3]
 Rys. 3. Współczesny zespół wtryskiwacza systemu bezpośredniego wtrysku paliwa AADI [3]

AADI system enables the fuel to atomize perfectly preparing it for the combustion process. This air-assist injection atomizes the heavy fuel droplets down to 5–7 micron SMD, which is the atomization characteristics comparable to that of the gasoline spray and can allow for the combustion of both kinds of fuels in SI engines equipped with the AADI system. The air pressure of the injection system is usually about 0.5 to 0.65 MPa. The fuel pressure is controlled with the use of a pressure regulator and measured relative to the air pressure, maintaining a constant pressure difference between 0.1 to 0.25 MPa.

The droplet size for a diesel fuel spray equals 6.8 micron SMD and for gasoline it equals 5.7 micron SMD [5]. The comparison of spray shape of diesel and petrol fuels obtained with use of AADI system is shown in Fig. 5.

Examples of the typical construction of the cylinder head in an engine with ADDI system are presented in Fig. 6. Mounting the air-fuel mixture injector inside the combustion

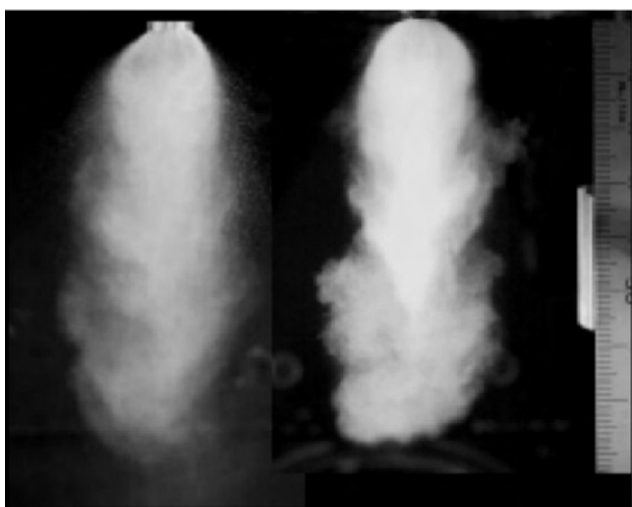


Fig. 5. Comparison of spray shape of diesel fuel (left) and petrol (right) obtained with use of AADI system [5]
 Rys. 5. Porównanie kształtu strugi rozpylonego oleju napędowego (po lewej) i benzyny (po prawej) uzyskanego przy zastosowaniu systemu AADI [5]

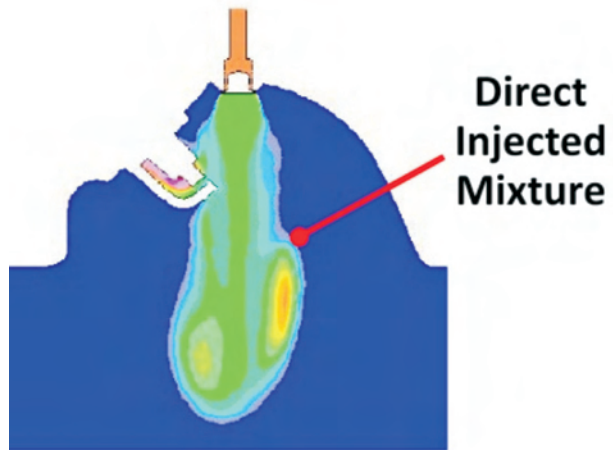


Fig. 4. Scheme of air-fuel mixture injection process implemented by AADI system [4]
 Rys. 4. Schemat wtrysku mieszanki paliwowo-powietrznej realizowanego przez system AADI [4]

Wtrysnięta mieszanka paliwowo-powietrzna zapala się potem od iskry, zapewniając spalanie uwarstwione [4]. Schemat procesu wtrysku przedstawiono na rysunku 4.

System AADI umożliwia doskonałe rozdrobnienie paliwa, przygotowując go do procesu spalania. Przedstawiony układ pneumatycznego wtrysku doskonale atomizuje krople ciężkiego paliwa do średnicy ok. 5–7 μ SMD, co jest wynikiem porównywalnym z charakterystyką rozpylenia benzyny silnikowej i skutkuje możliwością dobrego spalania obu paliw w silnikach ZI, wyposażonych w system AADI. Ciśnienie powietrza w układzie wtryskowym jest utrzymywane na poziomie około 0,5 do 0,65 MPa. Ciśnienie paliwa jest sterowane, w odniesieniu do ciśnienia powietrza, za pomocą regulatora, przy zachowaniu stałej różnicy w granicach od 0,1 do 0,25 MPa.

Średnica kropeł oleju napędowego wynosi 6,8 μ SMD, a dla benzyny 5,7 μ SMD [5]. Porównanie kształtu roz-

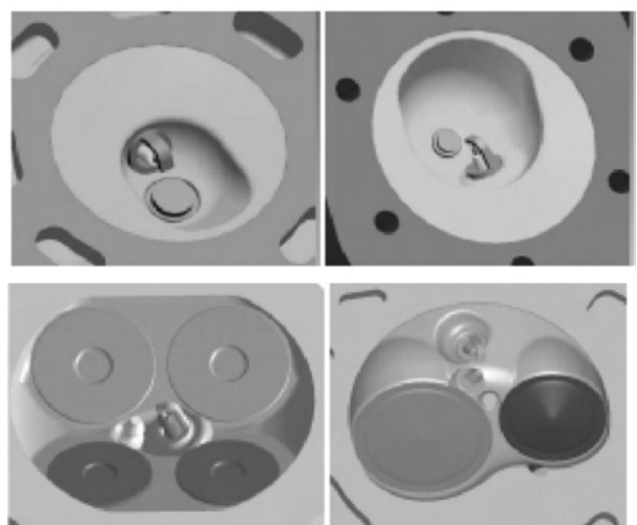


Fig. 6. Examples of a typical construction of the cylinder head in an engine with ADDI system: 2-stroke (top), 4-stroke (bottom) [5]
 Rys. 6. Przykłady typowej konstrukcji głowicy silnika z systemem AADI: 2-suwowego (u góry), 4-suwowego (u dołu) [5]

chamber (cylinder head) is made possible due to the "compact" design of that injector. Even in four-stroke engines fitted with two and four valves there is usually enough space to place the direct injector [5].

The example of a practical realisation of AADI system in one of Orbital's FlexDI two-cylinder, two-stroke HF engine is presented in Fig. 7.

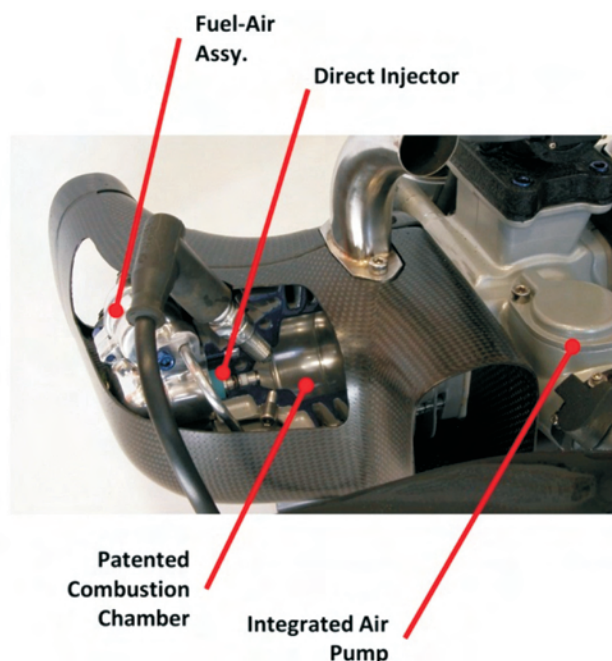


Fig. 7. AADI system components of Orbital FlexDI family engine [6]

Rys. 7. Elementy systemu AADI typoszeregu silników FlexDI firmy Orbital [6]

3. Sonex two-stroke HFE technology

The American firm Sonex Research Inc. developed its own heavy fuel engine (HFE) technology and applied it to the conversion of single and multi-cylinder, lightweight, gasoline engines for the use of heavy fuels. This technical solution leads to similar results of air-fuel mixing as in Orbital's AADI system, but obtained in a thermo-chemical way.

Designed and patented Sonex Combustion System (SCS) is applied among others to engines propelling the Scan Eagle UAV being in service for the U.S. Navy and the Australian Army.

Sonex Combustion System (SCS) together with the also patented Cold Start System (CSS) provide the converted engines with reliable ignition and stable work, when fed with heavy fuel (JP-5, JP-8, Jet-A1 or diesel). CSS consists of a heated fuel vaporizer and a combustion chamber insert performing the role of a control module.

The conversion of an SCS petrol engine fed with heavy fuel maintains the original factory made systems, that is: intake and exhaust systems, fuel injection (or carburettor) system and spark ignition system. The lubrication principle also remains the same – through a lubricant additive to all fuels. No modifications are made to the moving parts, in-

cluding the oil pump and the fuel injection system (AADI) shown in Fig. 5.

Examples of typical construction of the cylinder head of the AADI engine are shown in Fig. 6. The possibility of building the fuel injector in the combustion chamber is achieved thanks to its small dimensions. Even for four-stroke engines, equipped with two or four valves, it is usually sufficient to fit the fuel injector in the combustion chamber [5].

An example of the practical implementation of the AADI system in a two-cylinder, two-stroke engine of the FlexDI family of Orbital is shown in Fig. 7.

3. Dwusuwowy silnik HFE firmy Sonex

American (USA) firm Sonex Research Inc. developed its own HFE system and applied it to the adaptation of light single-cylinder and multi-cylinder ZI engines for the use of heavy fuels. This technical solution leads to similar results of air-fuel mixing as in the AADI system of Orbital, but obtained in a thermo-chemical way.

Developed and patented *Sonex Combustion System* (SCS) – Sonex Combustion System is used among others in engines propelling the Scan Eagle UAV being in service for the U.S. Navy and the Australian Army.

Sonex Combustion System (SCS) together with the also patented Cold Start System (CSS) provide the converted engines with reliable ignition and stable work, when fed with heavy fuel (JP-5, JP-8 or diesel). CSS consists of a heated fuel vaporizer and a combustion chamber insert performing the role of a control module.

Adaptation of the SCS ZI engine for the use of heavy fuels leaves the original systems of the manufacturer, i.e. the intake and exhaust systems, the fuel injection system (or carburetor) and the lubrication system. The same is the way of lubrication – the addition of a lubricant additive to the fuel. No modifications are made to the moving parts, including the piston, which ensures the original compression ratio. After the correction of the piston skirt, the ZI engines adapted for the use of heavy fuels work without knocking and visible smoke.

The elements of the Sonex SCS combustion system are shown in Fig. 8 [7]. The system consists of the cylinder head with the combustion chamber insert („combustion ring”) containing the patented SCS solution and the preheating-starting system with the glow plug. The preheating-starting system with the combustion chamber insert (with the patented micropores) enables the control of the fuel evaporation at the end of the compression stroke in such a way that the heavy fuel evaporates near the glow plug. This ensures the perfect preparation and then the combustion of the fuel-air mixture.

An example of the SCS combustion system applied to the HFE 3W240 engine is shown in Fig. 9, where the combustion chamber insert is visible – R.



Fig. 8. SCS two-stroke HFE system components: combustion chamber insert (left), cylinder head with glow plug heater (middle), original factory made cylinder body (right) [7]

Rys. 8. Elementy systemu spalania Sonex dwusuwowego silnika HF: wkładka komory spalania (po lewej), głowica silnika ze świecą żarową (w środku), cylinder silnika (po prawej) [7]

cluding the piston which results in maintaining the original SI engine compression ratio. SI engines converted to HF feeding operate with knock-free combustion after ignition timing adjustment, producing no visible smoke.

The Sonex Combustion System components are presented in Fig. 8 [7]. The SCS consists of a cylinder head with combustion chamber insert (“combustion ring”) containing the proprietary SCS technology and a heating-ignition system with a glow plug. The heater together with the combustion chamber insert (with patented micro-chambers) enables the control of fuel vaporization at the end of the compression stroke in such a way that a portion of the heavy fuel is vaporized in the vicinity of the spark plug. This results in excellent preparation and combustion of the air-fuel mixture.

The example of SCS applied to 3W240 HF engine is shown also in Fig. 9 where the combustion chamber ring insert (R) is visible.

4. Examples of HFE technology application

4.1. Orbital UAV FlexDI

The example of Orbital two-stroke HF engines is presented in Fig. 10. That is the representative of FlexDI 2-stroke boxer UAV engines family fitted with the AADI system. The general specifications of these engines are shown in Table 1.

Table 1. Orbital FlexDI 2-stroke UAV engines family specifications [6]

Tabela 1. Specyfikacja rodziny dwusuwowych silników Orbital FlexDI przeznaczonych do napędu dronów [6]

Configuration/układ	Single cylinder/ jeden cylinder	2-cylinder boxer/ 2-cylindrowy boxer
Cooling system/system chłodzenia	air/powietrzne	air/powietrzne
Capacity range/objętość skokowa	35–85 cm ³	70–500 cm ³
Power range/zakres mocy	1.8–3.7 kW	3.3–23 kW
Specific performance/moc jednostkowa	0.62–0.92 kW/kg	0.60–1.61 kW/kg
SFC at cruise/jednostkowe zużycie paliwa podczas lotu	330–310 g/kWh	340–300 g/kWh
TBO/resurs	250–500 h	300–500 h

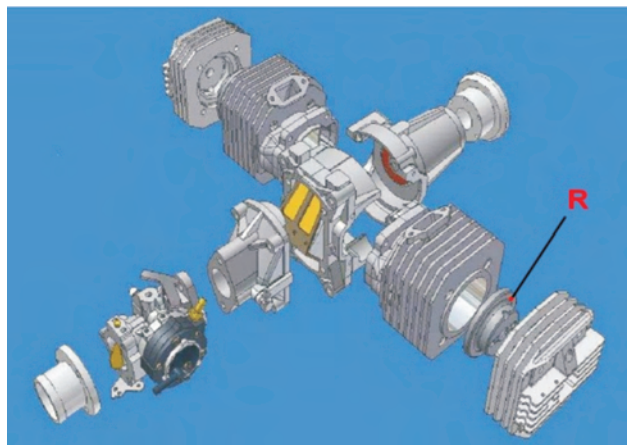


Fig. 9. SCS 3W240 HFE Assembly; R – combustion chamber ring insert [8]

Rys. 9. Elementy układu SCS silnika 3W240 HFE; R – pierścieniowa wkładka komory spalania [8]

4. Przykłady zastosowania techniki HFE

4.1. Silniki FlexDI firmy Orbital do napędu dronów (UAV)

Przykład dwusuwowego silnika HF firmy Orbital przedstawiono na rysunku 10. Jest to reprezentant rodziny silników boxer FlexDI wyposażonych w system bezpośredniego pneumatycznego wtrysku paliwa AADI, przewidzianych do napędu dronów (UAV). Ogólne dane techniczne rodziny silników Orbital FlexDI przedstawiono w tabeli 1.



Fig. 10. Example of Orbital FlexDI two-stroke family engine [9]

Rys. 10. Przykład rodziny silników FlexDI firmy Orbital [9]

4.2. Silniki HF firmy Hirth-Orbital

Niemiecka firma Hirth jest producentem między innymi silników typu HF do bezzałogowych pojazdów powietrznych (UAV). Firma Hirth jest licencjobiorcą systemu AADI firmy Orbital i wykorzystuje tę technologię w swoich silnikach. Dystrybutor lotniczych silników Hirth w USA RecPower wspólnie z przedstawicielem firmy Orbital na rynku amerykańskim są dostawcami silników do napędu dronu Bat UAV produkowanego przez firmę Northrop Grumman.

4.2. Hirth-Orbital HF engines

The German firm Hirth is a manufacturer of HF engines for UAVs. Hirth is the licensee of Orbital's Air Assisted Direct Fuel Injection (AADI) and uses this technology in its new engines. The U.S. distributor for Hirth aircraft engines RecPower together with Orbital's U.S. representative are the suppliers of engines for propulsion of Northrop Grumman's drone Bat UAV.

The interesting solution developed by Hirth for heavy fuel engines is the use of carbon (graphite) pistons applied to S1200 HF and 3503 HF engines. These pistons have practically zero thermal expansion which allows for piston-to-cylinder wall clearances of 0.01 compared with a typical 0.1 mm for aluminium pistons. The composite pistons are equipped with only two piston rings, being utilized for centring purposes only. Hirth carbon piston used in 3503 HF engine, engine 3503 HF and its data are presented in Figs 11–13 and in the Table 2.



Fig. 11. Carbon piston of Hirth S1200 HF and 3503 HF engines [10]
Rys. 11. Grafitowy tłok silników Hirth S1200 HF oraz 3503 HF [10]

Table 2. Hirth 3503 HF engine specifications [11]

Tabela 2. Specyfikacja silnika Hirth 3503 HF zasilanego naftą lotniczą [11]

Type/typ	Two-cylinder, two-stroke/ dwucylindrowy, dwusuwowy
Displacement/objętość skokowa	625 cm ³
Stroke/skok tłoka	69 mm
Bore/średnica cylindra	76 mm
Max. power/moc maksymalna	45 kW at 6500 rpm
Max. torque/moment maksymalny	67.5 Nm at 6000 rpm
Mixture formation/tworzenie mieszanki	AADI (Orbital system)
Ignition system/układ zapłonowy	CDI programmable/ CDI programowalny
Generator/prądnica	2500 W, 20 A, 12 V
Cooling/chłodzenie	Liquid cooling/cieczą
Lubrication/smarowanie	Oil injection/wtrysk oleju
Weight/masa	30 kg with exhaust and coolant/30 kg z ukl. wylot. i chłodziwem
Start device/urządzenie rozruchowe	Recoil starter/odłączalne
Direction/kierunek obrotów	Counter clockwise, view to output shaft/w lewo, patrząc od strony końcówki wału odbioru mocy
Fuel/paliwo	JP-5/JP-8/Jet-A1

Interesującym rozwiązaniem opracowanym przez firmę Hirth dla silników na paliwo ciężkie jest użycie grafitowych tłoków w silnikach S1200HF i 3503HF. Tłoki te mają prawie zerową rozszerzalność cieplną, która umożliwia zastosowanie luzu między tłokiem a cylindrem 0,01 mm w porównaniu do typowej wartości 0,1 mm dla tłoków aluminium. Kompozytowe tłoki są wyposażone jedynie w dwa pierścienie służące do centrowania w tulei. Tłok grafitowy Hirth stosowany w silniku 3503 HF oraz silnik 3503 HF przedstawiono na rysunkach 11–13 oraz w tabeli 2.



Fig. 12. Hirth 3503 HF engine with 2 kW generator for UAV application – right side view [11]

Rys. 12. Silnik Hirth 3503 HF – widok z prawej strony [11]



Fig. 13. Hirth 3503 HF engine with 2 kW generator for UAV application – left side view [10]

Rys. 13. Silnik Hirth 3503 HF z generatorem o mocy 2 kW przeznaczony do napędu dronu – widok z lewej strony [10]

Hirth S1200 HF engine is a two-stroke, two-cylinder-opposed engine, air-cooled, with air assisted direct fuel injection (AADI) system. For more precise control of the charge interchange a reed valve is applied. The engine is equipped, like the majority of engines of that type, with altitude and temperature compensation. That feature enables efficient work at an altitude above 5000 m and reliable start in temperature range of -40 to $+50$ °C.

That engine is designated for reconnaissance air vehicles and all other propeller driven UAVs. An example of the S1200HF engine application as a propulsion unit as mentioned above is the Bat STUAV (Small Tactical Unmanned Aerial Vehicle), manufactured by Northrop Grumman.

The S1200 HF engine is presented in Fig. 14, and its basic specifications are shown in Table 3.



Fig. 14. Hirth S1200 HF engine with AADI system [12]

Rys. 14. Silnik Hirth S1200 HF wyposażony w układ wtrysku paliwa AADI [12]

4.3. Ricardo Wolverine 3 HFE

Wolverine 3 HF engine is designed by Ricardo for lightweight UAVs. It is a 2.3 kW power, two-cylinder, two-stroke, air-cooled engine with spark ignition and direct fuel injection system developed by Ricardo. Lubrication is provided with use of oil injection. The piston geometry with a patented head shape, one-piece connecting rods with rolling-element big-end bearings and Nikasil-coated cylinder liners are the examples of advanced technology applied in that engine [14, 15].

The integrated 500 W motor-generator is adapted by Ricardo from a medical-robotics application. It provides supplemental power to the UAV and also enables the hybrid-electric aircraft to operate quietly in all-electric mode with the use of batteries charged during former flight.

The front and rear view of Wolverine 3 are presented in Figs 15 and 16. The engine was used for propulsion of Nightwind 2 UAV which is a blended-wing design with a 2-m wingspan, built by Unmanned Aerial Systems of Las Vegas [13]. The engine drives the pushing propeller directly without gear reduction at 6000 crankshaft rpm.

Basic specifications of the Wolverine 3 engine are presented in Table 4.

Silnik Hirth S1200 HF to jednostka dwusuwowa, dwucylindrowa w układzie boxer, wyposażona w bezpośredni pneumatyczny system wtrysku paliwa AADI. Dla precyzyjniejszego sterowania wymianą ładunku zastosowano zawór membranowy. Silnik jest wyposażony, jak większość silników tego typu, w kompensację wysokościową i temperaturową dawki paliwa. Urządzenie to umożliwia sprawną pracę silnika na wysokości ponad 5000 m i niezawodny rozruch w zakresie temperatury od -40 to $+50$ °C.

Silnik jest przewidziany do rozpoznawczych dronów i innych bezzałogowych pojazdów powietrznych z napędem śmigłowym. Przykładem zastosowania tego silnika jako jednostki napędowej jest wspomniany Bat STUAV (Mały Taktyczny Bezzałogowy Pojazd Powietrzny) produkowany przez firmę Northrop Grumman.

Silnik S1200 HF jest przedstawiony na rysunku 14, a jego główne dane techniczne w tabeli 3.

Table 3. Hirth S1200 HF engine specifications[12]

Tabela 3. Specyfikacja silnika Hirth S1200 HF zasilanego naftą lotniczą [12]

Type/typ	Two cylinder, two-stroke boxer/ dwucylindrowy, dwusuwowy boxer
Displacement/objętość skokowa	130 cm ³
Stroke/skok tłoka	37 mm
Bore/średnica cylindra	47 mm
Max. power/moc maksymalna	10 kW at 6500 rpm
Control/sterowanie	Reed valve/zawór membranowy
Mixture formation/tworzenie mieszanki	AADI (Orbital system), altitude and temperature compensation/ AADI (Orbital system), kompensacja wysokościowa i temperaturowa
Ignition system/układ zapłonowy	CDI programmable/ CDI programowalny
Cooling/chłodzenie	Air cooling/powietrzem
Weight/masa	4.5 kg with exhaust system/ 4,5 kg z układem wylotowym
Length/długość	145 mm
Width/szerokość	240 mm
Direction/kierunek obrotów	Clockwise, view to output shaft/ w prawo, patrząc od strony końcówki wału odbioru mocy
Speed range/prędkość obrotowa	1800 – 6500 1/min
Fuel/paliwo	JP-5/JP-8/Jet-A1
Lubrication/smarowanie	Oil injection/wtrysk oleju

4.3. Silnik Ricardo Wolverine 3 HF

Silnik Wolverine 3 HF został zaprojektowany przez firmę Ricardo do lekkich dronów powietrznych. Jest to silnik ZI o mocy 2,3 kW, dwucylindrowy, dwusuwowy, chłodzony powietrzem, wyposażony w układ bezpośredniego wtrysku paliwa, będący opracowaniem własnym Ricardo. Smarowanie odbywa się przez wtrysk oleju. Przykładami zaawansowanej techniki zastosowanej w tym silniku są: geometria tłoków



Fig. 15. Ricardo Wolverine 3 HF engine – front view [16]
Rys. 15. Silnik Ricardo Wolverine 3 HF – widok z przodu [16]

Table 4. Specifications of the Wolverine 3 HF engine [15]
Tabela 4. Specyfikacja silnika Wolverine 3 HF [15]

Type/typ	Two-cylinder, two-stroke/ dwucylindrowy, dwusuwowy
Cooling/chłodzenie	Air cooling/powietrzem
Power/moc	2.3 kW (3.1 HP)
Displacement/objętość skokowa	88 cm ³
Max. speed/maks. prędkość obrotowa	6000 rpm
Ignition/zapłon	Spark/iskrowy
Fuel Injection/wtrysk paliwa	Direct (Ricardo system)/ bezpośredni (system Ricardo)
Starting device/urządzenie rozruchowe	Starter/Generator 500W/ prądniczo-rozrusznik 500W
Width/szerokość	267 mm
Height/wysokość	175 mm
Length/długość	193 mm

4.4. XRD i Multiple Fuel Engines

XRD i company working on light-weight, fuel efficient, low emission propulsion systems, developed the Multiple Fuel Engines (MFE) where their own patented technology of air-fuel mixture building (MCDI) has been applied [18]. This system results in the similar operation abilities of engine fed with heavy fuel as AADI, hence, the name MFE is equivalent to HFE.

The spark ignited XRD i MFE can be fed with petrol or kerosene-based fuels as well as bio-diesel and ethanol.

The Mechanical Compression Direct Injection (MCDI) is the XRD i technology which provides a perfect atomization and high level of fuel charge stratification in the main combustion chamber.

The MCDI system makes use of a small compressor that is attached to each cylinder (one compressor to one cylinder) and injects the air-fuel mixture into the combustion chamber through a delivery valve. The excellent atomization of the fuel, including for low evaporation (heavy) types of fuels, enables its reliable ignition and combustion at low ambient

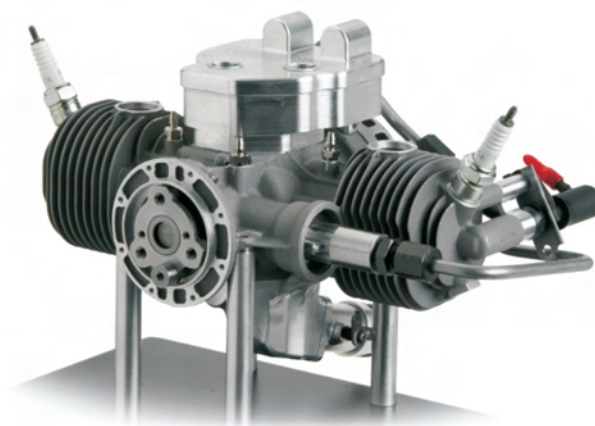


Fig. 16. Ricardo Wolverine 3 HF engine – rear view [17]
Rys. 16. Silnik Ricardo Wolverine 3 HF – widok z tyłu [17]

z prawnie zastrzeżonym kształtem denka, niedzielone korbowody z łożyskiem tocznym w stopie oraz tuleje cylindrowe pokryte stopem Nikasil [14, 15].

Zintegrowany silnik-generator zaadaptowano z obszaru biorobotyki. Zapewnia on dodatkową energię dla dronu oraz umożliwia mu działanie w trybie wyłącznie elektrycznym z użyciem akumulatorów ładowanych podczas poprzedniego lotu.

Silnik Wolverine 3 (z przodu i z tyłu) przedstawiono na rysunkach 15 i 16. Silnik został użyty do napędu dronu Nighthwind 2, który jest konstrukcją o rozpiętości 2 m, zbudowaną przez Unmanned Aerial Systems z Las Vegas [13]. Silnik napędza śmigło w układzie pchającym bez użycia reduktora, z prędkością obrotową wału korbowego 6000 1/min.

Podstawowe dane techniczne silnika Wolverine 3 przedstawiono w tabeli 4.

4.4. Wielopaliwowe silniki firmy XRD i

Firma XRD i zajmująca się lekkimi, sprawnymi i nisko-emisyjnymi układami napędowymi, opracowała rodzinę silników wielopaliwowych (MFE), w których zastosowano własny patent dotyczący tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej po nazwą MCDI [18]. Efekt działania systemu MCDI jest podobny, pod względem możliwości pracy silnika zasilanego paliwem ciężkim, do układu AADI, stąd nazwy MFE i HFE są równoważne.

Silniki ZI MFE firmy XRD i mogą być zasilane benzyną lub paliwem na bazie ropy, a także biopaliwem (biodiesel) i etanolem.

Technologia MCDI (*Mechanical Compression Direct Injection*) zapewnia doskonałą atomizację paliwa i uwarstwienie ładunku w głównej komorze spalania.

System MCDI wykorzystuje małą sprężarkę, która jest przymocowana do każdego cylindra (jedna sprężarka na jeden cylinder) i wtryskuje mieszanke paliwowo-powietrzną do komory spalania przez zawór tłoczny. Doskonała atomizacja paliwa, włącznie z typami wysokowrzęcymi (ciężkimi), umożliwia pewny zapłon i spalanie w niskiej temperaturze otoczenia. Ponadto system MCDI tworzący uwarstwiony ładunek przy użyciu zaworu tłoczego, eliminuje zjawisko detonacji [18].



Fig. 17. XRDi 75 cm³ HF engine [19]
Rys. 17. Silnik XRDi 75 cm³ HF [19]

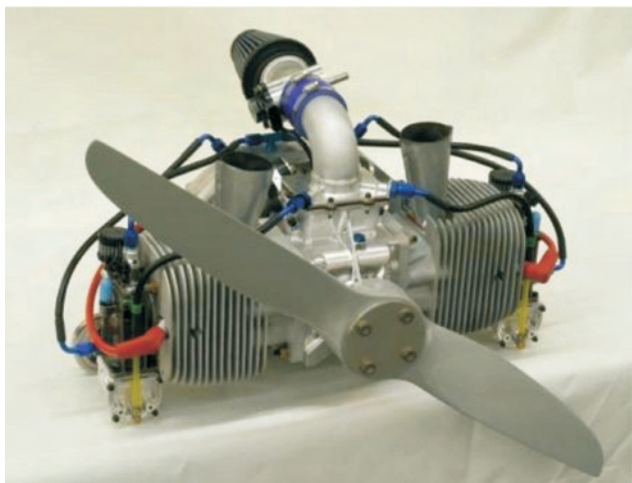


Fig. 19. XRDi 400 cm³ HF engine [21]
Rys. 19. Silnik XRDi 400 cm³ HF [21]

temperature. Besides, the MCDI system making a stratified charge by use of delivery valve mechanism also eliminates the detonation phenomenon [18].

The examples of XRDi Multiple Fuel Engines are presented in Figs 17 to 20 and chosen corresponding specifications of engines in Tables 5 and 6.

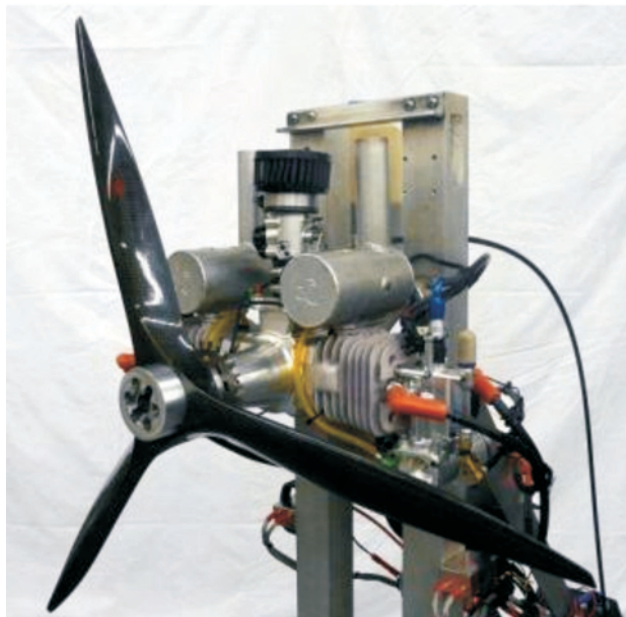


Fig. 18. XRDi 150 cm³ HF engine on test stand [20]
Rys. 18. Silnik XRDi 150 cm³ HF na stanowisku badawczym [20]

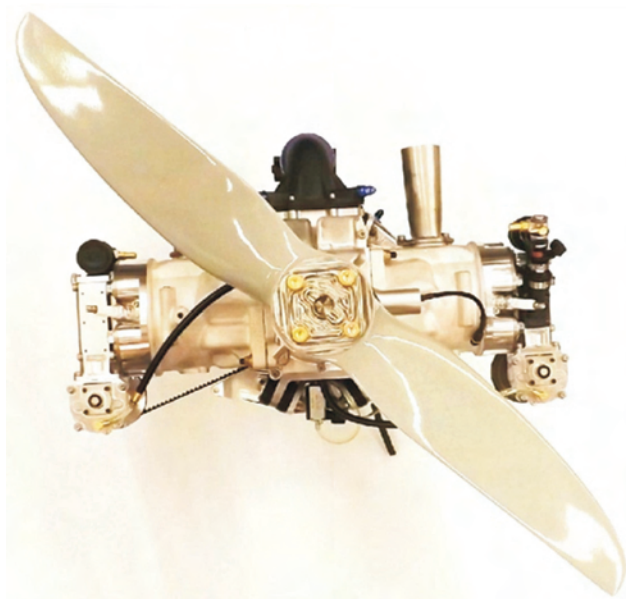


Fig. 20. XRDi 530 cm³ HF engine [22]
Rys. 20. Silnik XRDi 530 cm³ HF [22]

Przykłady silników z rodziny Multiple Fuel Engines firmy XRDi przedstawiono na rysunkach 17–20, a wybrane odpowiednie specyfikacje techniczne silników podano w tabelach 5 i 6.

4.5. Silnik NW-44 EFI HFE

Firma NWUAV (Northwest UAV) powstała w 2005 roku w związku z rosnącym zapotrzebowaniem na systemy napędowe i ich komponenty wymagane przez producentów bezzałogowych pojazdów powietrznych. Szczególny obszar zainteresowania firmy NWUAV stanowi obecnie rozwój silników typu HF, spełniających wspomniane wyżej wymagania wojska dotyczące „jednego paliwa na polu walki”.

Table 5. XRDi 75 cm³ engine specifications [19]Tabela 5. Specyfikacja silnika XRDi 75 cm³ [19]

Engine/silnik	75 cm ³
Type/typ	Single cylinder/jednocylindrowy
Displacement/objętość skokowa	75 cm ³
Mixture control/tworzenie mieszanki	MCDI
Bore/średnica cylindra	49 mm
Stroke/skok tłoka	40 mm
Power/moc	4.4 kW
Ignition/zapłon	Dual plug ECU controlled/ dwaświecowy, elektroniczny
Cooling/chłodzenie	Air or liquid/ powietrzem lub cieczą
Weight/masa	2.86 kg
Speed range/prędkość obrotowa	3000–7000 1/min
Fuel/paliwo	Any US military grade fuel/ dowolne stosow. przez wojsko USA
Lubrication/smarowanie	Oil injection/wtrysk oleju
Temperature range/zakres temperatury	–30 °C to + 55 °C
Expected TBO/spodziewany resurs	>150 hours/>150 h

4.5. NW-44 EFI HFE engine

The NWUAV firm (Northwest UAV) was established in 2005 [23] to meet the growing demand for companies that



Fig. 21. NW-44 EFI HFE engine; basic configuration [27]

Rys. 21. Silnik NW-44 EFI HFE; wersja podstawowa [27]

Table 6. XRDi 400 cm³ engine specifications [21]Tabela 6. Specyfikacja silnika XRDi 400 cm³ [21]

Engine/silnik	400 cm ³
Type/typ	Two-cylinder
Displacement/objętość skokowa	400 cm ³
Mixture control/tworzenie mieszanki	MCDI
Bore/średnica cylindra	65.15 mm
Stroke/skok tłoka	60 mm
Power/moc	25.7 kW at 7000 rpm
Ignition/zapłon	Dual plug ECU controlled/ dwaświecowy, elektroniczny
Cooling/chłodzenie	Air or liquid/ powietrzem lub cieczą
Weight/masa	15 kg (with electronics)/ 15 kg (z układem elektronicznym)
Speed range/prędkość obrotowa	4000–8000 1/min
Fuel/paliwo	Any US military grade fuel/ dowolne stosow. przez wojsko USA
Lubrication/smarowanie	Oil injection/wtrysk oleju
Temperature range/temp. pracy	–30 °C to + 55 °C

Silnik NW-44 EFI HFE przedstawiony na rysunkach 21–23 jest produkowany całkowicie w USA, aby zapewnić w przyszłości ciągłość dostaw, co jest wymaganiem logistyki wojskowej. Silnik ten jest przeznaczony do bezałogowych pojazdów powietrznych typu HALE (*High Altitude Long Endurance*) o masie mniejszej niż 25 kg.

Firma NWUAV opracowała i zastosowała w silniku NW-44 opatentowany system elektronicznego wtrysku paliwa, a także układ zmiennego skoku śmigła, który umożliwia bezałogowemu statkowi powietrznemu wyposażonemu w silnik NW-44 EFI HFE na znaczne zwiększenie długości lotu. Silnik NW-44 EFI HFE ze śmigłem o zmiennym skoku przedstawiono na rysunku 22.



Fig. 22. NW-44 EFI HFE engine with variable pitch propeller system [24]

Rys. 22. Silnik NW-44 EFI HFE z układem regulacji skoku śmigła [24]

utilize propulsion systems and components required in unmanned vehicles. The particular field of NWUAV interest is nowadays the development of HF engines fulfilling the mentioned army requirement of "single fuel on battlefield".

The NW-44 EFI HFE presented in the Figs 21 to 23 is manufactured entirely in the USA to ensure the engine availability in the future which is a military logistics demand. That engine is dedicated to HALE (High Altitude Long Endurance) UAVs of weight less than 25 kg.

NWUAV developed and applied a patented Electronic Fuel Injection System to the NW-44 engine as well as the variable pitch propeller system which enables the UAV equipped with NW-44 EFI HFE to enhance substantially its endurance. The NW-44 EFI HF engine with variable pitch propeller is presented in Fig. 22.

Construction details are not available yet, however, from the factory brochure one can find out the general information. The engine speed is controlled by the use of a direct drive servo mounted to the throttle body. The air-fuel mixture is made by a micro atomizing fuel injector mounted inside the throttle body enabling heavy fuel operation with the use of twin spark plugs fired by dual 25 kV ignition coil. The ECU utilizes data from MAP, barometric pressure sensors in the cylinder head and the intake air temperature sensors. NW-44 EFI/HFE is also equipped with heavy a fuel cold start system.

The patented lightweight silencer (Fig. 23, Tab. 7) allows for obtaining very low level of noise and hence small acoustic trace of the UAV.

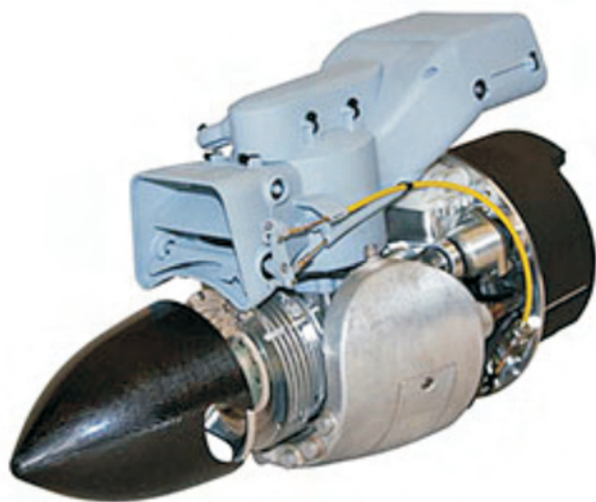


Fig. 23. NW-44 EFI HFE engine; configuration with special silencer[25]

Rys. 23. Silnik NW-44 EFI HFE; wersja ze specjalnym tłumikiem wydechu [25]

4.6. Rotron HF rotary engines

The British firm Rotron Power Ltd [27] established in 2008 is a manufacturer of a series of types of SI advanced rotary propulsion systems for Unmanned Aerial Vehicles, both petrol and heavy fuel fed. The Rotron light-weight HF rotary (Wankel) engines utilise special fuel supply techniques to achieve reliable starting under different operating conditions

Szczegóły konstrukcyjne nie są jeszcze dostępne, a w firmowej broszurze można znaleźć ogólne informacje. Prędkość obrotowa silnika jest sterowana za pomocą bezpośredniego siłownika zamontowanego do przepustnicy. Mieszanka paliwowo-powietrzna wytwarzana jest przez wtryskiwacz-atomizer paliwa umieszczony wewnątrz korpusu przepustnicy, co umożliwi pracę silnika na ciężkim paliwie przy użyciu dwóch świec zapłonowych zasilanych z instalacji o napięciu 25 kV. Elektroniczny układ sterujący wykorzystuje dane z czujników ciśnienia barometrycznego i w przewodzie dolotowym, a także temperatury głowicy i temperatury zasysanego powietrza. Silnik NW-44 EFI HFE jest wyposażony również w układ zimnego rozruchu przy zasilaniu paliwem ciężkim. Opatentowany lekki tłumik wydechu (rys. 23, tab. 7) umożliwia uzyskanie bardzo niskiego poziomu hałasu i stąd małego śladu akustycznego dronu.

Table 7. NW-44 EFI/HFE engine specifications[26]

Tabela 7. Specyfikacja silnika NW-44 EFI/HFE [26]

Engine core weight/masa samego silnika	1.02 kg
Complete system weight/calkowita masa układu	~4.3 kg
Displacement/objętość skokowa	43.6 cm ³
Bore/średnica cylindra	38.99 mm
Stroke/skok tłoka	36.53 mm
Max power at 8150 rpm/moc maks. przy 8150 1/min	3 kW
Max torque/moment maksymalny	3.8 Nm
Max generator power/4500 rpm/moc maks. prądnicy/4500 1/min	250 W
Configurable generator outputs/napięcie wyjściowe prądnicy	6/12/28 V DC
Fuel feeding/zasilanie paliwem	Electronic fuel injection/elektroniczny wtrysk paliwa
Fuel/paliwo	Petrol/JP-5/JP-8/JetA1
Ignition/zapłon	Twin 25 kV CDI/podwójny ukl. 25 kV CDI
Cooling/servo temp. controlled/chłodzenie z ukl. regulacji temp.	Air/powietrzem
TBO/resurs	up to 500 h/do 500 h

4.6. Silniki z tłokiem obrotowym Rotron HF

Brytyjska firma Rotron Power Ltd [27] powstała w 2008 roku. Jest ona producentem typoszeregu zaawansowanych systemów napędowych z silnikami Wankla dla bezzałogowych pojazdów powietrznych, zarówno zasilanych benzyną, jak i ciężkimi paliwami. Lekkie silniki Rotron HF typu Wankel wykorzystują specjalną technikę zasilania paliwem w celu osiągnięcia niezawodnego rozruchu w różnych warunkach pracy (temperatury). Zastosowanie silnika z tłokiem obrotowym umożliwia mu osiągnięcie wysokiego stosunku mocy do masy i relatywnie małego zużycia paliwa, co jest podstawowym wymaganiami rynku wojskowych dronów.

Firma Rotron oferuje dwa modele silników Wankla zasilanych paliwem ciężkim: jednowirnikowy RT300 HFE

(temperature). Application of rotary engine concept allows for obtaining a high power to weight ratio and relatively low fuel consumption which is the basic demand of the military drones market. Rotron offers two models of rotary heavy fuel engines: single rotor RT300 HFE (presented in Fig. 24) and twin rotor RT600 HFE (presented in Fig. 25) which differ in displacement and thus performance [28]. Specifications of these engines are presented in Tables 8 and 9. All manufactured engines might be “custom tailored” and equipped optionally with onboard starter system.

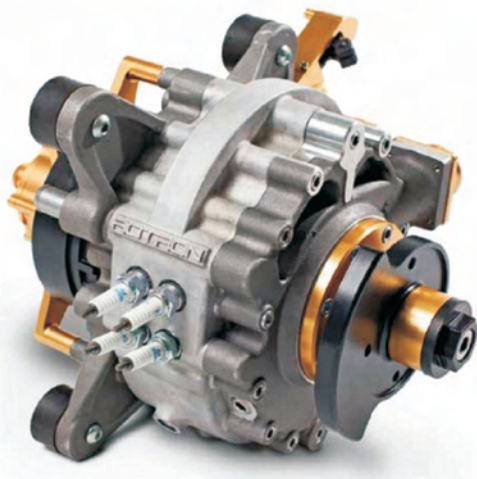


Fig. 24. Rotron RT300 HFE rotary engine [29]
Rys. 24. Silnik Rotron RT300 HFE (Wankel) [29]

Table 8. Rotron RT300 HFE specifications [29]
Tabela 8. Specyfikacja silnika Rotron RT300 HFE [29]

Type/typ	Single rotor, SI/ jednowirnikowy, ZI
Max. power/moc maksymalna	22.8 kW/7500 1/min
Max. continuous power/moc maksymalna ciągła	20.6 kW/6500 1/min
Max. torque/moment maksymalny	30.6 Nm/6500 1/min
Power/weight ratio/stosunek moc/masa	1.84 kW/kg
Displacement/objętość skokowa	300 cm ³
Block weight/masa korpusu silnika	12.3 kg
Starting device/urządzenie rozruchowe	External/onboard ¹⁾ / zewnętrzne/zintegrowane ¹⁾
Compression ratio/stożenie sprężania	8.5:1
Cooling/chłodzenie	Liquid/cieczą
Fuel/paliwo	JP-5/JP-8/Jet A1
Specific fuel consumption/jednostkowe zużycie paliwa	353 g/kWh/6000 1/min
Min/max ambient temp./min./maks. zewnętrzna temp.	-20 – 50 °C
Generator/prądnica	300 W/starter-generator ¹⁾ / prądnic-rozrusznik ¹⁾
Additional features/cechy dodatkowe	ECU altitude compensation/kompens. wysok. ECU
1) Onboard starter (1 kW to 5 kW) optional	
1) Opcjonalny zintegrowany rozrusznik (1kW do 5kW)	

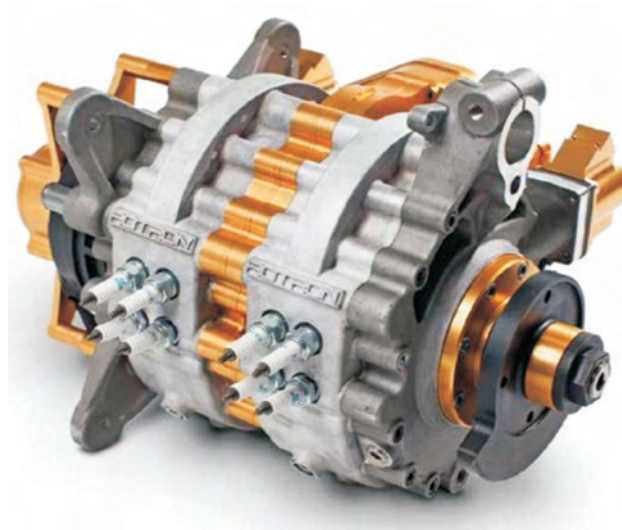


Fig. 25. Rotron RT600 HFE rotary engine [30]
Rys. 25. Silnik Rotron RT600 HFE (Wankel) [30]

Table 9. Rotron RT600 HFE specifications [30]
Tabela 9. Specyfikacja silnika Rotron RT600 HFE [30]

Type/typ	Twin rotor, SI/dwuwirnikowy, ZI
Max. power/moc maksymalna	41.2 kW/7500 1/min
Max. cont. power/moc maksymalna ciągła	38.3 kW/6500 1/min
Max. torque/moment maksymalny	56.9 Nm/6500 1/min
Power/weight ratio/stosunek moc/masa	1.91 kW/kg
Displacement/objętość skokowa	600 cm ³
Block weight/masa korpusu silnika	21.2 kg
Starting device/urządzenie rozruchowe	External/onboard ¹⁾ / zewnętrzne/zintegrowane ¹⁾
Compression ratio/stożenie sprężania	8.5:1
Cooling/chłodzenie	Liquid/cieczą
Fuel/paliwo	JP-5/JP-8/Jet-A1
Specific fuel consumption/jednostkowe zużycie paliwa	408 g/kWh/6000 1/min
Min/max ambient temp./min./maks. zewnętrzna temp.	-20 – 50 °C
Generator/prądnica	300 W/starter-generator ¹⁾ / prądnic-rozrusznik ¹⁾
Additional features/cechy dodatkowe	ECU altitude compensation/ kompens. wysok. ECU
1) Onboard starter (1 kW to 5 kW) optional	
1) Opcjonalny zintegrowany rozrusznik (1 kW do 5 kW)	

5. Conclusions

In recent years, drones have proven their value, not only due to their military but also civil applications in many areas of everyday life. That is a reason why aviation industry is more and more interested in highly efficient sources of drones' propulsion. It is assessed that nowadays the current global UAV expenditure is more than 6 billion of dollars per year with permanent growing tendency.

Special attention is paid by current drones' designers to HF SI engines. Despite the former assertion of jet engines as being the only propulsion units, the use of piston engines seem to be reviving once again. This time their development is caused by two requirements: military demand of single fuel on battlefield and aspiration to achieve a better efficiency propulsion system that would lead to an increase in UAV's flight endurance.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

UAV	Unmanned Aerial Vehicle/ <i>bezzałogowy pojazd powietrzny</i>
HALE	High Altitude Long Endurance/ <i>długotrwały (lot) na dużej wysokości</i>
HFE	Heavy Fuel Engine/ <i>silnik zasilany paliwem naftopochodnym („ciężkim”)</i>
AADI	Air Assisted Direct Injection/ <i>pneumatyczny wtrysk bezpośredni</i>
SMD	Sauter Mean Diameter/ <i>średnia średnica Sautera</i>

5. Wnioski

W ostatnich latach drony udowodniły swoją wartość nie tylko dzięki wojskowym, ale również cywilnym zastosowaniom w wielu obszarach codziennego życia. Jest to powodem, dla którego przemysł lotniczy jest coraz bardziej zainteresowany wysokowydajnymi źródłami napędu dronów. Ocenia się, że obecne globalne wydatki na bezzałogowe pojazdy powietrzne (UAV) przekraczają 6 miliardów dolarów, ze stałą tendencją wzrostową.

Specjalna uwaga współczesnych projektantów dronów jest zwrócona na silniki ZI zasilane paliwem ciężkim. Wbrew poprzedniemu typowaniu silników odrzutowych jako jedynego źródła napędu, silniki tłokowe ponownie się odradzają. Tym razem ich rozwój jest spowodowany dwoma wymaganiami: wojskowe żądanie jednego paliwa na polu walki i dążenie do osiągnięcia lepszej sprawności wpływającej na większą długość lotu bezzałogowych statków powietrznych.

SFC	Specific Fuel Consumption/ <i>jednostkowe zużycie paliwa</i>
SCS	Sonex Combustion System/ <i>system spalania Sonex</i>
CSS	Cold Starting System/ <i>układ zimnego rozruchu</i>
MFE	Multiple Fuel Engines/ <i>silniki wielopaliwowe</i>
MCDI	Mechanically Compressed Direct Injection/ <i>mechaniczny wtrysk paliwa</i>
TBO	Time Between Overhauls/ <i>okres międzynaprawczy (resurs)</i>

Bibliography/Literatura

- [1] Lightweight Heavy Fuel Engines. Hirth-Orbital brochure, 2013.
- [2] Schmidt B. Lightweight Heavy Fuel Engine Technology. Orbital Presentation, 2014.
- [3] Innovative UAV Heavy Fuel Engine Technology. Orbital Brochure, 2013.
- [4] Orbital Heavy Fuel Engine Technology. Orbital Brochure, 2013.
- [5] Cathcart G., Dickson G., Ahern S. The application of Air-Assist Direct Injection for Spark-ignited Heavy Fuel 2-Stroke and 4-Stroke Engines. SAE Japan, no. 2005-32-0065
- [6] www.orbitalcorp.com.au/369-orbitals-suas-engines-and-technologies/file.html. (accessed 10-03-2015)
- [7] www.sonexresearch.com/2-Stroke.htm. (accessed 26-02-2015)
- [8] Pouring A., Heavy Fuel Engines for Small UAVs, NMIA UAS Conference, San Diego 2008. Sonex Research, Inc.
- [9] www.unmannedsystemstechnology.com/company/orbital-corporation (accessed 08-03-2015)
- [10] www.eaa.org/experimenter/articles/2009-12_fuel.asp. (accessed 16-04-2014)
- [11] www.hirth-engines.de, Hirth 3503 HF engine Brochure. (accessed 19-02-2014)
- [12] www.hirth-engines.de, Information S1200 Heavy Fuel. (accessed 16-04-2014)
- [13] Brooke. L. Secrets of Ricardo's new UAV engine may spawn range-extender for EVs. articles.sae.org/8424/ (accessed 20-02-2015)
- [14] www.ricardo.com/en-GB/News-Media/Press-releases/News-releases1/2010/Ricardo-announces-new-Wolverine-family-of-engines-for-Unmanned-Aerial-Vehicles-UAVs. (accessed 10-03-2015)
- [15] www.aviationweek.com/UserProfile.aspx?newspaperUserId=163197 (accessed 06-02-2014)
- [16] www.ricardo.com/Global/IA/News/Press%20Release%20Listing%20images/2010%20download%20images/Wolverine%20UAV%20engine/Ricardo%20Wolverine%203%20UAV%20engine_front.jpg. (accessed 10-04-2015)
- [17] www.ricardo.com/Global/IA/News/Press%20Release%20Listing%20images/2010%20download%20images/Wolverine%203%20UAV%20engine/Ricardo%20Wolverine%203%20UAV%20engine_back.jpg (accessed 10-04-2015)
- [18] www.xrdi.com (accessed 06-03-2015)
- [19] www.xrdi.com/75_hp_Engine.html (accessed 10-03-2015)
- [20] www.xrdi.com/12_hp_Engine.html (accessed 10-03-2015)
- [21] www.xrdi.com/35_hp_Engine.html (accessed 10-03-2015)
- [22] www.xrdi.com/105_hp_Engine.php (accessed 10-03-2015)
- [23] www.nwuav.com (accessed 07-03-2015)
- [24] www.nwuav.com/images/uav-engines/BilletEngine-219.jpg (accessed 07-03-2015)
- [25] www.nwuav.com/images/uav-engines/NW44-EFI-HFE-6690.jpg (accessed 07-03-2015)
- [26] Northwest UAV Introduces the COTS 44cc EFI/HFE at AUVSI 2013. The NW-44 EFI/HFE, Press Release, 2013.
- [27] www.rotroonuav.com (accessed 15-03-2015)
- [28] www.rotroonuav.com/press/release/rotron-to-launch-heavy-fuel-engines-at-farnborough-2014 (accessed 15-03-2015)
- [29] www.rotroonuav.com/engines/rt-300hfe (accessed 11-03-2015)
- [30] www.rotroonuav.com/engines/rt-600hfe (accessed 11-03-2015)

Jerzy Dutczak, DEng. – Doctor in the in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.

Dr inż. Jerzy Dutczak – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

e-mail: jdutczak@pk.edu.pl



Numerical simulations of dual fuel combustion in a heavy duty compression ignition engine

In this study dual fuel direct injection was studied in terms of utilizing in compression ignition engines gaseous fuels with high octane number which are stored in liquid form, specifically liquid propane. Due to the fact that propane is not as much knock-resistant as natural gas, instead of conventional dual fuel system a system based on simultaneous direct injection of two fuel was selected as the most promising one. Dual fuel operation was compared with pure diesel operation. The performed simulations showed huge potential of dual fuel system for burning light hydrocarbons in heavy duty compression ignition engines. However, further secondary fuel injection system optimization is required in order to improve atomization and lower the emissions.

Key words: dual fuel, propane, LPG, direct injection, heavy-duty engine

Symulacje numeryczne jednoczesnego spalania dwóch paliw w silniku o zapłonie samoczynnym dużej mocy

W niniejszej pracy przeanalizowano dwupaliwowy układ zasilania oparty na bezpośrednim wtrysku dwóch paliw w kontekście wykorzystania gazowych paliw o dużej liczbie oktanowej, mianowicie propanu, w silnikach o zapłonie samoczynnym. Z uwagi na to, iż propan nie jest tak odporny na spalanie stukowe jak metan, zamiast konwencjonalnego układu dwupaliwowego łączącego wtrysk bezpośredni i pośredni zdecydowano się na zastosowanie koncepcji zasilania opartej na bezpośrednim wtrysku dwóch paliw. Praca silnika w trybie dwupaliwowym została porównana z pracą silnika wyłącznie na oleju napędowym. Przeprowadzone symulacje pokazały duży potencjał układów dwupaliwowych w kontekście wykorzystania lekkich węglowodorów w silnikach o zapłonie samoczynnym dużej mocy. Jednak, dalsza optymalizacja układu paliwowego jest niezbędna, aby poprawić proces rozpylenia paliwa i obniżyć emisję.

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, propan, LPG, wtrysk bezpośredni, silnik dużej mocy

1. Introduction

Dual fuel combustion, after certain slowdown again begins to be widely investigated. In the last decades the application of dual fuel combustion was mainly limited to diesel ignited stationary gas engines. However, due to emissions limits dual fuel engines becomes introduced into the marine applications. It is caused by more and more restrictive emissions limits (Tier II and Tier III standards of International Maritime Organization [1]). The engine manufacturers are developing new solutions, which will make possible meeting these standards, and one of these solution is the dual fuel technology. As for the engines in operation the situation is even more difficult. In order to meet strict emissions limits of NO_x , CO, PM and SO_x , there will be need to switch from conventional fuels to the cleaner ones. In this case the dual fuel technology will be the only option.

Moreover there is a strong need to implement dual fuel engines into the heavy duty vehicles and machinery markets.

One needs to be aware that dual fuelling concept can be implemented in different ways. The most common, prospective or under investigation by number of researchers systems used in compression ignition engines are:

- System combining port fuel addition and DI (Direct Injection)
- Simultaneous direct injection of two different fuels

System combining port fuel admission and direct injection can be arranged in two ways. Fuel can be added into intake

1. Wprowadzenie

Proces spalania dwóch paliw jednocześnie po latach mniejszego zainteresowania ponownie zaczyna być przedmiotem badań wielu naukowców. W ciągu ostatnich dekad zasilanie dwupaliwowe miało zastosowanie głównie w stacjonarnych silnikach o zapłonie samoczynnym (ZS) zasilanych olejem napędowym i gazem ziemnym. Jednakże ze względu na limity emisji silniki dwupaliwowe zostały wprowadzone również do zastosowań morskich. Spowodowane jest to coraz bardziej restrykcyjnymi ograniczeniami emisji (normy Tier II i III Międzynarodowej Organizacji Morskiej [1]). Producenci silników opracowują nowe rozwiązania, które umożliwią spełnienie tych norm, a jednym z nich jest zasilanie dwoma paliwami jednocześnie. Dla silników będących już w eksploatacji, w celu spełnienia ostrych norm emisji NO_x , CO, PM i SO_x , konieczne będzie przejście z zasilania konwencjonalnymi paliwami morskimi na zasilanie paliwami czystszyimi. Zasilanie dwoma paliwami jednocześnie może być jednym ze sposobów realizacji tego postulat. Ponadto istnieje wielka potrzeba wdrożenia silników dwupaliwowych do pojazdów ciężarowych i maszyn roboczych.

Należy pamiętać, że proces zasilania dwoma paliwami jednocześnie może być zrealizowany różnymi sposobami. Najczęściej stosowanymi lub perspektywicznymi i badanymi przez naukowców systemami zasilania dwupaliwowego w silnikach o zapłonie samoczynnym są:

port either by Port Fuel Injection (PFI) or by central mixing device. System based on central mixing device is in general predecessor of that one based on PFI, and this solution was replaced by the later one. Nevertheless, due to its simplicity and relatively low cost it is still commercially available and under further development and investigation [2, 3].

System based on PFI and DI has been investigated, developed and implemented especially in the area of stationary diesel ignited natural gas engines [4]. This solution was also applied to natural gas traction engines [5]. In this concept natural gas, which has high octane number, is fumigated in the intake manifold and the small amount of diesel fuel injected directly into cylinder is used as a reliable ignition source. This system is suitable for natural gas due to its high octane number. For gases with lower octane number the compression ratio of the engine needs to be decreased.

The promising concept of the fuelling process which could allow using fuels with low ability to autoignite is a simultaneous direct injection of both, the alternative fuel and conventional diesel fuel.

This solution has been investigated experimentally and numerically only with respect to gaseous fuel as a primary fuel [6–8]. Moreover, this system for gaseous fuel as a primary one has been already implemented for heavy duty vehicles by Westport company and for stationary engines by Wärtsilä.

This solution has made possible using as a fuel even associated gases of almost any quality [9]. This kind of fuelling concept has one serious disadvantage in case of using gaseous fuels. Compressing a gaseous fuel up to a few hundred bar requires high amount of energy.

In this study the potential of this fuelling concept to utilize liquid propane is investigated. The main advantage of this solution, when compared with system for fuel in gaseous form, is the fact that the energy required for increasing the pressure of a liquid up to desired level is much lower than in case of gas. Moreover, the system for two liquid fuels could be complementary to the existing ones (based on direct injection of both: liquid and gas).

2. Computational model

2.1. Turbulence model

Presented simulations were done with the use of AVL Fire 2014, a CFD (Computational Fluid Dynamics) software based on finite volume method.

Turbulences were averaged using RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) method. In general, the global flow characteristics such as spray and vapour penetration, liquid length, ignition delay, flame liftoff length, heat release rates, pressure traces etc., can be fairly well predicted by a RANS approach [10]. This method is the most commonly used one in commercial CFD codes due to its relatively low computational demands. Therefore this approach was used in this study.

Using RANS method results in necessity of using the closure model for so-called Reynold's stresses. There are several turbulence models proved to be reliable. In presented simulations the $k-\zeta-f$ model was used. This model

- system łączący dozowanie jednego paliwa do kanału dolotowego z bezpośrednim wtryskiem paliwa drugiego – DI (*Direct Injection*),
- system oparty na jednoczesnym bezpośrednim wtrysku dwóch różnych paliw.

Połączenie dozowania paliwa do kanału dolotowego z bezpośrednim wtryskiem może być zrealizowane na dwa sposoby. Paliwo może być dostarczone do kanału dolotowego poprzez system wtryskowy (zawór sterujący wypływem gazu) – PFI (*Port Fuel Injection*) lub za pomocą centralnego urządzenia mieszającego. System oparty na centralnym mieszalniku jest w ogólności poprzednikiem tego pierwszego i jest stopniowo przez niego zastępowany. Jednak ze względu na jego prostotę i względnie niski koszt produkcji jest jeszcze dostępny na rynku, a nawet jest przedmiotem badań i dalszych prac rozwojowych [2, 3].

System łączący PFI i DI został przebadany i wdrożony do stacjonarnych silników o ZS zasilanych gazem ziemnym [4]. Takie rozwiązanie zastosowano również do silników pojazdów użytkowych zasilanych gazem ziemnym [5]. W koncepcji tej paliwo gazowe, które ma dużą liczbę oktanową jest dostarczane do kolektora dolotowego, a niewielka ilość oleju napędowego wtryskiwana bezpośrednio do cylindra wykorzystywana jest jako źródło zapłonu. System ten nadaje się do stosowania gazu ziemnego z uwagi na jego wysoką liczbę oktanową. Do gazów o niższej liczbie oktanowej stopień sprężania silnika musi być obniżony.

Obiecującą koncepcją zasilania dwoma paliwami jednocześnie, która może umożliwić zastosowanie paliw o małej zdolności do samozapłonu jest jednoczesny bezpośredni wtrysk dwóch paliw (paliwa alternatywnego i konwencjonalnego oleju napędowego).

Rozwiązanie to przebadano eksperymentalnie i numerycznie jedynie w kontekście paliwa gazowego jako paliwa podstawowego [6–8]. Ponadto system ten dla paliwa gazowego jako paliwa głównego został już wdrożony do silników pojazdów ciężarowych przez firmę Westport oraz do silników stacjonarnych przez firmę Wärtsilä. System ten umożliwił zastosowanie jako paliwa nawet gazu towarzyszącego złożom ropy naftowej prawie dowolnej jakości [9]. Ten rodzaj zasilania przy stosowaniu paliw gazowych ma jedną ważną wadę – sprężanie paliwa gazowego do ciśnienia rzędu kilkudziesięciu megapaskali wymaga dużej ilości energii.

Przedmiotem niniejszej pracy jest ocena potencjału tego sposobu zasilania do wykorzystania ciekłego propanu w silnikach o ZS. Główną zaletą tego rozwiązania, w porównaniu z układem na paliwo w postaci gazowej, jest to, że energia wymagana do zwiększenia ciśnienia cieczy do pożądanego poziomu jest znacznie mniejsza niż dla gazu. Ponadto system przeznaczony do dwóch paliw ciekłych będzie komplementarny do już istniejącego – przeznaczonego do pracy na paliwie gazowym (i jednocześnie na oleju napędowym).

2. Model obliczeniowy

2.1. Model turbulencji

Przedstawione w niniejszej pracy symulacje wykonano z wykorzystaniem programu AVL Fire 2014, oprogramo-

was developed by Hanjalic et al. [11]. This model performs very well in regions, where velocity gradients are very high. These conditions were expected near the cylinder wall due to rotational movement of the charge and around nozzles. Therefore, this model was chosen for the simulations.

2.2. Spray model

There are two approaches to spray modeling, One is called Euler-Euler and the second one is Euler-Lagrange. In Euler-Euler approach, the different phases are treated mathematically as interpenetrating continua. Euler-Euler approach is most suitable for dense sprays where the spray may be well described by low number of phases. In Euler-Lagrange droplets are tracked in a Lagrangian way through the computational domain. This approach was firstly used in a stochastic form for liquid sprays by Dukowicz [12]. It allows to significantly reduce computational demands. It results from the fact that the droplets of the same properties are collected in a groups (parcels). The parcels are introduced into the domain with initial conditions of position, size, velocity, temperature and number of particles in the parcel.

Beside the way of representation of the multiphase flow, the droplet breakup is the most important element of spray modeling. According to Pilch and Erdman [13], there are different mechanisms of droplet breakup, which are dependent on the Weber number. For high pressure direct injection, where the Weber number is very high, catastrophic breakup mechanism is expected to govern the droplet breakup. In such conditions the most suitable breakup model is the Wave model. This model is based on the Kelvin-Helmholtz instability of a liquid jet, where the viscous forces produce waves on the liquid surface and new droplets are formed from the surface waves. Waves grow on the droplet surface with a certain rate and a wave length. The sizes of the newly-formed droplets are determined from the wave length and growth rate of this instability [14].

2.3. Combustion model

In this study ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zones) model was used. The common feature of Coherent Flame Models is the assumption that a turbulent flame is a collection of laminar flamelets, for which the thickness and the laminar flame speed of the flame are constant along the front of the flame and depend only on temperature, pressure and fuel concentration in the mixture. This approach is very convenient due to separation of chemical kinetics and turbulence. To couple the turbulence with the chemical kinetics the flame surface density parameter (Σ) is used, for which additional transport equation is solved. In general the average reaction rate is modeled as follows [15]:

$$\bar{\omega} = \dot{\Omega} \cdot \Sigma \quad (1)$$

Where $\dot{\Omega}$ is the local rate of combustion per unit volume and integrated in the normal direction to the surface of the flame.

Specific feature of ECFM-3Z model is the division the computational cell into 3 zones (fuel, air and mixture) which is a serious advantage over its predecessors especially when diffusion flames are concerned.

wania CFD (*Computational Fluid Dynamics*) opartego na metodzie objętości kontrolnych.

Turbulencje uśredniono za pomocą metody RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Ogólnie, globalne parametry przepływu, takie jak zasięg fazy ciekłej oraz gazowej (par cieczy) strugi wtryskiwanej cieczy, opóźnienie zapłonu, odsunięcie płomienia, szybkość wywiązywania ciepła oraz ciśnienie można dość dobrze przewidzieć przy użyciu metody RANS [10]. Metoda ta jest najczęściej stosowana w komercyjnych kodach CFD ze względu na małe wymagania sprzętowe. W związku z tym podejście to zastosowano również w niniejszej pracy.

Metoda RANS prowadzi do konieczności domknięcia równań i stosowania modelu reprezentacji tzw. naprężeń Reynoldsa. Istnieje kilka modeli turbulencji uznanych za niezawodne. W przedstawionych symulacjach zastosowano model $k-\zeta-f$. Działa on bardzo dobrze w obszarach, gdzie gradienty prędkości są bardzo duże. Spodziewano się takich warunków w pobliżu ścianki cylindra na skutek ruchu wirowego powietrza w cylindrze oraz w okolicach dysz i dlatego wybrano ten model.

2.2. Model rozpadu strugi cieczy

Istnieją dwa podejścia do modelowania sprayu: jedno to Euler-Euler, a drugie – Euler-Lagrange. W podejściu Euler-Euler poszczególne fazy są traktowane jako przenikające się ośrodki ciągłe. Podejście to jest najbardziej odpowiednie dla gęstych sprayów, gdzie ośrodek rozproszony może być opisany przez niewielką liczbę faz. W metodzie Euler-Lagrange krople są śledzone w obszarze obliczeniowym. Podejście to w stochastycznej formie zostało po raz pierwszy zastosowane do opisu sprayu przez Dukowicza [12]. Stochastyczne podejście znacznie zmniejsza wymagania sprzętowe. Wynika to z tego, że krople o tych samych właściwościach zebrane są w grupy (parcels). Grupy te wprowadza się do obszaru obliczeniowego wraz z przypisanymi im warunkami początkowymi położenia, rozmiaru, prędkości, temperatury i liczby cząstek w zbiorze.

Obok sposobu reprezentacji przepływu wielofazowego, rozpad kropeł jest najbardziej istotnym elementem modelowania wtrysku. Według Pilcha i Erdmana [13] istnieją różne mechanizmy rozpadu kropeł, które zależą od liczby Webera. Dla wysokociśnieniowego wtrysku bezpośredniego, gdzie liczba Webera jest bardzo duża, spodziewany jest rozpad typu „catastrophic breakup”. W takich warunkach najbardziej odpowiedni model rozpadu kropeł to model „Wave”. Model ten oparty jest na niestabilności Kelvina-Helmholtza ciekłego strumienia cieczy, gdzie siły lepkości wytwarzają fale na powierzchni cieczy, a nowe krople tworzone są z powstałych fal powierzchniowych. Wytworzone fale mają określoną częstotliwość i długość. Rozmiary nowo utworzonych kropeł są określane na podstawie długości fal i szybkości wzrostu tych niestabilności [14].

2.3. Model spalania

W prezentowanych symulacjach zastosowano model ECFM-3Z (*Extended Coherent Flame Model – 3 Zones*). Wspólną cechą modeli CFM jest założenie, że płomień turbulentny jest zbiorem płomyczek laminarnych, dla których

Beside the combustion model additional reaction were included in order to account the nitrogen oxides formation. In this study Extended Zeldovich model was used, which is based on the model proposed by Zeldovich [16].

2.4. Computational mesh

The computational domain included full cylinder geometry. Neither intake nor exhaust ports were included. Real engine geometry was used to compose the computational mesh. The constructed mesh included the piston movement.

The geometrical parameters of the engine cylinder and selected engine parameters needed to create the deforming mesh are presented in Table 1.

Table 1. Parameters of the engine used for creating the computational mesh

Tabela 1. Parametry silnika wykorzystane do tworzenia siatki obliczeniowej

Parameter/parametr	Value/wartość
Cylinder bore/średnica cylindra	320 mm
Piston stroke/skok tłoka	350 mm
Connecting rod length/długość korbowodu	740 mm
Compression ratio/stoپیeń sprężania	13.8

The computational mesh was created using elements of maximum size of 5 mm. Mesh was made in order to avoid strong stretching and compression of the mesh elements during the mesh deformation according to piston movement. Thus the number of mesh elements was dependent on time. The cross-section of the computational mesh showing its division into elements at different crank angles is presented in Fig. 1.

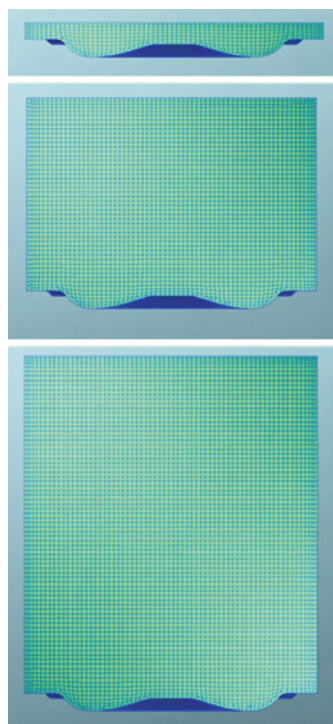


Fig. 1. Cross-section of the computational mesh at 180, 90 and 0 crank angle degrees before TDC, respectively from the bottom

Rys. 1. Przekrój siatki obliczeniowej dla 180 (dolny rysunek), 90 (środkowy rysunek) i 0 (górny rysunek) stopnia kąta obrotu wału korbowego przed GMP

grubość i laminarna prędkość płomienia są stałe wzdłuż frontu płomienia i zależą tylko od temperatury, ciśnienia i udziału paliwa w mieszanke. Takie podejście jest bardzo wygodne ze względu na rozdzielenie kinetyki chemicznej i turbulencji. Za sprzężenie turbulencji oraz kinetyki chemicznej odpowiada parametr powierzchniowej gęstości płomienia (Σ), dla którego rozwiązywane jest dodatkowe równanie transportu. Średnia szybkość reakcji jest wyznaczana zgodnie z równaniem (1) [15], gdzie $\dot{\Omega}$ jest lokalną szybkością spalania na jednostkę objętości, scałkowaną w kierunku normalnym do powierzchni płomienia.

Specyficzną cechą modelu ECFM-3Z jest podział komórki obliczeniowej na 3 strefy (paliwa, powietrza i mieszanki), co jest dużą zaletą w stosunku do innych modeli CFM, zwłaszcza w odniesieniu do płomieni dyfuzyjnych.

Do modelu włączono dodatkowe reakcje w celu uwzględnienia powstawania tlenków azotu. W niniejszej pracy wykorzystano rozszerzony model Zeldovicha (*Extended Zeldovich Model*). Jest on oparty na modelu zaproponowanym przez Zeldovicha [16].

2.4. Siatka obliczeniowa

Obszar obliczeniowy obejmował pełną geometrię cylindra. Kanały dolotowe i wylotowe nie zostały uwzględnione. Obszar obliczeniowy sporządzono na podstawie parametrów geometrycznych rzeczywistego silnika. Stworzona siatka obliczeniowa uwzględniała ruch tłoka.

Parametry geometryczne silnika oraz parametry pracy silnika niezbędne do utworzenia siatki ruchomej przedstawiono w tabeli 1.

Siatka obliczeniowa została utworzona z elementów o maksymalnej długości boku 5 mm. Siatkę obliczeniową sporządzono w taki sposób, aby uniknąć dużego rozciągania i ściskania elementów podczas deformacji siatki zgodnie z ruchem tłoka – stąd liczba elementów siatki zmieniała się w zależności od położenia tłoka. Przekrój siatki obliczeniowej przedstawiający jego podział na elementy dla różnych położenia wału korbowego pokazano na rys. 1.

Utworzona siatka w DMP (Dolny Martwy Punkt) składała się z 300 000 elementów, wśród których większość była kształtu sześciościennego. Niewielka część elementów miała kształt czworościanu, ostrosłupa i graniastosłupa. Jedna zewnętrzna warstwa elementów została utworzona wzdłuż powierzchni zewnętrznej. Siatka obliczeniowa w GMP (Górny Martwy Punkt) składała się tylko z 33 000 elementów.

2.5. Warunki brzegowe i początkowe

Celem pracy było zbadanie procesu spalania i tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej w silniku z jednoczesnym bezpośrednim wtryskiem dwóch różnych paliw (konwencjonalnego oleju napędowego i propanu). Badanie to polegało na porównaniu takiego silnika z konwencjonalnym silnikiem wysokoprężnym. Dlatego obliczono dwa sposoby zasilania: dwupaliwowy (DF) oraz jednopaliwowy (Diesel).

Większość parametrów charakteryzujących pracę silnika była taka sama w obu przypadkach. Prędkość obrotowa silnika, która wynosiła 750 obr/min, stopień sprężania oraz ilość energii dostarczanej w paliwie były dokładnie takie same.

The created mesh at BDC consisted of 300 000 elements, among which majority was of hexahedral shape. There was also low number of tetrahedron, pyramid and prism elements. One outer layer of the elements was created along the outer surface. Mesh at TDC (Top Dead Centre) consisted only of 33 000 elements.

2.5. Initial and boundary conditions

The aim of the study was to investigate the combustion process and mixture formation in the dual fuel engine employing simultaneous direct injection of two different fuels (conventional diesel and propane). This investigation was

Inne parametry, takie jak początek wtrysku, czas trwania wtrysku, początkowa temperatura oraz ciśnienie zostały ustalone na podstawie wartości zmierzonych na hamowni silnikowej. Ze względu na to, iż model geometryczny nie uwzględniał kanałów dolotowych, a suw ssania nie był symulowany, ruch obrotowy ładunku w cylindrze został zdefiniowany za pomocą warunku początkowego. Początkową prędkość obrotową powietrza w komorze ustawiono na 1125 obrotów na minutę. Ruch obrotowy był typu „swirl”. Szczegółowe warunki początkowe w analizowanych przypadkach podano w tabeli 2.

Table 2. Summary of analyzed cases

Tabela 2. Podsumowanie analizowanych przypadków

Parameter/parametr	Case 1/ przypadek 1 Dual fuel	Case 2/przypadek 2 Diesel
Chamber pressure at BDC/ciśnienie w cylindrze w DMP	0.323 MPa	0.287 MPa
Chamber temperature at BDC/temperatura w cylindrze w DMP	343 K	343 K
Start of diesel fuel injection (before TDC)/start wtrysku oleju napędowego (przed GMP)	12.5 CA	12.5 CA
Start of secondary fuel injection (before TDC)/start wtrysku paliwa drugiego (przed GMP)	12.5 CA	–
Duration of diesel fuel injection/czas trwania wtrysku oleju napędowego	4 CA	28.5 CA
Duration of secondary fuel injection/czas trwania wtrysku paliwa drugiego	20 CA	–
Injected mass of diesel fuel (per cycle, per cylinder)/masa wtrysniętego oleju napędowego (podczas jednego cyklu, do jednego cylindra)	0.28 g	2.78 g
Injected mass of secondary fuel (per cycle, per cylinder)/masa wtrysniętego paliwa drugiego (podczas jednego cyklu, do jednego cylindra)	2.5 g	–

based on comparison with the conventional CI (Compression Ignition) engine. Therefore two cases were calculated: DF (Dual Fuel) and pure diesel.

Most of the parameters characterizing the engine work were the same in both cases. The engine speed, compression ratio and the amount of energy provided in the fuel were exactly the same. The engine speed was of 750 rpm. The other parameters like, start of injection, injection duration, initial temperature and pressure were set according to the measured values on engine dyno. Due to the fact that the geometrical model didn't included the intake ports, and the intake stroke wasn't simulated, the rotational charge motion was applied as an initial condition. The initial rotational speed of the air in the chamber was set to 1125 rpm. The rotational movement was a swirl-type. The detailed initial conditions in calculated cases are presented in Table 2.

3. Results

The obtained results were analyzed starting from the in-cylinder pressure curves. Although the amount of energy delivered in fuel was the same for both cases (DF and diesel) the pressure curves were different. The pressure evolution in combustion chamber is presented in Fig. 2. One needs to be aware that initial pressure (at BDC) was much higher for DF mode. This difference resulted from the engine-turbocharger system specific response to DF operation. Therefore the compression curve for diesel operation is below the curve for DF mode. Higher initial pressure in DF corresponds to the difference in peak pressures (just after TDC).

3. Wyniki

Analizę wyników rozpoczęto od przebiegu ciśnienia w cylindrze. Pomimo tego, że ilość energii dostarczonej w paliwie była taka sama dla obu wariantów zasilania (DF i Diesel), krzywe ciśnienia się różniły (rys. 2). Należy zwrócić uwagę na to, że początkowe ciśnienie w cylindrze (w DMP) było znacznie wyższe w trybie dwupaliwowym (DF). Ta różnica wynikała z innej charakterystyki pracy układu silnik-turbosprężarka przy zasilaniu dwupaliwowym. W związku z tym krzywa ciśnienia dla zasilania jednopaliwowego znajduje się poniżej krzywej dla zasilania dwupaliwowego. Wyższe ciśnienie początkowe w przypadku DF tłumaczy różnicę ciśnień maksymalnych (bezpośrednio po GMP).

Praca indykowana jednego cyklu wyniosła 44,26 i 41,05 kJ odpowiednio dla zasilania jednopaliwowego oraz dwupaliwowego. Dla silnika 4-suwowego 4-cylindrowego indykowana moc wyniosłaby odpowiednio 1106 kW i 1026 kW. Biorąc pod uwagę, że w obu wariantach zasilania została dostarczona taka sama ilość energii, można zauważyć, że sprawność konwersji energii w trybie dwupaliwowym jest niższa niż w trybie jednopaliwowym, pomimo tego że ciśnienie maksymalne w trybie dwupaliwowym było wyższe.

W celu zobrazowania dynamiki procesu spalania na rys. 3 przedstawiono szybkość wywiązywania ciepła. Z analizy rysunku wyraźnie wynika, że szybkość wywiązywania ciepła dla trybu jednopaliwowego była większa. Większa szybkość wywiązywania ciepła odpowiada wyższej sprawności konwersji energii w trybie jednopaliwowym.

The indicated work of one cycle was of 44.26 kJ and 41.05 kJ for diesel and DF operation respectively. Assuming 4 cylinder 4-stroke engine this results in engine indicated power of 1106 kW and 1026 kW respectively. Taking into account that in both cases the same amount of energy was delivered during the cycle this clearly shows that the energy conversion efficiency for DF mode is lower than for diesel mode, even though the peak pressure was higher.

In order to see the dynamics of the combustion process the rate of heat release was shown in Fig. 3.

In Fig. 3 one can clearly see that the rate of heat release for diesel mode was more rapid. The higher peak in rate of heat release corresponds to higher efficiency in diesel mode.

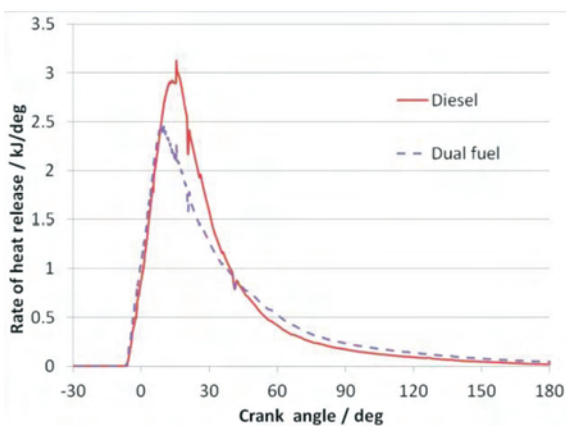


Fig. 3. Rate of heat release for dual fuel and pure diesel operation
Rys. 3. Szybkość wyizocywania ciepła dla zasilania jednopaliwowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Cumulated heat release also differs between the DF and diesel modes as shown in Fig. 4.

The noticed differences in combustion dynamics could result from mixture formation. Therefore the spray formation was presented in Figs. 5–6, and in Figs. 7–8. The intention of presenting these results is to give qualitative view on the spray formation in different fuelling modes rather than quantitative comparison.

In Figs 5 and 6 the droplets were colored by a liquid phase temperature. In Figs 7 and 8 by Weber number. More important element presented in Figs 5 and 6 is the OH radicals mass fraction iso-surface. The iso-surface value was set to $3e-5$. The OH radicals directly correspond to the reaction zone. In Figs 7 and 8 the iso-surface represents the stoichiometric mixture. One needs to be aware that the angle intervals between images are not equal and were specified that way deliberately in order to show different steps of mixture formation.

The average droplet diameter for the whole computational domain is presented in Fig. 9.

The average droplet diameter for diesel mode was lower than for DF mode during almost entire period (shown in Fig. 9). The bigger droplets are usually reason for prolonged combustion. What could be the reason also in this case. In order to confirm this assumption the process of injection and evaporation was compared. It is shown in Fig. 10.

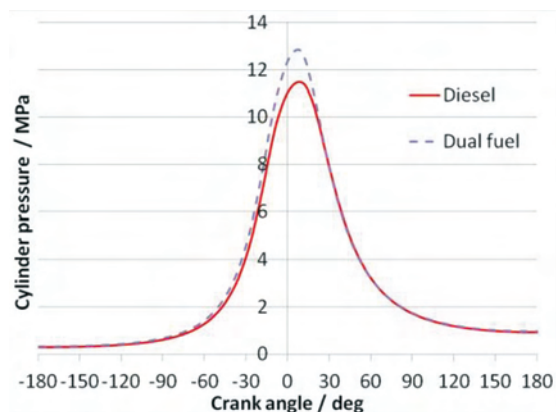


Fig. 2. Cylinder pressure for dual fuel and pure diesel operation
Rys. 2. Ciśnienie w cylindrze dla zasilania jednopaliwowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Skumulowane ciepło uwolnione podczas procesu spalania jest różne dla trybu jednopaliwowego i dwupaliwowym, co przedstawiono na rys. 4.

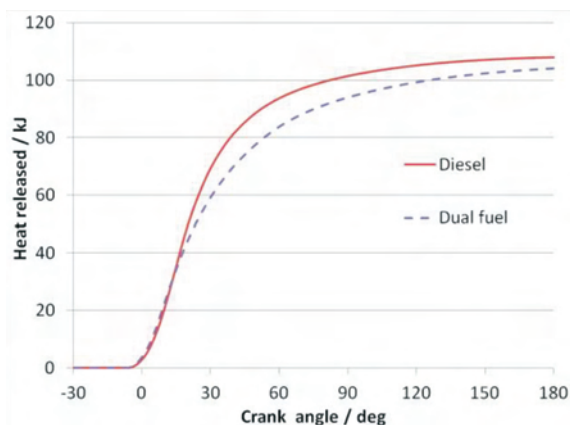


Fig. 4. Cumulated heat release for dual fuel and pure diesel operation
Rys. 4. Skumulowane ciepło uwolnione podczas procesu spalania dla zasilania jednopaliwowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Odnotowane różnice w dynamice spalania mogły wynikać z różnic w procesie tworzenia mieszanki. W związku z tym na rys. 5 i 6 oraz 7 i 8 przedstawiono proces formowania mieszanki dla jakościowego porównania dwóch różnych sposobów zasilania.

Na rysunkach 5 i 6 kropki pokolorowano według temperatury fazy ciekłej, natomiast na rys. 7 i 8 – zależnie od liczby Webera. Ważnym parametrem przedstawionym na rys. 5 i 6 jest udział masowy rodników OH w postaci izopowierzchni. Wartość izopowierzchni została ustawiona na $3e-5$. Rodniki OH bardzo dobrze reprezentują strefę reakcji. Na rysunkach 7 i 8 przedstawiona izopowierzchnia reprezentuje mieszankę stechiometryczną. Należy zwrócić uwagę na to, że odstępy kątowe pomiędzy przedstawionymi obrazami nie są równe. Zostały one ustalone w ten sposób celowo, aby pokazać różne etapy tworzenia mieszanki.

Średnią średnicę kropeł dla całego obszaru obliczeniowego przedstawiono na rys. 9.

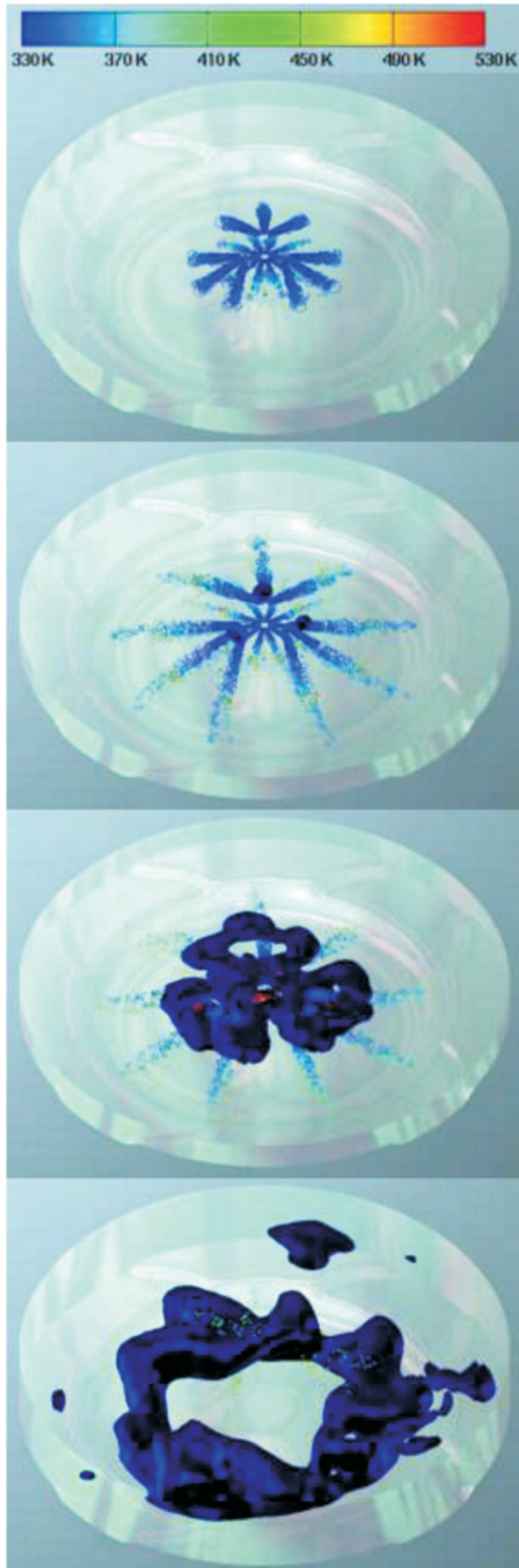


Fig. 5. Spray evolution (fuel droplets colored by fuel temperature) and OH radicals mass fraction iso-surface ($3e-5$) at -10 , -5 , 0 and 30 deg after TDC respectively from the top for DF mode

Rys. 5. Proces wtrysku (kolor kropeł paliwa odpowiada ich temperaturze) oraz udział masowy rodników OH ($3e-5$) dla -10 , -5 , 0 oraz 30 °OWK przed GMP, odpowiednio od góry; przypadek Dual Fuel

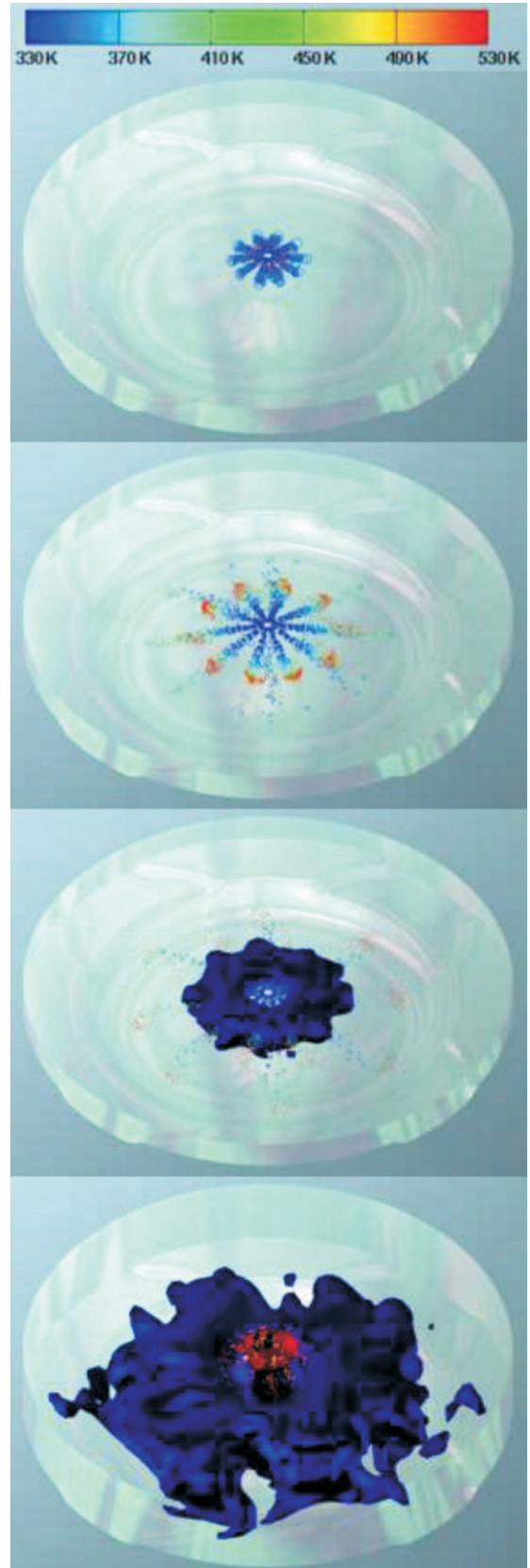


Fig. 6. Spray evolution (fuel droplets colored by fuel temperature) and OH radicals mass fraction iso-surface ($3e-5$) at -10 , -5 , 0 and 30 deg after TDC respectively from the top for diesel mode

Rys. 6. Proces wtrysku (kolor kropeł paliwa odpowiada ich temperaturze) oraz udział masowy rodników OH ($3e-5$) dla -10 , -5 , 0 oraz 30 °OWK przed GMP, odpowiednio od góry; przypadek Diesel

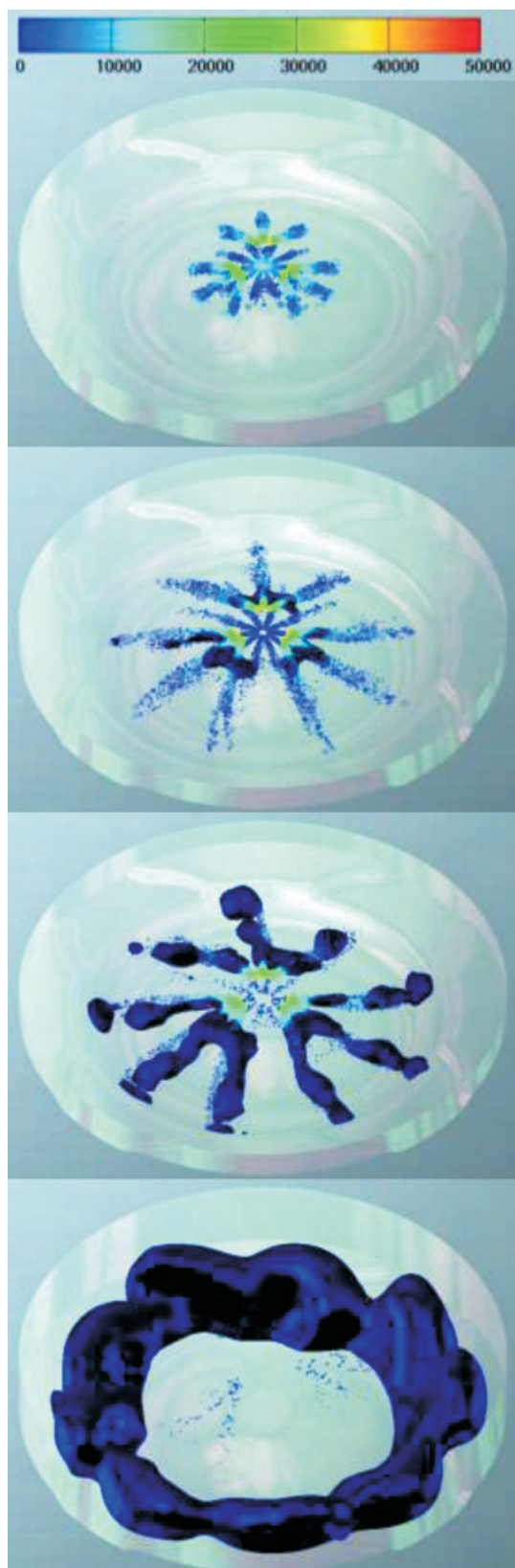


Fig. 7. Spray evolution (fuel droplets colored by Weber number) and mixture formation (stoichiometric iso-surface) at -10 , -5 , 0 and 30 deg after TDC respectively from the top for DF mode

Rys. 7. Proces wtrysku (kolor kropeł paliwa odpowiada liczbie Webera) oraz udział masowy paliwa (izopowierzchnia mieszanki stechiometrycznej) dla -10 , -5 , 0 oraz 30° OWK przed GMP, odpowiednio od góry; przypadek Dual Fuel

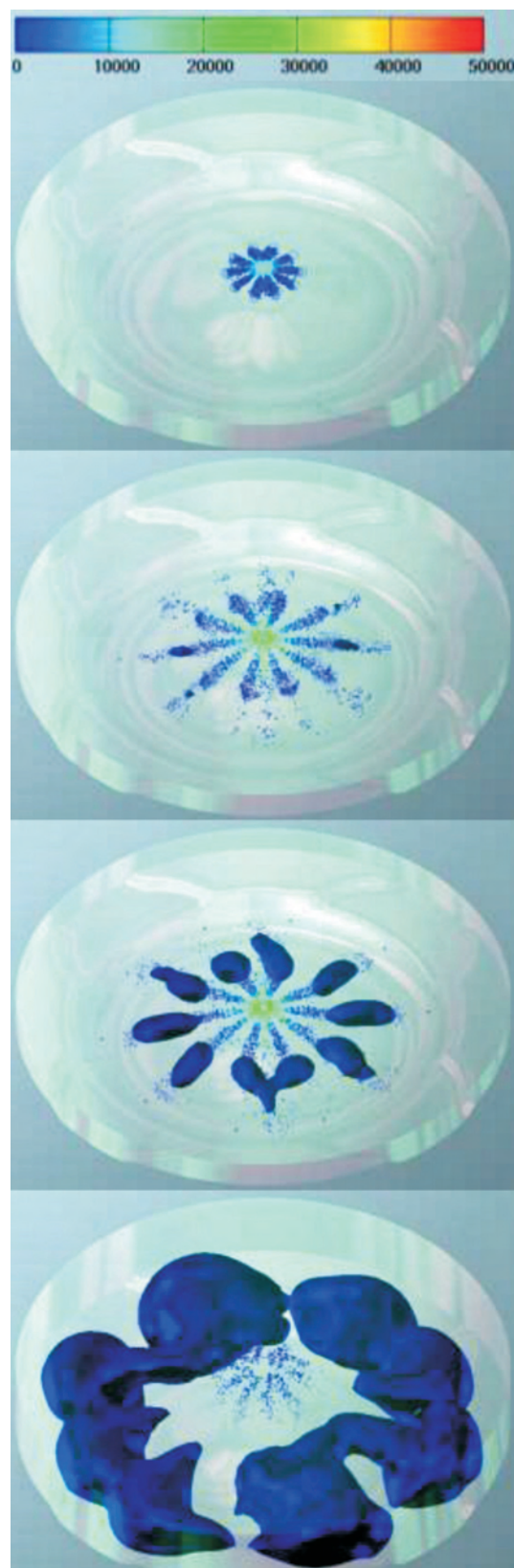


Fig. 8. Spray evolution (fuel droplets colored by Weber number) and mixture formation (stoichiometric iso-surface) at -10 , -5 , 0 and 30 deg after TDC respectively from the top for diesel mode

Rys. 8. Proces wtrysku (kolor kropeł paliwa odpowiada liczbie Webera) oraz udział masowy paliwa (izopowierzchnia mieszanki stechiometrycznej) dla -10 , -5 , 0 oraz 30° OWK przed GMP, odpowiednio od góry; przypadek Diesel

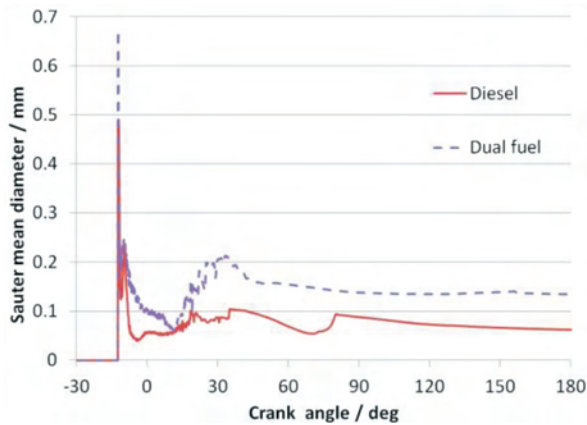


Fig. 9. Droplet diameter (Sauter) for dual fuel and pure diesel operation

Rys. 9. Średnia średnica kroplel (średnica Sautera) dla zasilania jednopalowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Injection process was much faster in DF mode what results from the fact that the mass flow through the propane nozzle was higher and that in DF mode and at the beginning of the injection process liquid fuels are injected through two pairs of nozzles. The distance between the curves presenting mass evaporated and mass injected in Fig. 10 directly reflects the time needed for fuel to evaporate. One can notice that this time is longer for DF mode than for diesel operation.

Additionally NO mass fraction was shown in order to see the potential of meeting the NO_x limits by the DF engine (Fig. 11).

The NO formation for DF was much higher for DF mode what clearly shows that the DF system needs further improvement.

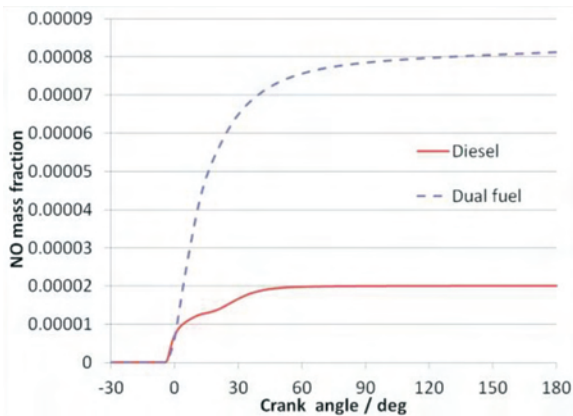


Fig. 11. NO mass fraction in cylinder for dual fuel and pure diesel operation

Rys. 11. Udział masowy NO w cylindrze dla przypadku jednopalowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

4. Conclusions

Numerical simulations were performed in order to compare the combustion process and mixture formation in novel dual fuel system with the conventional single fuel CI engine operating on diesel fuel. The obtained results were analyzed and following conclusions were made:

- The DF mode resulted in higher peak pressure although the combustion process was prolonged. This resulted from the fact that initial pressure (pressure at BDC) was higher

Średnia średnica kroplel dla trybu jednopalowego była mniejsza niż dla trybu dwupaliwowego podczas niemal całego okresu (pokazanego na rys. 9). Większe kroplel są zazwyczaj powodem wydłużenia procesu spalania. Mogło to mieć miejsce również w tym przypadku. W celu potwierdzenia tego przypuszczenia porównano procesy wtrysku i odparowania w obu wariantach zasilania. Masę wtrysniętego i odparowanego paliwa dla obu przypadków przedstawiono na rys. 10.

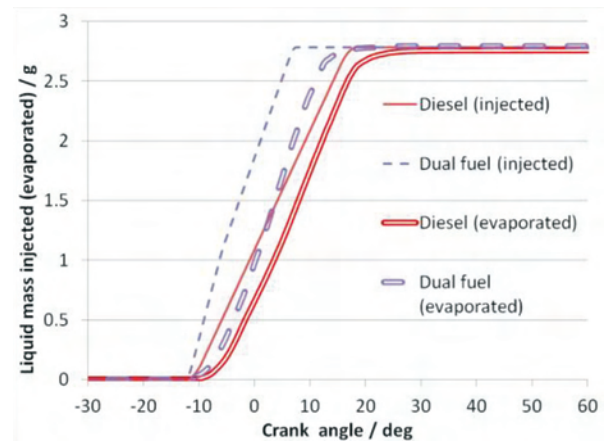


Fig. 10. Injected and evaporated liquid for dual fuel and pure diesel operation

Rys. 10. Masa wtrysniętego i odparowanego paliwa dla zasilania jednopalowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Proces wtrysku był znacznie szybszy w trybie dwupaliwowym, co wynika z tego, że wydatek masowy propanu był większy oraz że w początkowym etapie wtrysk w tym przypadku następował zarówno przez dysze z propanem, jak i z olejem napędowym. Odległość pomiędzy krzywymi przedstawiającymi masę paliwa wtrysniętego i odparowanego na rys. 10 bezpośrednio odzwierciedla czas potrzebny na odparowanie paliwa. Można zauważyć, że czas ten jest dłuższy w trybie dwupaliwowym niż w jednopalowym.

Dodatkowo przedstawiono udział masowy NO, aby zobrazować potencjał spełnienia norm emisji NO_x przez silniki dwupaliwowe (rys. 11).

Powstawanie NO w trybie dwupaliwowym było znacznie intensywniejsze niż w trybie jednopalowym, co wyraźnie wskazuje, że rozważany system dwupaliwowy wymaga dalszych prac rozwojowych.

4. Wnioski

Przedstawione symulacje przeprowadzono w celu porównania procesu spalania i tworzenia mieszanki w silniku z nowatorskim układem dwupaliwowym z konwencjonalnym silnikiem o ZS zasilanym olejem napędowym. Uzyskane wyniki przeanalizowano i wyciągnięto następujące wnioski:

- Tryb dwupaliwowy spowodował wzrost ciśnienia szczytowego pomimo wydłużonego procesu spalania. Wynika to z tego, że początkowe ciśnienie (ciśnienie w DMP) w trybie dwupaliwowym było wyższe.
- Sprawność konwersji paliwa w trybie dwupaliwowym była niższa niż w trybie jednopalowym.

- Energy conversion efficiency for DF mode was lower than for diesel mode.
- The prolonged combustion can be linked with poor fuel atomization. The time needed for fuel to evaporate in DF mode was much higher than for diesel mode.
- The NO formation for DF was much higher than for diesel mode what clearly shows that the DF system needs further improvement.

In general one can conclude that there is a huge potential of dual fuel system for burning light hydrocarbons in heavy duty compression ignition engines. However, in order to improve fuel atomization and mixture formation further fuel injection system optimization is required.

Acknowledgements

The Fire calculation code was used as per the AVL AST University Partnership Program.

Nomenclature

BDC	Bottom Dead Centre/ <i>dolne martwe położenie</i>
CFD	Computational Fluid Dynamics/ <i>obliczeniowa mechanika płynów</i>
CI	Compression Ignition/ <i>o zapłonie samoczynnym</i>
CNG	Compressed Natural Gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>
DF	Dual Fuel/ <i>dwupaliwowy</i>
DI	Direct Injection/ <i>wtrysk bezpośredni</i>

- Wydłużony proces spalania w trybie dwupaliwowym mógł być związany ze słabym rozpyleniem paliwa, gdyż czas potrzebny do odparowania paliwa w trybie dwupaliwowym był znacznie większy niż w trybie jednopaliwowym.
- Powstawanie NO w trybie dwupaliwowym było znacznie intensywniejsze, co wyraźnie wskazuje, że system dwupaliwowy wymaga dalszych usprawnień.

Podsumowując, można stwierdzić, że istnieje duży potencjał systemu dwupaliwowego do spalania lekkich węglowodorów w wysokodoładowanych silnikach o ZS. Jednakże w celu poprawienia atomizacji paliwa oraz procesu tworzenia mieszanki palnej niezbędna jest optymalizacja systemu.

Podziękowania

Autorzy dziękują firmie AVL za udostępnienie programu obliczeniowego Fire na podstawie umowy zawartej w ramach AVL AST University Partnership Program.

Bibliography

- [1] International Maritime Organization. Resolution MEPC. 251(66). The Marine Environment Protection Committee; 2014.
- [2] Bedoya I.D., Arrieta A.A., Cadavid F.J. Effects of mixing system and pilot fuel quality on diesel-biogas dual fuel engine performance. *Bioresour Technol* 2009;100:6624–9.
- [3] Sun J., Bittle J.A., Jacobs T.J. Influencing Parameters of Brake Fuel Conversion Efficiency with Diesel/Gasoline Operation in a Medium-Duty Diesel Engine. SAE Paper 2013-01-0273, 2013.
- [4] Sahoo B.B., Sahoo N., Saha U.K. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines – A critical review. *Renew Sustain Energy Rev* 2009;13:1151–84.
- [5] Addy J.M., Bining A., Norton P., Peterson E., Campbell K., Bevillaqua O. Demonstration of Caterpillar C10 dual fuel natural gas engines in commuter buses. SAE Paper 2000-01-1386, 2000.
- [6] White T., Milton B., Behnia M. Direct injection of natural gas/liquid diesel fuel sprays. *Proc 15th Australas Fluid Mech Conf* 2004.
- [7] Dumitrescu S., Hill P.G., Li G., Ouellette P. Effects of injection changes on efficiency and emissions of a diesel engine fueled by direct injection of natural gas. SAE Paper 2000-01-1805, 2000.
- [8] Mtui P., Hill P. Ignition delay and combustion duration with natural gas fueling of diesel engines. SAE Paper 961933, 1996.
- [9] Laine P. Gas management solutions in oil production. *Detail – Wärtsilä Tech J* 2009;01:22–6.
- [10] Gong C., Jangi M., Bai X. Understanding the effects of ambient pressure on evaporating diesel spray using large eddy simulation 2013.
- [11] Hanjalić K., Popovac M., Hadžiabdić M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. *Int J Heat Fluid Flow* 2004;25:1047–51.
- [12] Dukowicz J.K. A particle-fluid numerical model for liquid sprays. *J Comput Phys* 1980;35:229–53.
- [13] Pilch M., Erdman C. Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop. *Int J Multiphase Flow* 1987;13:741–57.
- [14] Vujanović M. PhD thesis – Numerical modelling of multiphase flow in combustion of liquid fuel. University of Zagreb, 2010.
- [15] Veynante D., Vervisch L. Turbulent combustion modeling. *Prog Energy Combust Sci* 2002;28:193–266.
- [16] Zeldovich Y., Frank-Kamenetskii D., Sadovnikov P. Oxidation of nitrogen in combustion. *Publ. House of the Acad of Sciences of USSR*, 1947.

Lukasz Jan Kapusta, DEng. – Assistant Professor in the Faculty of Power and Aeronautical Engineering at Warsaw University of Technology.

Dr inż. Lukasz Jan Kapusta – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej.

e-mail: Lukasz.Kapusta@itc.pw.edu.pl



Prof. Andrzej Teodorczyk, DSc., DEng. – Professor in Faculty of Power and Aeronautical Engineering at Warsaw University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk – profesor zwyczajny na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej.

e-mail: Andrzej.Teodorczyk@itc.pw.edu.pl



Possibility of estimating the reliability of diesel engines by applying the theory of semi-Markov processes and making operational decisions by considering reliability of diagnosis on technical state of this sort of combustion engines

The paper presents semi-Markov models of technical state transitions for diesel engines, useful for determining the reliability of engines. A possibility of application of a three-state model with a simplified matrix function, or even a two-state model, to determine reliability of the engines, has been described herein on examples of known from literature semi-Markov models, for the case when appropriate diagnosing systems (SDG) are used to identify the technical condition of the engines considered as diagnosed systems (SDN). A risk function and a renewal (restitution) function have been proposed for developing a two-state model of engine state transitions. An opportunity for considering the reliability of diagnosis for making operational decisions by applying the statistical decision theory, has also been presented. Conditional probability $P(s/K_j)$ is recognized as a measure of reliability of diagnosis.

Key words: *diagnostics, reliability, semi-Markov process, diesel engine, statistics, diagnosed system, diagnosing system, diagnostic system*

Możliwość oszacowania niezawodności silników o zapłonie samoczynnym z zastosowaniem teorii procesów semi-Markowa oraz podejmowania decyzji eksploatacyjnych z uwzględnieniem wiarygodności diagnozy o stanie technicznym tego rodzaju silników spalinyowych

W artykule przedstawiono semimarkowskie modele zmian stanów technicznych silników o zapłonie samoczynnym, przydatne do określenia niezawodności tych silników. Wykazano, na przykładzie znanych z literatury modeli semimarkowskich, że do określenia niezawodności tych silników możliwe jest zastosowanie modelu trójstanowego o uproszczonej macierzy funkcyjnej, a nawet modelu dwustanowego, przy zastosowaniu odpowiednich systemów diagnozujących (SDG) do identyfikacji stanu technicznego wspomnianych silników jako systemów diagnozowanych (SDN). Do opracowania dwustanowego modelu zmian stanów silników zaproponowano wykorzystanie funkcji ryzyka i funkcji intensywności odnowy (restrykcji). Przedstawiono także możliwość uwzględnienia wiarygodności diagnozy przy podejmowaniu decyzji eksploatacyjnych w sytuacji zastosowania statystycznej teorii decyzji. Za miarę wiarygodności diagnozy przyjęto prawdopodobieństwo warunkowe $P(s/K_j)$.

Słowa kluczowe: *osady wewnętrzne we wtryskiwaczach paliwa, silniki z zapłonem samoczynnym, układy wtrysku paliwa*

1. Introduction

In the operating phase of marine diesel engines, particularly the main ones (engines employed in propulsion systems of ships), it is important to plan and control their operation. Planning requires having a knowledge of engine operation reliability to be expected during performance of transport tasks by a ship. In order to control the engine operation, when implementing the approved plan of operation, it is significant to know a complete diagnosis (instantaneous diagnosis, prognosis and genesis) that enables prediction of not only the technical state, but also the loads which engines under operation can be subjected to.

Considering the definitions of reliability of machines, provided in many publications [18, 21, 26], reliability of diesel engines can be defined in a similar way, as capability of the engines to convert energy in full range of loads, which they were fit to in the designing and manufacturing phases. And the probability of proper energy conversion for all performances in defined time and determined operating conditions can be recognized as a measure of so understood reliability of the engines [2, 4, 12, 21, 26].

1. Wstęp

W fazie eksploatacji okrętowych silników o zapłonie samoczynnym, zwłaszcza głównych (silników stosowanych do napędu statków), istotne jest planowanie eksploatacji oraz sterowanie nią. Planowanie wymaga znajomości niezawodności działania silników, jakiej należy się spodziewać podczas wykonywania zadań transportowych przez statek. Natomiast do sterowania eksploatacją silników, w czasie realizacji przyjętego planu eksploatacji, istotna jest znajomość pełnej diagnozy (diagnozy chwilowej, prognozy i genezy), która umożliwia przewidywanie nie tylko stanu technicznego, lecz także to, jakim obciążeniami mogą być poddane silniki podczas działania.

Uwzględniając definicje niezawodności urządzeń podane w wielu publikacjach [18, 21, 26], można w odniesieniu do silników o zapłonie samoczynnym podobnie zdefiniować ich niezawodność jako zdolność silników do przetwarzania energii w całym zakresie obciążeń, do których zostały przystosowane w fazie projektowania i wytwarzania. Za miarę tak rozumianej niezawodności silników można przyjąć prawdopodobieństwo poprawnego przetwarzania przez nie energii

It can be assumed, like in publications [3, 6, 7], that any diesel engine works reliably if its technical condition can be classified to the class (set) of states of full ability and denoted as s_1 . If the engine, due to its technical condition, cannot be loaded to the maximum extent, but only to the extent limited by the rated power value [12, 22], its state must be recognized as a state of partial ability (s_2). When the engine, due to its significant wear, can be loaded only to the extent limited by the continuous operating power value [12, 22], it should be assumed that its technical state does not satisfy operating requirements and must be regarded as a state of disability (s_3).

The mentioned technical states of this sort of engines and their time durations can be found by using appropriate diagnosing systems (SDG), e.g. for marine engines, such as CoCoS (*Computer Controlled Surveillance System*) of MAN company, or CBM (*Condition-Based Maintenance*) of Wartsila company, videoskope of Everest company and others [20, 27–29]. Obtained through applying the technical diagnostics information on duration of state s_1 and the moment of losing it, as well as on the moments of states s_2 and s_3 occurring, and their duration, enables the application of the theory of semi-Markov processes for determining the reliability of the engines [6–8]. When the systems SDG are so improved that they enable development of a complete diagnosis (pDG) comprising not only of a reliable instantaneous diagnosis, but also a prognosis of duration of state s_1 , it is possible to obtain a graph of transitions of engine states s_1, s_2, s_3 , which is simplified in comparison to the graph described in publications [5, 7, 11, 25].

2. Possible semi-Markov models of engine state transitions

Building a semi-Markov model of a real process of technical state changes which proceed in the operating phase of a diesel engine, is a prerequisite for applying the theory of the semi-Markov processes. The properties of the models are as follows [4, 8, 19, 21, 23, 24]:

- 1) Markov condition is satisfied when the future development of states of any engine (the process of technical state changes), for which the semi-Markov model was built, depends only on its state at the given time, not on engine functioning in the past, so that its future does not depend on the past, but on the present;
- 2) random variables T_i (denoting the time duration of state s_i regardless of which state is next) and T_{ij} (denoting the time duration of state s_i , provided that the next state of the process is state s_j) have distributions different than exponential.

In the case of marine main engines it can be recognized that the Markov condition is satisfied because the following hypothesis was proved in research [3, 7]: *predicting the technical state of any diesel engine at the time $\tau_n + t$, when only its state at the moment τ_n is known, is possible, because the engine state considered at any moment τ_n ($n = 0, 1, \dots, m$; $\tau_0 < \tau_1 < \dots < \tau_m$) indeed depends on the directly preceding state, not on the states that were before nor their time duration.*

w całym polu osiągow, w określonym czasie i w ustalonych warunkach ich eksploatacji [2, 4, 12, 21, 26].

Można przyjąć, podobnie jak w publikacjach [3, 6, 7], że każdy silnik o zapłonie samoczynnym działa niezawodnie, jeśli jego stan techniczny może być zaliczony do klasy (zbioru) stanów pełnej zdadności i oznaczanej s_1 . Gdy silnik ze względu na jego stan techniczny nie może być obciążony w całym zakresie, a jedynie w obszarze ograniczonym charakterystyką zewnętrzną mocy znamionowej [12, 22], to należy uznać, że znajduje się on w stanie częściowej zdadności (s_2). Gdy silnik z powodu znacznego zużycia może być obciążony jedynie w zakresie ograniczonym charakterystyką zewnętrzną mocy eksploatacyjnej trwałej [12, 22], należy przyjąć, że jego stan techniczny nie odpowiada wymaganiom eksploatacyjnym i trzeba go uznać za stan niezdadności (s_3).

Wymienione stany techniczne tego rodzaju silników i przedziały czasu ich trwania można ujawnić, stosując odpowiednie systemy diagnozujące (SDG), np. w odniesieniu do silników okrętowych, takie jak: CoCoS (*Computer Controlled Surveillance System*) firmy MAN, bądź CBM (*Condition-Based Maintenance*) firmy Wartsila, wideoskop firmy Everest i inne [20, 27–29]. Uzyskane w wyniku zastosowania diagnostyki technicznej informacje o czasie trwania stanu s_1 oraz chwili jego utracenia, jak również o chwilach pojawiania się stanów s_2 i s_3 oraz czasie ich trwania, umożliwiają zastosowanie teorii procesów semi-Markowa do określenia niezawodności silników [6–8]. W sytuacji udoskonalenia wspomnianych SDG, tak aby umożliwiły opracowanie pełnej diagnozy (pDG), która zawierałaby nie tylko wiarygodną diagnozę chwilową, lecz także prognozę trwania stanu s_1 , można uzyskać graf zmian wspomnianych stanów s_1, s_2, s_3 tych silników, uproszczony w porównaniu do grafu opisanego w publikacjach [5, 7, 11, 25].

2. Możliwe modele semi-Markowa zmian stanów technicznych silnika

Skonstruowanie modelu semi-Markowa rzeczywistego procesu zmian stanów technicznych zachodzących w fazie eksploatacji silników o zapłonie samoczynnym jest warunkiem koniecznym zastosowania teorii procesów semi-Markowa. Modele te cechuje to, że [4, 8, 19, 21, 23, 24]:

- 1) spełniony jest warunek Markowa, aby w przyszłości ewolucja stanów dowolnego silnika (procesu zmian jego stanów technicznych), dla którego został zbudowany semimarkowski model, zależała tylko od jego stanu w danej chwili, a nie od funkcjonowania tego silnika w przeszłości, a więc aby jego przyszłość nie zależała od jego przeszłości tylko od terażniejszości,
- 2) zmienne losowe T_i (oznaczające czas trwania stanu s_i niezależnie od tego, jaki stan nastąpi po nim) oraz T_{ij} (oznaczające czas trwania stanu s_i pod warunkiem, że następnym stanem tego procesu będzie stan s_j) mają rozkłady inne niż wykładnicze.

W odniesieniu do okrętowych silników głównych można uznać, że spełniony jest warunek Markowa, ponieważ w badaniach empirycznych potwierdzona została hipoteza [3, 7]: *prognozowanie stanu technicznego dowolnego silnika spa-*

Additionally, the studies show that random variables like time of proper operation (T_u) and renewal time (T_o) of this sort of engines can be described with gamma and normal distributions, and the Weibull-Gniedenko distribution as well [1, 2, 26].

Semi-Markov process is fully defined if its function matrix is known [3, 7, 18]

$$Q(t) = [Q_{ij}(t)] \quad (1)$$

whose non-zero elements are interpreted as follows:

$$Q_{ij}(t) = P\{W(\tau_{n+1}) = s_j, \tau_{n+1} - \tau_n < t \mid W(\tau_n) = s_i\} = p_{ij} F_{ij};$$

$$s_i, s_j \in S; i, j = 1, 2, \dots, n; i \neq j$$

where: p_{ij} – probability of state transition from s_i to s_j , F_{ij} – distribution of random variable T_{ij} , and when the initial distribution is given

$$p_i = P\{W(0) = s_i\}, s_i \in S; i = 1, 2, \dots, n \quad (2)$$

The paper [4] presents a model of state transition for diesel engines $\{W(t); t \geq 0\}$, whose values are elements of the set of classes (subsets) of technical conditions called states (which are of essential meaning in the operating practice):

$$S = \{s_i; i = 1, 2, 3, 4\} \quad (3)$$

described as follows:

- s_1 – state of full (total) ability
- s_2 – state of partial (not full, not total) ability
- s_3 – state of disability for task,
- s_4 – state of full (total) disability.

Distinguishing states $s_i \in S$ ($i = 1, 2, 3, 4$) is very important for diesel engines as it is extremely significant to use them in state s_1 or s_2 .

In this case the initial distribution of the process $\{W(t); t \geq 0\}$ is defined as follows:

$$p_1 = P\{W(0) = s_1\} = 1 \cap p_i = P\{W(0) = s_i\} = 0$$

$$\text{for } i = 2, 3, 4 \quad (4)$$

while its function matrix has the form:

$$Q(t) = \begin{bmatrix} 0 & Q_{12}(t) & 0 & 0 \\ Q_{21}(t) & 0 & Q_{23}(t) & 0 \\ Q_{31}(t) & 0 & 0 & Q_{34}(t) \\ Q_{41}(t) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

The model considers situations where the user can take the risk to perform the task when the engine finds in state s_2 and even take the risk to perform some tasks when its state is s_3 . In the operating practice, it is difficult to distinguish unambiguously state s_1 from state s_2 . This refers particularly to the case of deteriorating technical condition of marine main engine. This is due to the fact that external conditions (height, speed and direction of wave, speed and direction of wind, layer of seaweed and shellfish on the underwater section of hull, speed and direction of ocean currents, etc.) under which the sea-going vessels are operated and tasks that

linowego w chwili $\tau_n + t$, gdy znany jest tylko jego stan w chwili τ_n jest dlatego możliwe, ponieważ stan tego silnika rozpatrywany w dowolnej chwili τ_n ($n = 0, 1, \dots, m; \tau_0 < \tau_1 < \dots < \tau_m$) zależy istotnie od bezpośrednio go poprzedzającego, a nie od stanów, które zaszły wcześniej i przedziałów czasu ich trwania.

Wykazano w badaniach również to, że zmienne losowe, takie jak czas poprawnej pracy (T_u) i czas odnowy (T_o) tego rodzaju silników mogą być opisane rozkładami gamma i normalnym, a także rozkładem Weibulla-Gniedenki [1, 2, 26].

Proces semi-Markowa jest w pełni określony, jeżeli jest znana jego macierz funkcyjna [3, 7, 18]: (1), której niezerowe elementy mają interpretację:

$$Q_{ij}(t) = P\{W(\tau_{n+1}) = s_j, \tau_{n+1} - \tau_n < t \mid W(\tau_n) = s_i\} = p_{ij} F_{ij};$$

$$s_i, s_j \in S; i, j = 1, 2, \dots, n; i \neq j$$

przy czym: p_{ij} – prawdopodobieństwo zmiany stanu s_i na stan s_j , F_{ij} – dystrybuanta zmiennej losowej T_{ij} oraz gdy dany jest rozkład początkowy (2).

W pracy [4] przedstawiono model zmian stanów technicznych silników o zapłonie samoczynnym $\{W(t); t \geq 0\}$, którego wartościami są elementy zbioru klas (podzbiorów) stanów technicznych, zwanych wprost stanami (mających istotne znaczenie w praktyce eksploatacyjnej) – równanie (3) o następującej ich interpretacji:

- s_1 – stan zdatności pełnej (całkowitej),
- s_2 – stan zdatności częściowej (niepełnej, niecałkowitej),
- s_3 – stan niezdatności zadaniowej,
- s_4 – stan niezdatności pełnej (całkowitej).

Rozróżnianie stanów $s_i \in S$ ($i = 1, 2, 3, 4$) dla silników spalinyowych o zapłonie samoczynnym jest o tyle istotne, że niezwykle ważne jest użytkowanie tych silników wtedy, gdy znajdują się one w stanie s_1 i ewentualnie w stanie s_2 .

Wtedy rozkład początkowy procesu $\{W(t); t \geq 0\}$ określono jako wzór (4), natomiast jego macierz funkcyjna ma postać (5).

W przedstawionym modelu przewidziane są sytuacje, w których użytkownik może zaryzykować podjęcie się wykonania zadania przy stanie s_2 silnika, a nawet zaryzykować podjęcie się wykonania niektórych zadań, gdy jest on w stanie s_3 . W praktyce eksploatacyjnej trudno jest jednoznacznie odróżnić stan s_1 od stanu s_2 . Dotyczy to zwłaszcza pogarszania stanu technicznego okrętowych silników głównych. Wynika to z tego, że na zmianę ich obciążenia wpływają istotnie warunki zewnętrzne (wysokość, prędkość i kierunek fali, prędkość i kierunek wiatru, stan porośnięcia wodorostami i skorupiakami podwodnej części kadłuba, prędkość i kierunek prądów morskich itp.), w których są eksploatowane statki morskie oraz zadania realizowane przez użytkowników tych silników [12, 22, 29]. W tej sytuacji eksploatacyjnej zastosowanie systemów diagnozujących (SDG) do identyfikacji stanu technicznego okrętowych silników głównych jako systemów diagnozowanych (SDN) jest łatwiejsze, gdy będzie opracowany trójstanowy zbiór stanów technicznych [4, 12, 22, 29] – wzór (6) o interpretacji:

- s_1 – stan pełnej zdatności silnika, który istnieje wtedy, gdy silnik można obciążyć w całym zakresie, do którego został przysposobiony w fazie projektowania i wytwarzania,

are performed by users of the engines, significantly affect engine load changes [12, 22, 29]. In this operating situation, applying the diagnosing systems (SDG) to identify technical conditions of shipborne main engines as diagnosed systems (SDN) is easier when developing a three-state set of technical states [4, 12, 22, 29]:

$$S = \{s_1, s_2, s_3\} \quad (6)$$

with interpretation:

- s_1 – state of engine full ability, which is recognized when the engine can be loaded in full range which was fit to in the designing and manufacturing phases,
- s_2 – state of engine partial ability, which occurs and continues after the moment when the engine cannot be loaded in the full range of engine performances, but can be loaded within the field not smaller than the range limited by the continuous power characteristic, however with no possibility of loading in the field of rotational speed overloads.
- s_3 – state of engine disability, which occurs and continues after the engine can be loaded only in the range below the continuous power characteristic, but also with no possibility of loading in the field of rotational speed overloads.

The described technical states $s_i \in S(i = 1, 2, 3)$ are values of the process $\{X(t): t \geq 0\}$ of state transitions, with initial distribution, defined by the formula:

$$P_i = P\{X(0) = s_i\} = \begin{cases} 1 & \text{for } i = 1 \\ 0 & \text{for } i = 2, 3 \end{cases} \quad (7)$$

and following function matrix:

$$Q(t) = \begin{bmatrix} 0 & Q_{12}(t) & Q_{13}(t) \\ Q_{21}(t) & 0 & Q_{23}(t) \\ Q_{31}(t) & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Application of an SDG enabling development of a reliable diagnosis [13, 15], allows implementation of the operation strategy, which includes preventive maintenance of the main engine when its state is recognized as s_2 . This prevents damage to the engine during its work. Therefore, the stochastic process $\{X(t): t \geq 0\}$, as a model of the process of engine state transitions can be simplified due to $p_{23} = 0$, and thus there is no function $Q_{23}(t)$ (8).

3. Simplified semi-Markov models of engine technical state transition

Currently applied diagnosing systems (SDG) for identifying the technical condition of marine main engines considered as diagnosed systems (SDN), such as CoCoS (*Computer Controlled Surveillance System*) of MAN company, or CBM (*Condition-Based Maintenance*) of Wartsila company [27, 28, 29] are designed to disclose the most important states classified as s_2 for the engines [7, 9–11, 23]. It can be assumed that occurrence of state s_2 , is a result of damage to the engine. Such sort of damage allows further operation of the engine, but does not ensure performance of

- s_2 – stan częściowej zdatności silnika, który pojawia się z chwilą i istnieje wtedy, gdy silnika nie można obciążyć w całym polu osiągow silnika, ale można go obciążyć w obszarze nie mniejszym niż obszar ograniczony charakterystyką zewnętrzną mocy trwałej, lecz bez możliwości obciążenia w obszarze przeciążenia prędkością obrotową,
- s_3 – stan niezdatności silnika, który pojawia się z chwilą i istnieje wtedy, gdy silnik można obciążyć w obszarze jedynie poniżej charakterystyki zewnętrznej mocy trwałej, ale także bez możliwości obciążenia w obszarze przeciążenia prędkością obrotową.

Wymienione stany techniczne $s_i \in S(i = 1, 2, 3)$ są wartościami procesu $\{X(t): t \geq 0\}$ zmian tych stanów o rozkładzie początkowym tego procesu, który jest określony wzorem (7) oraz macierzy funkcyjnej (8).

Gdy zastosuje się SDG umożliwiające opracowanie wiarygodnej diagnozy [13, 15], może być realizowana strategia eksploatacyjna, w której wykonywana jest obsługa profilaktyczna silnika głównego wtedy, gdy znajdzie się on w stanie s_2 . Zapobiega to uszkodzeniom tego silnika w czasie jego działania. Wobec tego proces stochastyczny $\{X(t): t \geq 0\}$, jako model procesu zmian stanów silnika, może być uproszczony, gdyż wtedy $p_{23} = 0$ i tym samym nie istnieje funkcja $Q_{23}(t)$ (8).

3. Uproszczone modele semi-Markowa zmian stanów technicznych silnika

Obecnie stosowane systemy diagnozujące (SDG) do identyfikacji stanu technicznego okrętowych silników głównych jako systemów diagnozowanych (SDN), takie jak CoCoS (*Computer Controlled Surveillance System*) firmy MAN, bądź CBM (*Condition-Based Maintenance*) firmy Wartsila [27, 28, 29], są przysposobione do ujawniania najistotniejszych stanów uznawanych za stan s_2 tych silników [7, 9, 10, 11, 23]. Można uznać, że pojawienie się stanu s_2 jest wynikiem umownego uszkodzenia silnika. Takie uszkodzenie umożliwia dalsze działanie silnika, ale nie zapewnia ono wykonanie zadania Z_d , które należy wykonać. Ujawnienie przez SDG stanu s_2 silnika umożliwia wykonanie odpowiedniej obsługi profilaktycznej i dokonanie pełnej odnowy, a w rezultacie przywrócenie silnikowi stanu s_1 , umożliwiającego wykonanie Z_d . Mimo stosowania wspomnianych SDG, w fazie eksploatacji silników zachodzą uszkodzenia. Stan techniczny będący wynikiem takich uszkodzeń jest stanem s_3 .

Gdy $p_{23} = 0$, modelem procesu zmiany stanów silników głównych jest proces stochastyczny $\{Y(t): t \geq 0\}$ o zbiorze stanów $S = \{s_i; i = 1, 2, 3\}$ (6) oraz grafie zmian stanów przedstawionym na rys. 1. Zmiany tych stanów zachodzą w chwilach $\tau_0 = 0, \tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5, \dots, \tau_n$ (rys. 2). Ze względu na to, że proces $\{Y(t): t \geq 0\}$ jest procesem semi-Markowa, chwile te są zmiennymi losowymi spełniającymi warunek:

$$\begin{aligned} P\{Y(\tau_{n+1}) = s_j, \tau_{n+1} - \tau_n < \tau | Y(\tau_n) = s_i, Y(\tau_{n-1}), \dots \\ \dots Y(\tau_1), Y(\tau_0), \tau_n - \tau_{n-1}, \dots, \tau_1 - \tau_0, \tau_0\} = \\ = P\{Y(\tau_{n+1}) = s_j, \tau_{n+1} - \tau_n < \tau | Y(\tau_n) = s_i\} \end{aligned}$$

the task Z_d which must be carried out. Disclosure by the SDG of the state s_2 in the engine enables performance of some adequate preventive service and full engine recovery, and in consequence regaining of state s_1 , that allows performance of the task Z_d . Despite using the SDG, damages to engines are reported during their operation. The technical state that results from such damage is recognized as s_3 .

When $p_{23} = 0$, the model of the process of state transitions for main engines is a stochastic process $\{Y(t): t \geq 0\}$ with the set of states $S = \{s_i; i = 1, 2, 3\}$ (6) and the graph of state transitions as depicted in Fig. 1. Transitions of the states proceed at the moments $\tau_0 = 0, \tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5, \dots, \tau_n$ (Fig. 2). Due to the fact that the process $\{Y(t): t \geq 0\}$ is a semi-Markov process, the moments are random variables which satisfy the condition:

$$\begin{aligned} &P\{Y(\tau_{n+1}) = s_j, \tau_{n+1} - \tau_n < \tau | Y(\tau_n) = s_i, Y(\tau_{n-1}), \dots \\ &\dots Y(\tau_1), Y(\tau_0), \tau_n - \tau_{n-1}, \dots, \tau_1 - \tau_0, \tau_0\} = \\ &= P\{Y(\tau_{n+1}) = s_j, \tau_{n+1} - \tau_n < \tau | Y(\tau_n) = s_i\} \end{aligned}$$

A graph of state transitions of the process $\{Y(t): t \geq 0\}$ and thus also of the engine, is shown in Fig. 1. This model of changing technical states of engine is a simplified model when comparing to the model in the form of the process $\{X(t): t \geq 0\}$. The simplification consists in that the function matrix (8) of the process $\{Y(t): t \geq 0\}$ does not take into account the function $Q_{23}(t)$, because $Q_{23}(t) = 0$, due to the fact that $p_{23} = 0$.

An example of the process $\{Y(t): t \geq 0\}$ is illustrated in Fig. 2.

Initial distribution of the process is defined by the formula (7), while its function matrix is as follows:

$$Q(t) = \begin{bmatrix} 0 & Q_{12}(t) & Q_{13}(t) \\ Q_{21}(t) & 0 & 0 \\ Q_{31}(t) & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

The limiting distribution for the process $\{X(t): t \geq 0\}$ can be derived from the formula [2, 11, 19, 24]:

$$P_j = \frac{\pi_j \cdot E(T_j)}{\sum_{k=1}^3 \pi_k \cdot E(T_k)}, \quad j = 1, 2, 3 \quad (10)$$

The distribution $\pi_j (j = 1, 2, 3)$ in the formula (10) is a limiting distribution of the Markov chain $\{Y(\tau_n): n = 0, 1, 2, 3, \dots\}$ embedded in the process $\{Y(t): t \geq 0\}$. This distribution, as it follows from the function matrix (9), satisfies the system of equations [19]:

$$\left[\pi_1, \pi_2, \pi_3 \right] \cdot \begin{cases} \begin{bmatrix} 0 & p_{12} & p_{13} \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \pi_1 + \pi_2 + \pi_3 = 1 \end{cases} = \left[\pi_1, \pi_2, \pi_3 \right] \quad (11)$$

The solution of the system of equations (11), when considering the formula (10), are the probabilities:

Graf zmian stanów procesu $\{Y(t): t \geq 0\}$, a tym samym i silnika przedstawiono na rys. 1. Ten model zmian stanów technicznych silnika jest modelem uproszczonym w porównaniu do modelu w formie procesu $\{X(t): t \geq 0\}$. Uproszczenie polega na tym, że nie uwzględniono w macierzy funkcyjnej (8) procesu $\{Y(t): t \geq 0\}$ funkcji $Q_{23}(t)$, gdyż $Q_{23}(t) = 0$ ze względu na to, że $p_{23} = 0$.

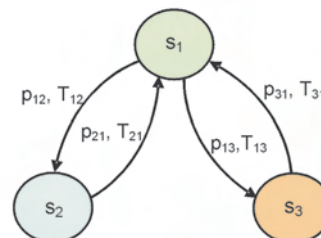


Fig. 1. Graph of engine state transitions: p_{ij} – probability of engine transition from state s_i to state s_j , T_{ij} – duration of state s_i if the process transitions to state s_j ; $i \neq j$; $i, j = 1, 2, 3$

Rys. 1. Graf zmian stanów technicznych silnika: p_{ij} – prawdopodobieństwo przejścia silnika ze stanu s_i do stanu s_j , T_{ij} – czas trwania stanu s_i pod warunkiem przejścia procesu do stanu s_j ; $i \neq j$; $i, j = 1, 2, 3$

Przykładowa realizacja procesu $\{Y(t): t \geq 0\}$ jest zobrazona na rys. 2.

Rozkład początkowy tego procesu jest określony wzorem (7), natomiast jego macierz funkcyjna wzorem (9).

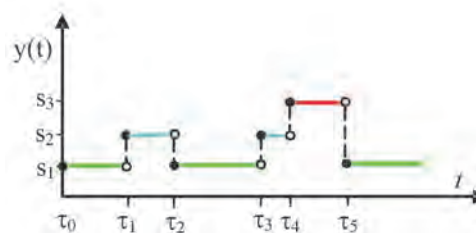


Fig. 2. An example of the process $\{Y(t): t \geq 0\}$ for an engine: $\{y(t): t \in T\}$ – process of technical state transitions, t – operating time; s_1 – state of full ability, s_2 – state of partial ability, s_3 – state of disability

Rys. 2. Przykład realizacji procesu $\{Y(t): t \geq 0\}$ silnika: $\{y(t): t \in T\}$ – realizacja procesu zmian stanów technicznych, t – czas eksploatacji; s_1 – stan pełnej zdatości, s_2 – stan częściowej zdatości, s_3 – stan niezdatności

Dla procesu $\{X(t): t \geq 0\}$ można wyznaczyć jego rozkład graniczny z wzoru (10) [2, 11, 19, 24].

Rozkład $\pi_j (j = 1, 2, 3)$ we wzorze (10) jest rozkładem granicznym łańcucha Markowa $\{Y(\tau_n): n = 0, 1, 2, 3, \dots\}$ włożonego w proces $\{Y(t): t \geq 0\}$. Rozkład ten, jak wynika z macierzy funkcyjnej (9), spełnia układ równań (11) [19].

Rozwiązaniem układu równań (11) przy uwzględnieniu wzoru (10) są prawdopodobieństwa (12), przy czym

$$H = E(T_1) + p_{12} \cdot E(T_2) + p_{13} \cdot E(T_3)$$

gdzie: P_1, P_2, P_3 – prawdopodobieństwa tego, że silnik o zapłonie samoczynnym znajduje się odpowiednio w stanach: s_1, s_2, s_3 ; π_j – prawdopodobieństwo graniczne, włożonego w proces $\{Y(t): t \geq 0\}$ łańcucha Markowa opisującego możliwości pojawienia się stanu $s_j, j = 1, 2, 3$;

$$P_1 = \frac{E(T_1)}{H}, P_2 = \frac{p_{12} \cdot E(T_2)}{H}, P_3 = \frac{p_{13} \cdot E(T_3)}{H} \quad (12)$$

while

$$H = E(T_1) + p_{12} \cdot E(T_2) + p_{13} \cdot E(T_3)$$

where: P_1, P_2, P_3 – probabilities that diesel engine is found in the states: s_1, s_2, s_3 respectively, π_j – limiting probability of a Markov chain embedded in the process $\{Y(t): t \geq 0\}$ that describes possibility of state $s_j, j = 1, 2, 3$ occurring, p_{ij} – probability of the process $\{Y(t): t \geq 0\}$ transition from state s_i to state $s_j, E(T_j)$ – expected value of duration of state s_j .

When performance of the task by the main engine is possible only if it is in the state of full ability (i.e. state s_1), its reliability is defined by the probability P_1 . However, when the task can be performed by the main engine, even when it is in a state of partial ability (s_2), the reliability of the engine can be determined by the sum of probabilities of the two states.

Depending on the selected operation strategy, the even more simplified model of state transitions can be applied for main marine engines. As the ship safety is essential when performing the transport task, there are only two states considered: s_1 (state of full ability) and s_{2*} (state of disability), where $s_{2*} \equiv s_2 \cup s_3$. In such case, the process $\{Z(t): t \geq 0\}$ with a two-element set of states: s_1 and s_{2*} will be the model of engine state transitions. For such a simple model of engine state transitions, the intensity function $\lambda_{ij}(t)$ of transition of the process $\{Z(t): t \geq 0\}$ (so also transition of the engine) from s_i to $s_j (i \neq j; i, j = 1, 2^*)$ can be applied for calculating probabilities P_1 and P_2 . Transition intensity functions $\lambda_{ij}(t)$ are the ratios of transition probabilities p_{ij} , referred to the time interval Δt , which they concern. Thus, the graph of state transitions of the process $\{Z(t): t \geq 0\}$, and also the engine, has the form as depicted in Fig. 3.

Due to the fact that the function $\lambda_{ij}(t)$ is a function of time t , thus dependent on Δt , therefore the relationship below is valid:

$$\lambda_{ij} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\lambda(t)}{\Delta t} = \text{const} \quad (13)$$

The assumption in considerations that $\lambda_{ij} = \text{const}$ means that the process $\{Z(t): t \geq 0\}$ is a discrete-state continuous-time Markov model. This further means that random variables, which are the time of proper work of engine and the time of its renewal, are recognized as random variables with exponential distributions. Consideration of the time of proper work of the engine as a random variable with exponential distribution is justified by the fact that in stormy weather conditions engines are subject to impact loads (so-called shock pulses) in particular [2, 26]. Also probabilities of performing renewal to a damaged engine in time of storm are small and decrease with extending the time needed to do the renewal, which also makes it possible to assume that the renewal time is a random variable with exponential distribution [26]. Furthermore, the exponential distribution significantly reduces the values of engine reliability over time when comparing

p_{ij} – prawdopodobieństwo przejścia procesu $\{Y(t): t \geq 0\}$ ze stanu s_i do stanu $s_j; E(T_j)$ – wartość oczekiwana czasu trwania stanu s_j .

Gdy wykonanie zadania przez silnik główny jest możliwe tylko wtedy, gdy znajduje się on w stanie pełnej zdadności (czyli w stanie s_1), jego niezawodność określa prawdopodobieństwo P_1 . Gdy zadanie może być wykonane przez silnik główny nawet wtedy, gdy znajduje się on w stanie zdadności częściowej (s_2), to niezawodność tego silnika może być określone przez sumę prawdopodobieństw istnienia obu rodzajów stanów.

W zależności od przyjętej strategii eksploatacyjnej może być przyjęty jeszcze bardziej uproszczony model zmian stanów okrętowego silnika głównego. Gdy ważne jest bezpieczeństwo statku na morzu podczas wykonywania zadania transportowego, istotne są tylko dwa stany: s_1 (stan pełnej zdadności silnika) oraz s_{2*} (stan niezdadności silnika), przy czym $s_{2*} \equiv s_2 \cup s_3$. W takim przypadku modelem zmian stanów silnika będzie proces $\{Z(t): t \geq 0\}$ o dwuelementowym zbiorze stanów s_1 oraz s_{2*} . Przy tak prostym modelu zmian stanów silnika można do obliczenia prawdopodobieństw P_1 i P_2 zastosować funkcje intensywności $\lambda_{ij}(t)$ przejścia procesu $\{Z(t): t \geq 0\}$ (tym samym silnika) ze stanu s_i do $s_j (i \neq j; i, j = 1, 2^*)$. Funkcje intensywności $\lambda_{ij}(t)$ przejścia są ilorazami prawdopodobieństw przejścia p_{ij} odniesionymi do przedziału czasu Δt , którego dotyczą. Zatem graf zmian stanów procesu $\{Z(t): t \geq 0\}$, a tym samym i silnika, ma postać jak na rys. 3.

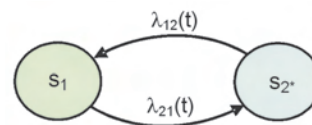


Fig. 3. Graph of engine state transitions: λ_{ij} – probability of the process transition from state s_i to state $s_j; (i \neq j; i, j = 1, 2^*)$

Rys. 3. Graf zmian stanów technicznych silnika: λ_{ij} – prawdopodobieństwo przejścia procesu ze stanu s_i do stanu $s_j; (i \neq j; i, j = 1, 2^*)$

Ze względu na to, że funkcja $\lambda_{ij}(t)$ jest funkcją czasu t , a więc zależną od Δt , słuszna jest zależność (13).

Przyjęcie w tych rozważaniach, że $\lambda_{ij} = \text{const}$ oznacza, że proces $\{Z(t): t \geq 0\}$ jest modelem Markowa dyskretnym w stanach i ciągłym w czasie. Oznacza to także, że zmienne losowe, którymi są czas poprawnej pracy silnik i czas jego odnowy uznawane są za zmienne losowe o rozkładach wykładniczych. Rozpatrywanie czasu poprawnej pracy silnika jako zmiennej losowej o rozkładzie wykładniczym jest uzasadnione tym, że w warunkach sztormowych silniki te podlegają głównie oddziaływaniom obciążeń udarowych (tak zwanym bodźcom skokowym) [2, 26]. Także prawdopodobieństwa dokonania odnowy uszkodzonego silnika w czasie sztormu są małe i maleją wraz z wydłużaniem się czasu niezbędnego do wykonania tej odnowy, co także umożliwia przyjęcie, że czas odnowy jest zmienną losową o rozkładzie wykładniczym [26]. Ponadto rozkład wykładniczy znacznie zmniejsza wartości niezawodności silnika z upływem czasu w porównaniu z innymi rozkładami tego rodzaju zmiennych losowych ciągłych. W zaproponowanym

to other distributions of this sort of continuous random variables. In the proposed model, the intensity λ_{12^*} of the process transition from state s_1 to state s_{2^*} is called the risk function, and the transition intensity λ_{2^*1} – the intensity function of renewal (restitution). In this case the probabilities P_1 and P_2 can be derived from the formulas [17]:

$$\begin{aligned} P_1(t) &= \frac{\lambda_{2^*1}}{\lambda_{2^*1} + \lambda_{12}} + \frac{\lambda_{12}}{\lambda_{12} + \lambda_{2^*1}} \exp\{- (\lambda_{12} + \lambda_{2^*1})t\} \\ P_{21}(t) &= \frac{\lambda_{12}}{\lambda_{12} + \lambda_{2^*1}} - \frac{\lambda_{2^*1}}{\lambda_{12} + \lambda_{2^*1}} \exp\{- (\lambda_{12} + \lambda_{2^*1})t\} \end{aligned} \quad (14)$$

When the operating time t of engine is very long (in theory $t \rightarrow \infty$), the formulas (14) take the forms:

$$P_1(t) = \frac{\lambda_{2^*1}}{\lambda_{2^*1} + \lambda_{12}} \quad \text{and} \quad P_{21}(t) = \frac{\lambda_{12}}{\lambda_{12} + \lambda_{2^*1}} \quad (15)$$

since in the formulas (16) the values $\exp\{\bullet\} = 0$.

When transportation tasks are carried out by ships in favorable conditions, so in the periods (seasons) in which there are no storms, it can be assumed that the random variable which is the time of proper operation of the engine, has a gamma distribution, and the random variable which is the engine renewal time – a normal distribution. Then, it can be assumed that [2]:

$$\lambda_{12}(t) = \frac{\lambda_{12}^r t^{r-1}}{(r-1)! \left[1 + \frac{1}{1!} \lambda_{12} t + \frac{1}{2!} (\lambda_{12} t)^2 + \dots + \frac{(\lambda_{12} t)^{r-1}}{(r-1)!} \right]} \quad (16)$$

where: r – parameter of distribution shape.

With the growth of t ($t \rightarrow \infty$) the function (16) increases monotonically to $\lambda_{12} = \text{const}$ [2, 26]. Whereas the function λ_{2^*1} is defined by the formula [2]:

$$\lambda_{2^*1}(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma\Phi\left(\frac{m_1 - t}{\sigma}\right)} \exp\left\{-\frac{(t - m_1)^2}{2\sigma^2}\right\} \quad (17)$$

where: σ – standard deviation, m_1 – zero moment of the first order (expected value), $\Phi\left(\frac{m_1 - t}{\sigma}\right)$ – Laplace function.

With the growth of t the function (17) increases monotonically [2, 26].

The probabilities defined by the formulas (12), (14) and (15) are significant in the phase of planning the engine operation whose implementation requires securing the funds, fuel supply and lubricating oil, and spare parts. However, the phase of engine operating requires controlling the process of changes in engine technical condition, which consists in making decisions. This requires knowledge of reliability of the diagnosis on the engine technical state and consequences of making a decision selected from among possible decisions in the given operating situation for this kind of engines [14–16]. Optimal decisions can be made when applying semi-Markov decision (controlled) processes or statistical decision theory. From among the theories, Bayesian statistical decision theory is easier to use. In this theory a criterion of decision-making

modelu intensywność przejścia λ_{12^*} procesu ze stanu s_1 do stanu s_{2^*} nazywana jest funkcją ryzyka, a intensywność przejścia λ_{2^*1} – funkcją intensywności odnowy (restrytucji). W takim przypadku prawdopodobieństwa P_1 oraz P_2 można określić ze wzorów (14) [17].

Gdy czas t działania silnika jest bardzo długi (teoretycznie $t \rightarrow \infty$), wzory (14) przyjmują postać (15), gdyż wtedy we wzorach (16) wielkości $\exp\{\bullet\} = 0$.

Gdy zadania transportowe wykonywane są przez statki w korzystnych warunkach, a więc w okresach (porach roku), w których nie występują sztormy, można przyjąć, że zmienna losowa, którą jest czas poprawnej pracy silnika ma rozkład gamma, a zmienna losowa, którą jest czas odnowy silnika – rozkład normalny. Wtedy można przyjąć – wzór (16) [2], gdzie: r – parametr kształtu rozkładu.

Wraz ze wzrostem t ($t \rightarrow \infty$) funkcja (16) rośnie monotonicznie do $\lambda_{12} = \text{const}$ [2, 26], natomiast funkcja λ_{2^*1} określana jest wzorem (17) [2], gdzie: σ – odchylenie standardowe, m_1 – moment zerowy rzędu pierwszego (wartość oczekiwana), $\Phi\left(\frac{m_1 - t}{\sigma}\right)$ – funkcja Laplace'a.

Wraz ze wzrostem t funkcja (17) rośnie monotonicznie [2, 26].

Prawdopodobieństwa określone wzorami (12), (14) i (15) są istotne w fazie planowania działania silników, którego realizacja wymaga zapewnienia środków finansowych, zapasu paliwa i oleju smarowego oraz części wymiennych. W fazie realizacji działania silników potrzebne jest sterowanie procesem zmian ich stanów technicznych, które polega na podejmowaniu decyzji. Wtedy potrzebna jest znajomość wiarygodności diagnozy o stanie technicznym tych silników oraz konsekwencji podjęcia decyzji spośród decyzji możliwych do podjęcia w danej sytuacji eksploatacyjnej tego rodzaju silników [14–16]. Decyzje optymalne mogą być podejmowane w sytuacji zastosowania decyzyjnych (sterowanych) procesów semi-Markowa bądź zastosowania statystycznej teorii decyzji. Spośród tych teorii prostsza do zastosowania jest bayesowska statystyczna teoria decyzji. W teorii tej kryterium podejmowania decyzji jest wartość oczekiwana konsekwencji decyzji. Zgodnie z tym kryterium, podjęcie decyzji eksploatacyjnej polega na wyborze decyzji optymalnej, należącej do zbioru decyzji możliwych do podjęcia w danej sytuacji eksploatacyjnej. Taką decyzją jest zawsze ta, której odpowiada największa wartość oczekiwana konsekwencji [1]. Zastosowanie bayesowskiej statystycznej teorii decyzji wymaga opracowania statystycznego modelu decyzyjnego.

4. Statystyczny model decyzyjny

Zastosowanie odpowiedniego systemu diagnozującego (SDG) do identyfikacji stanu technicznego silnika głównego jako systemu diagnozowanego (SDN) umożliwia uzyskanie diagnozy o stanie technicznym tego silnika, o określonej wiarygodności. Miarą wiarygodności diagnozy jest prawdopodobieństwo warunkowe $P\{s_i/K_i\}$, że silnik jest w stanie s_i po warunkiem, że obserwowany jest odpowiadający temu stanowi wektor K_i wartości parametrów diagnostycznych [13, 15]. Dysponowanie taką informacją i jednocześnie znajomość konsekwencji podjęcia poszczególnych decyzji

is an expected value of decision consequences. According to this criterion, making an operating decision consists in selecting the optimal decision belonging to the set of possible decisions in the given operating situation. Such a decision is always the one which the highest expected value of consequences corresponds to [1]. Application of Bayesian statistical decision theory requires development of a statistical model of decision-making.

4. Statistical model of decision-making

Application of an appropriate diagnosing system (SDG) for identifying technical condition of a main engine as the diagnosed system (SDN), allows obtaining a diagnosis on the technical state of the engine, with defined reliability. A measure of diagnosis reliability is the conditional probability $P\{s_i|K_i\}$, that the engine is in state s_i provided that the value vector K_i of diagnostic parameters corresponding to this state, is observed [13, 15]. This information and also the knowledge of consequences of each decision, enable application of the statistical decision theory for making a rational decision, e.g. from the following two possible [14, 16]:

- decision d_1 – first perform an adequate preventive maintenance of engine to renew its state, which is indispensable to carry out the task Z_d , and then, start performing the task according to the schedule set by the customer.
- decision d_2 – do not perform the maintenance service and start performing the ordered task Z_d .

The Bayesian statistical decision theory shows that in such a decision situation, e.g. for the process $\{Z(t): t \geq 0\}$ of changing engine technical states, considerations should include decision dendrite as demonstrated in Fig. 4.

The decision dendrite provided in Fig. 4 indicates that the expected values can be derived from the following relationships [14, 15]:

$$E(c|d_1) = P(s_1|K_1)c(d_1, s_1) + P(s_{2*}|K_2)c(d_1, s_{2*}) \tag{18}$$

$$E(c|d_2) = P(s_1|K_1)c(d_2, s_1) + P(s_{2*}|K_2)c(d_2, s_{2*})$$

where the below relationship is valid:

$$P(s_1|K_1) + P(s_{2*}|K_2) = 1$$

In accordance with the decision-making rule, decision d_1 should be made when $E(c|d_1) > E(c|d_2)$, and inversely – decision d_2 , should be made when $E(c|d_1) < E(c|d_2)$.

Probabilities $P(s_i|K_i)$ as measures of reliability of diagnosis can be derived from the dependence [14]:

$$P(s_i|K_i) = \frac{P(A)P(s_i|A)P(K_i|A \cap s_i)}{P(K_i)P(A|K_i \cap s_i)} \tag{19}$$

where: $P(s_i|K_i)$ – probability that engine is in state s_i ($i = 1, 2^*$), provided that the value vector K_i of diagnostic parameters is observed, A – an event that SDG works properly, $P(A)$ – probability of proper work of SDG, $P(s_i/A)$ – probability that engine is in state s_i ($i = 1, 2^*$), provided that SDG works properly, $P(K_i/A \cap s_i)$ – probability that the value vector K_i of diagnostic parameters is observed, provided that SDG works

umożliwia zastosowanie statystycznej teorii decyzji do podjęcia racjonalnej decyzji, np. spośród następujących dwóch możliwych [14, 16]:

- decyzja d_1 – wykonać najpierw odpowiednią obsługę profilaktyczną silnika, w celu odnowy jego stanu, która jest niezbędna do wykonania zadania Z_d , a następnie przystąpić do realizacji tego zadania w terminie ustalonym przez zleceniodawcę,
- decyzja d_2 – nie wykonywać obsługi i rozpocząć wykonywanie zleconego zadania Z_d .

Z bayesowskiej statystycznej teorii decyzji wynika, że w takiej sytuacji decyzyjnej, np. dla procesu $\{Z(t): t \geq 0\}$ zmian stanów technicznych silnika, należy uwzględnić dendryt decyzji przedstawiony na rys. 4.

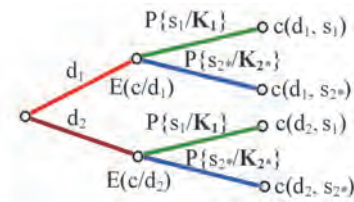


Fig. 4. Decision dendrite for making decision d_1 or d_2 : d_1 – decision to perform first the appropriate preventive maintenance to the engine and then the given task, d_2 – decision to perform the ordered task without prior preventive maintenance to the engine, $P\{s_i|K_i\}$ – probability that engine is in state s_i , provided that vector K_i of diagnostic parameters is observed, $P\{s_{2*}|K_2\}$ – probability that engine is in state s_{2*} , provided that vector K_2 of diagnostic parameters is observed, $c(d_1, s_1)$ – consequence of decision d_1 when engine state is s_1 , $c(d_1, s_{2*})$ – consequence of decision d_1 when engine state is s_{2*} , $c(d_2, s_1)$ – consequence of decision d_2 when engine state is s_1 , $c(d_2, s_{2*})$ – consequence of decision d_2 when engine state is s_{2*} .

Rys. 4. Dendryt decyzyjny do podjęcia decyzji d_1 bądź d_2 : d_1 – decyzja, że należy wykonać najpierw odpowiednią obsługę profilaktyczną silnika a następnie wykonać dane zadanie, d_2 – decyzja, że należy wykonać zleczone zadanie bez uprzedniego wykonania obsługi profilaktycznej silnika, $P\{s_i|K_i\}$ – prawdopodobieństwo, że silnik jest w stanie s_i pod warunkiem, że obserwowany jest wektor K_i parametrów diagnostycznych, $P\{s_{2*}|K_2\}$ – prawdopodobieństwo, że silnik jest w stanie s_{2*} pod warunkiem, że obserwowany jest wektor K_2 parametrów diagnostycznych, $c(d_1, s_1)$ – konsekwencja podjęcia decyzji d_1 przy stanie s_1 silnika, $c(d_1, s_{2*})$ – konsekwencja podjęcia decyzji d_1 przy stanie s_{2*} silnika, $c(d_2, s_1)$ – konsekwencja podjęcia decyzji d_2 przy stanie s_1 silnika, $c(d_2, s_{2*})$ – konsekwencja podjęcia decyzji d_2 przy stanie s_{2*} silnika

Z dendrytu decyzji przedstawionego na rys. 4 wynika, że wartości oczekiwane można wyznaczyć z zależności (18) [14, 15], przy czym obowiązuje zależność:

$$P(s_1|K_1) + P(s_{2*}|K_2) = 1$$

Zgodnie z zasadą podejmowania decyzji, gdy $E(c|d_1) > E(c|d_2)$, należy podjąć decyzję d_1 i odwrotnie – gdy zachodzi zależność $E(c|d_1) < E(c|d_2)$, należy podjąć decyzję d_2 .

Prawdopodobieństwa $P(s_i|K_i)$ jako miary wiarygodności diagnozy można wyznaczyć z zależności (19) [14], gdzie: $P(s_i|K_i)$ – prawdopodobieństwo, że silnik jest w stanie s_i ($i = 1, 2^*$) pod warunkiem zaobserwowania wektora K_i wartości parametrów diagnostycznych, A – zdarzenie oznaczające poprawne działanie SDG, $P(A)$ – prawdopodobieństwo poprawnego działania SDG, $P(s_i/A)$ – prawdopodobieństwo znajdowania się silnika w stanie s_i ($i = 1, 2^*$) pod warunkiem, że SDG działa poprawnie, $P(K_i/A \cap s_i)$ – prawdopodobieństwo zaobserwowania wektora K_i

properly and the engine is in state s_i , $P(\mathbf{K}_i)$ – probability that the value vector \mathbf{K}_i of diagnostic parameters is observed, $P(A/\mathbf{K}_i \cap s_i)$ – probability that SDG works properly, provided that the value vector \mathbf{K}_i of diagnostic parameters is observed and the engine is in state s_i .

Assuming that $P(A) = 1$, the formula (19) can be simplified to the following form [14]:

$$P(s_i/\mathbf{K}_i) = \frac{P(s_i)P(\mathbf{K}_i/s_i)}{P(\mathbf{K}_i)} \quad (20)$$

which allows obtaining a measure of diagnosis accuracy.

Considering the measures of diagnosis reliability (19) or accuracy (20) in engine diagnostics allows for the development of a rational operating diagnosis on engine ability to perform the task Z_d [5, 16].

5. Final remarks and conclusions

In research on reliability of engines a variety of mathematical models can be used, including more adequate functional models in the form of semi-Markov processes. Semi-Markov processes are increasingly applied, and not only for solving different issues regarding reliability and diagnostics of diesel or other combustion engines.

Application of a semi-Markov process as a model of changes in the mentioned reliability states of a main engine at a defined time. As a result the random variable $T_{(ij)}$ denoting duration of engine state $s_{(i)}$, provided that the successive state is s_j , and the random variable T_i denoting duration of engine state $s_{(i)}$ (e.g. $i = 1, 2, 3$ or $i = 1, 2^*$), regardless of which state is successive, have distributions that belong in the set $R^+ = [0, +\infty)$.

When using an appropriate SDG enabling development of a complete diagnosis (instantaneous diagnosis, prognosis and genesis) with defined reliability $P(s_i/\mathbf{K}_i)$, it makes sense to apply a two-state Markov process for studying this kind of engines, because in this case that includes additional requirement of ensuring a high safety level of a sea-going ship, it can be assumed that the random variables $T_{(ij)}$ and $T_{(i)}$ have exponential distributions.

The presented models can be of significant practical meaning due to the ease of defining the estimators of transition probabilities $p_{(ij)}$ and the ease of estimating the expected values $E(T_{(i)})$. Therefore, it should be considered that the point estimate of the expected value $E(T_{(i)})$ does not allow for determining the accuracy of the estimation. It is possible to establish such accuracy by interval estimation, where the confidence interval $[t_{d(i)}, t_{g(i)}]$, with random limits is determined, which contains with a defined probability (confidence level) β , the unknown expected value $E(T_{(i)})$.

Moreover, consideration of reliability of the diagnosis $P(s_i/\mathbf{K}_i)$ in the operating phase, by using the statistical decision theory, allows for making optimal operating decisions from among the possible decisions for main engines in the given operating situation.

It can reasonably be expected that the proposed models may also be useful in studies on reliability of other machines.

wartości parametrów diagnostycznych, pod warunkiem jednoczesnego poprawnego działania SDG i istnienia stanu s_i silnika, $P(\mathbf{K}_i)$ – prawdopodobieństwo zaobserwowania wektora \mathbf{K}_i wartości parametrów diagnostycznych, $P(A/\mathbf{K}_i \cap s_i)$ – prawdopodobieństwo poprawnego działania SDG pod warunkiem, że zaobserwowany został wektor \mathbf{K}_i wartości parametrów diagnostycznych i zaistniał stan s_i silnika.

Przy założeniu, że $P(A) = 1$, wzór (19) można uprościć do postaci (20) [14], a więc uzyskać miarę trafności diagnozy.

Uwzględnienie w diagnostyce silników miar wiarygodności (19) bądź trafności (20) diagnozy umożliwia opracowanie racjonalnej diagnozy eksploatacyjnej o zdolności silnika do wykonania danego zadania Z_d [5, 16].

5. Uwagi końcowe i wnioski

W badaniach niezawodności silników mogą być stosowane różne modele matematyczne, w tym bardziej adekwatne modele funkcjonalne w formie procesów semi-Markowa. Procesy semi-Markowa są coraz częściej stosowane i to nie tylko przy rozwiązywaniu różnych problemów, dotyczących niezawodności oraz diagnostyki silników o zapłonie samoczynnym i innych silników spalinowych.

Zastosowanie procesu semi-Markowa jako modelu zmian wymienionych stanów niezawodnościowych silnika głównego w określonym czasie wynika stąd, że zmienna losowa $T_{(ij)}$ oznaczająca czas trwania stanu $s_{(i)}$ pod warunkiem, że następnym stanem będzie stan s_j oraz zmienna losowa T_i oznaczająca czas trwania stanu $s_{(i)}$ (np. $i = 1, 2, 3$ lub $i = 1, 2^*$) silnika niezależnie od tego, jaki będzie jego stan następny, mają rozkłady dowolne skoncentrowane w zbiorze $R^+ = [0, +\infty)$.

Gdy zastosuje się odpowiedni SDG, umożliwiający opracowanie diagnozy pełnej (diagnozy chwilowej, prognozy i genezy) o określonej wiarygodności $P(s_i/\mathbf{K}_i)$, w badaniach niezawodności tego rodzaju silników ma sens zastosowanie dwustanowego procesu Markowa, gdyż w takim przypadku, przy dodatkowym wymaganiu zapewnienia wysokiego bezpieczeństwa statku morskiego, można przyjąć, że zmienne losowe $T_{(ij)}$ oraz $T_{(i)}$ mają rozkłady wykładnicze.

Przedstawione modele mogą mieć istotne znaczenie praktyczne ze względu na łatwość określania estymatorów prawdopodobieństw przejścia $p_{(ij)}$ oraz łatwość oszacowywania wartości oczekiwanych $E(T_{(i)})$. Należy przy tym uwzględnić to, że estymacja punktowa wartości oczekiwanej $E(T_{(i)})$ nie umożliwia określenia dokładności jej oszacowania. Dokładność taką umożliwia estymacja przedziałowa, w której wyznaczany jest przedział ufności $[t_{d(i)}, t_{g(i)}]$ o losowych granicach, który z określonym prawdopodobieństwem (poziomym ufności) β zawiera nieznaną wartość oczekiwaną $E(T_{(i)})$.

Ponadto uwzględnienie w fazie eksploatacji wiarygodności diagnozy $P(s_i/\mathbf{K}_i)$ umożliwia, przy zastosowaniu statystycznej teorii decyzji, podejmowanie optymalnych decyzji eksploatacyjnych spośród decyzji możliwych do podjęcia w danej sytuacji eksploatacyjnej silników głównych.

Można spodziewać się, że zaproponowane modele mogą być przydatne także w badaniach niezawodności innych urządzeń technicznych.

Bibliography/Literatura

- [1] Benjamin J.R., Cornell C.A. Probability, Statistics and Decision for Civil Engineers. Wyd. polskie: Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów. WNT, Warszawa 1977.
- [2] Gercbach J.B., Kordonski Ch.B. Modele niezawodnościowe obiektów technicznych. WNT, Warszawa 1968. Oryginał: Герцбах И. Б., Кордонский Х. Б.: Модели отказов. Советское Радио, Москва 1966.
- [3] Girtler J. Usefulness of semi-Markov processes as models of the operation processes for marine main engines and other machines of ship power plants. Journal of Polish CIMAC, Vol. 9, No. 2, 2014, pp.57-67.
- [4] Girtler J. Semi-Markov model of diesel engines' operating process. Archiwum Motoryzacji 2004, Vol. 7, Nr 3, s. 165-196.
- [5] Girtler J. Significance of technical diagnostics in decision control of combustion engines operation process. Archiwum Motoryzacji 2004, Vol. 7, Nr 4, s. 389-407.
- [6] Girtler J. Możliwości zastosowania i przydatność procesów semimarkowskich jako modeli procesów eksploatacji maszyn. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Warszawa 1996, z.3(107), s. 419-428.
- [7] Girtler J. Diagnostyka jako warunek sterowania eksploatacją okrętowych silników spalinowych. Studia nr 28, WSM, Szczecin 1997.
- [8] Girtler J. Physical aspects of application and usefulness of semi-Markov processes for modeling the processes occurring in operational phase of technical objects. Polish Maritime Research, Vol. 11, No 3, 2004, pp. 25-30.
- [9] Girtler J. Quantum issues in diagnostics of marine energy machines and devices. Scientific Journals Maritime University of Szczecin. – No 30(102).
- [10] Girtler J. Aspekty kwantowej diagnostyki maszyn. XXXIX Sympozjum Diagnostyki Maszyn. Wisła, 04-10.03. 2012, Materiały wydane w formie streszczeń referatów i na CD, 23 s. Wyd. Wydział Transportu Politechniki Śląskiej, Katowice 2012.
- [11] Girtler J. Stochastic model of Diesel engines' operating process. J. of KONES 2004, vol. 11, nr 1-2, pp. 178-188.
- [12] Girtler J. The semi-Markov model of energy state changes of the main marine internal combustion engine and method for evaluating its operation during ships voyage. Polish Maritime Research, Vol. 18, No. 4, 2011, pp. 36-42.
- [13] Girtler J. Diagnosis' likelihood and diagnosis rightness about the technical state of diesel engine. Proceedings of the III International Scientific-Technical Conference EXPLO DIESEL & GAS TURBINE '03. Gdańsk-Międzyzdroje-Lund (Sweden), May 5-9, 2003. Gdańsk: Univ. Technol. Fac. Ocean. Eng. & Ship Tech. 2003, pp. 215-221.
- [14] Girtler J. Zastosowanie wiarygodności diagnozy do podejmowania decyzji w procesie eksploatacji urządzeń. Materiały V krajowej konferencji „Diagnostyka techniczna urządzeń i systemów” DIAG'2003. Ustroń, 13-17 października 2003. WAT, PAN, Warszawa 2003, s. 100-109.
- [15] Girtler J. Probabilistic measures of a diagnosis' likelihood about the technical state of transport means. Archives of Transport, Vol. 11, Iss. 3-4. Polish Academy of Sciences. Committee of Transport, pp. 33-42.
- [16] Girtler J. Zastosowanie bayesowskiej statystycznej teorii decyzji do sterowania procesem eksploatacji urządzeń. Materiały XXII Zimowej Szkoły Niezawodności nt. Wartościowanie niezawodnościowe w procesach realizacji zadań technologicznych w ujęciu logistycznym. SPE KBM PAN, Szczecin 1994, s. 55-62.

Abbreviations and terms/Skróty i oznaczenia

- pDG complete diagnosis on engine technical state/*pełna diagnoza o stanie technicznym silnika*
- SD diagnostic system/*system diagnostyczny*
- SDN diagnosed system/*system diagnozowany*
- SDG diagnosing system/*system diagnozujący*
- $P(s/K_i)$ probability being a measure of diagnosis reliability/*prawdopodobieństwo będące miarą wiarygodności diagnozy*
- [17] Girtler J. Zastosowanie modelu Markowa w procesie sterowania eksploatacją urządzeń. III Szkoła Inżynierii Systemów, t. III, ITWL, Warszawa 1987, s. 155-176.
 - [18] Grabski F. Semi-markowskie modele niezawodności i eksploatacji. PAN IBS, seria: Badania Systemowe, t. 30, Warszawa 2002.
 - [19] Grabski F. Teoria semi-markowskich procesów eksploatacji obiektów technicznych. Zeszyty Naukowe AMW, nr 75A, Gdynia 1982.
 - [20] Korczewski Z. Endoscopic image processing and analysis of piston's service failures of marine Diesel engines. Journal of Polish CIMAC, Vol. 6, No. 2, 2011, pp.125-134.
 - [21] Limnios N., Oprisan G. Semi-Markov Processes and Reliability. Boston, Birkhauser 2001.
 - [22] Piotrkowski I., Witkowski K. Eksploatacja okrętowych silników spalinowych. AM, Gdynia 2002.
 - [23] Rudnicki J. Usage of semi-Markov process in operation evaluation of Diesel engine. Journal of Polish CIMAC, Vol. 5, No. 2, 2010, pp. 151-160.
 - [24] Сильвестров Д.С. Полумарковские процессы с дискретным множеством состояний. Издательство „Советское Радио”. Москва 1980.
 - [25] Inżynieria diagnostyki maszyn. Praca zbiorowa pod red. B. Żółtowskiego i C. Cempla. PTDT. Wyd. ITE, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.
 - [26] Poradnik niezawodności. Praca zbiorowa pod red. J. Migdałskiego. Wydawnictwa Przemysłu Maszynowego „WEMA”, Warszawa 1982.
 - [27] MAN B&W Diesel A/S: CoCoS Maintenance, Designed for Maintenance Excellence, Kopenhaga 2005.
 - [28] Wärtsilä Corporation: Service News from Wärtsilä Corporation 2 2002/1 2003, CBM for two stroke engines, Kaidara Software, Wärtsilä Corporation Helsinki, marzec 2003.
 - [29] Girtler J., Fydrych J. Analiza i ocena przydatności opracowanego systemu diagnostycznego silników głównych statków do sterowania procesem eksploatacji tego rodzaju silników w aspekcie zapewnienia bezpieczeństwa statków oraz morskiego środowiska naturalnego. Sprawozdanie z etapu realizacji projektu badawczego własnego nt. „Decyzyjne sterowanie procesem eksploatacji układów korbowo-tłokowych silników napędu głównego statków morskich z zastosowaniem diagnostyki technicznej oraz uwzględnieniem bezpieczeństwa i ochrony środowiska”. Projekt wykonywany w ramach projektu finansowanego przez MNiSW nr N N509 494638. Kierownik projektu prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler. Prace badawcze nr 04/12/PB. Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2012.

Prof. Jerzy Girtler DSc., DEng. – full professor in the Faculty of Ocean Engineering of Ship technology at Gdansk University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler – profesor zwyczajny na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

e-mail: jgirtl@pg.gda.pl



An overview of particle number emission from direct injection SI engine in scope of new legislation rules

The main advantages of using direct injection in an SI engine, such as lower fuel consumption and higher thermal efficiency, implicate a new problem concerning gasoline engines: the emission of particulate matter. The observed issue has been a significant direction of development of the contemporary DISI engine over the last decade. This paper contains an overview of the results of PN emission, which were obtained from experiments conducted at BOSMAL and from the literature. Current and future legal regulations regarding PN emissions were collated to the test results.

Key words: particle number PN; direct injection SI engine; legislation rules; size distribution; light duty vehicles

Analiza emisji liczbowej cząstek stałych z silników z zapłonem iskrowym i bezpośrednim wtryskiem benzyny w świetle nowych przepisów prawnych

Główne korzyści z zastosowania bezpośredniego wtrysku benzyny w silnikach ZI, takie jak mniejsze zużycie paliwa czy większa sprawność termiczna silnika, wiążą się także z problemem niespotykanym dotąd w silnikach ZI, tj. z emisją cząstek stałych. Przez ostatnią dekadę zjawisko to wyznaczyło kierunek rozwoju współczesnych silników benzynowych z bezpośrednim wtryskiem. Artykuł ten zawiera przegląd wyników badań emisji liczby cząstek stałych w trakcie różnych projektów badawczych zrealizowanych w Instytucie BOSMAL, a także przedstawionych w literaturze. Wyniki odniesiono do obecnych i przyszłych wymogów prawnych dotyczących emisji cząstek stałych.

Słowa kluczowe: liczba cząstek stałych, silnik ZI z bezpośrednim wtryskiem, przepisy prawne, rozkład cząstek stałych, lekkie pojazdy samochodowe

1. Introduction

Particulate emissions seem to be one of the biggest threats of the modern world. They are the subject of a significant number of investigations. Scientists are trying to answer the most important questions regarding particulates' influence on human health and the environment. As is known, particles are chemically inert, but they are vectors for carcinogenic compounds. Due to those observations, the most significant for human health are the smallest particles, of dimension below 2.5 μm .

Combustion engines are said to be the main source of particles in the automotive industry. In previous years it was thought that only compression ignition engines emitted particulate matter. Nowadays, because of the advancement of direct injection SI engines, modern gasoline engines are also known as a PM source. Emission of Particle Mass (PM) and Number (PN) is an essential direction for the development of modern IC engines, both CI and SI. Global authorities are compiling new, stricter, emission standards, including the emission of PM and PN. Engine manufacturers, trying to fulfil those strict requirements, should introduce a number of solutions limiting the emission of particles.

2. Particles in modern engines

According to [27], particulate matter is defined as all substances other than unbound water, that are present in the exhaust gas in the solid (ash, carbon) or liquid phases. They are results of imperfect preparation of the fuel-air mixture,

1. Wstęp

Emisja cząstek stałych jest jednym z największych współczesnych zagrożeń dla środowiska. Naukowcy starają się odpowiedzieć na najważniejsze pytania dotyczące oddziaływania cząstek stałych na zdrowie ludzi i na środowisko. Jak wiadomo cząstki te są chemicznie obojętne, ale są nośnikami dla związków rakotwórczych. Z tego względu najbardziej istotne dla zdrowia człowieka są najmniejsze cząstki o wymiarach poniżej 2,5 μm .

Silniki spalinowe są uważane za główne źródło cząstek w przemyśle motoryzacyjnym. W poprzednich latach sądzono, że tylko silniki ZS emitują cząstki stałe. Obecnie, ze względu na popularyzację silników ZI z bezpośrednim wtryskiem, nowoczesne silniki benzynowe uznawane są również za źródło PM. Kwestie emisji masowej (PM) i liczby cząstek (PN) są istotne dla kierunków rozwoju nowoczesnych silników spalinowych zarówno ZS, jak i ZI. Rządy różnych państw opracowują obecnie nowe, ostrzejsze normy emisji, w tym i emisji PM oraz PN. Producenci silników, starając się spełnić te surowe wymagania, zmuszeni są wprowadzić wiele rozwiązań technicznych ograniczających emisję cząstek.

2. Cząstki stałe w nowoczesnych silnikach spalinowych

Według publikacji [27], cząstki stałe są zdefiniowane jako wszystkie substancje inne niż niezwiązana woda, które są obecne w gazach wylotowych w fazie stałej (popiół, węgiel) lub w fazie ciekłej. Są one wynikiem niedoskonałego przy-

and in consequence, as a disturbance of combustion, both in CI and DISI engines. It is a very complex and wide issue, because particles reveal a wide variety of shape and dimensions. Chemical and physical properties cause difficulties in separating them into specific groups.

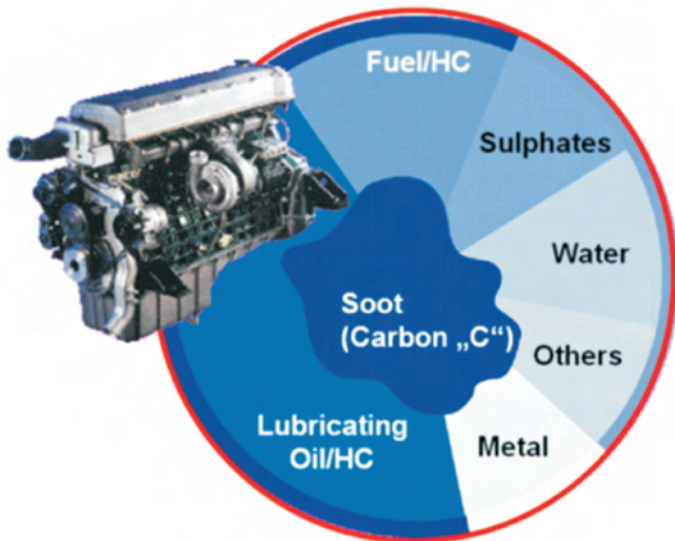


Fig. 1. Chemical profile of particulate matter (source: AVL)

Rys. 1. Przykładowy skład chemiczny cząstki stałej

Particles structure consists of two fractions: the soluble organic fraction PM_{SOF} and the insoluble fraction PM_{INSOL} [20]. In most cases, the structure is formed by a solid coil core and condensates of organic compounds (originating from the engine oil and the fuel), sulphur and nitrogen compounds [22]. Schemes of the chemical profile and structure of particulate matter are presented in Figures 1 and 2. The formation mechanism of particles in combustion engines uses a diffusion combustion model, in which precursors of soot are formed as a results of the thermal decomposition of hydrocarbons. As a consequence of coagulation and accumulation processes with other chemical compounds, this soot core grows into particulate matter.

Particles are divided by their size and origin. The first division incorporates four groups of particles [21]:

- TSP (Total Suspended PM) – ash in the range of 0.1–30 μm ;
- PM_{10} – large particles of aerodynamic diameter (D_p) below 10 μm ;
- $PM_{2.5}$ – small particles of DP below 2.5 μm ;
- Nano- and ultra-particles – with D_p below 50 nm and 100 nm respectively.

The origin-based division includes three groups [13]:

- ultrafine particles ($D_p < 100 \text{ nm}$) – also nanoparticles formed during the combustion and dilution, this group contains the largest number of particles,
- accumulation mode particles ($D_p \leq 2.5 \mu\text{m}$) – formed through the agglomeration of ultrafine

gotowania mieszanki paliwowo-powietrznej, a w związku z tym również zakłóconego procesu spalania zarówno w silnikach ZS, jak i DISI. Jest to bardzo skomplikowany i szeroki problem, gdyż cząstki tworzą się w różnorodnych kształtach i wymiarach. Ich właściwości chemiczne i fizyczne stwarzają trudności w rozdzieleniu ich na określone grupy.

Strukturę cząstek stanowią dwa typy związków: rozpuszczalne organiczne PM_{SOF} (*Particulate Matter Soluble Organic Fraction*) oraz nierozpuszczalne PM_{INSOL} (*Particulate Matter Insoluble Organic Fraction*) [20]. W większości ta struktura jest utworzona z litego rdzenia i warstwy kondensacji związków organicznych (pochodzących z oleju silnikowego i paliwa), siarki i związków azotu [22]. Skład chemiczny i strukturę cząstek przedstawiono na rysunkach 1 i 2. Mechanizm powstawania cząstek w silnikach spalinowych obejmuje model spalania dyfuzyjnego, w którym prekursor sadyzy powstają w wyniku rozkładu termicznego węglowodorów. W wyniku procesu krzepnięcia i akumulacji z innymi związkami chemicznymi, ten rdzeń sadyzy staje się prekursorem powstawania cząstek stałych.

Cząstki stałe dzieli się ze względu na ich wielkość i źródło pochodzenia. Pierwszy podział obejmuje cztery grupy cząstek [21]:

- TSP (*Total Suspended PM*) – popiół w zakresie 0,1–30 μm ,
- PM_{10} – duże cząstki o średnicy aerodynamicznej (DP) poniżej 10 μm ,
- $PM_{2.5}$ – małe cząstki o średnicy DP poniżej 2,5 μm ,
- nanocząstki i ultradrobne cząstki – z DP odpowiednio poniżej 50 nm i 100 nm.

Podział ze względu na pochodzenie obejmuje trzy grupy [13]:

- cząstki ultradrobne ($D_p < 100 \text{ nm}$) – w tym również nanocząstki powstałe podczas procesu spalania i rozcieńczania; grupa ta zawiera największą liczbę cząstek,
- cząstki akumulacyjne ($D_p \leq 2.5 \mu\text{m}$) – utworzone przez aglomerację cząstek ultradrobnych, mogą zawierać warstwę skondensowanych lub zaabsorbowanych substancji lotnych,
- cząstki duże ($D_p \leq 10 \mu\text{m}$) – utworzone przez proces

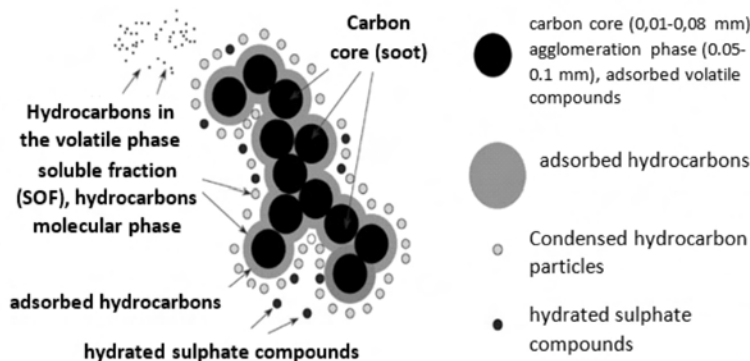


Fig. 2. Structure of particulate matter [20, 22]

Rys. 2. Struktura cząstki stałej

particles, and may also contain a layer of condensed or adsorbed volatile material,

- coarse mode particle ($D_p \leq 10 \mu\text{m}$) – formed as a result of accumulation and fusion with other particles; they are formed in the exhaust system.

The negative influence of the particles on human health depends on their diameter. It is thought that particulate matter below $10 \mu\text{m}$ is a significant threat. The most dangerous compounds are adsorbed onto the surface of the PM as polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH), sulphur compounds and metals.

Particles are said to cause cancer, but the most important effects of PM on human health are cardio and respiratory system diseases. Almost 90% of the EU's population is exposed to the negative influence of particulate matter [2].

3. Direct injection spark ignition engines

DISI engines have been introduced as an answer to demands for modern concepts of the ecological combustion engine of tomorrow. Current high technology PFI engines, although highly advanced, have nearly reached the limit of their potential as a system based on a throttle and port fuel injection (PFI) [27]. The main advantages of DISI engines, such as lower fuel consumption and higher thermal efficiency, are possible by using more complex injection system and a few control strategies. Those engines are able to work in two modes according to fuel distribution: homogeneous mode – a homogeneous mixture is formed in the cylinder; and stratified mode – a stratified mixture is formed in the cylinder, in such operating mode, the global λ ratio has value greater than 1.3 ($\lambda \geq 1.3$). Complicated control algorithms and complex fuel system force engineers to challenge a few obstacles in the field of emissions, combustion stability and control, fuel economy, performance and durability of the engine, and system complexity, which contains more complex emission control systems, sophisticated fuel and combustion systems. New control algorithms enforce a significantly increased number of calibration variables for system optimization [16].

The chemical structure of particulate matter emitted from DISI engines is comparable to PM emitted from CI engines. In stratified mode, PM is formed from organic carbon, soot and unburned and partially oxidised hydrocarbons. In homogeneous mode, the structure is simpler and contains mainly soot and volatile fractions as hydrocarbons [25]. The difference between emissions from DISI and CI engines is a higher share of volatile fractions and a variable share of the carbonaceous fractions. Particle structure is strongly dependent on engine operating parameters, such as engine load, engine mode, and as a result of the thermal state of the engine, the temperature and pressure in the cylinder [23]. What is more, particle morphology is strongly related to the type of fuel used to power the engine. Also, different fuels cause varying levels of emission [14].

The most important causes of particle formation in DISI engines are [17, 23, 27]:

- in homogeneous mode ($\lambda = 1.0$) – wall-wetting, where drops of fuel are deposited on the cylinder surface,

akumulacji oraz fuzji z innymi cząstkami; są wytwarzane w układzie wylotowym.

Negatywny wpływ cząstek na zdrowie człowieka zależy od ich średnicy. Uważa się, że cząstki poniżej 10 mikrometrów są istotnym zagrożeniem dla zdrowia ludzkiego. Związki najbardziej niebezpieczne są adsorbowane na powierzchni PM jako wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne (PAH), związki siarki i metali.

Cząstki stałe są uznawane za rakotwórcze, ale najgroźniejsze skutki PM odnośnie do zdrowia człowieka to choroby układu oddechowego i krwionośnego. Prawie 90% ludności UE jest narażona na negatywny wpływ cząstek stałych [2].

3. Silniki benzynowe z bezpośrednim wtryskiem paliwa

Silniki DISI zostały wprowadzone jako zapotrzebowanie na nowoczesne rozwiązania ekologicznych silników spalinowych. Obecnie najnowsze silniki PFI, choć bardzo zaawansowane technologicznie, prawie osiągnęły szczyt ich potencjału jako systemu opartego na przepustnicy i wtrysku paliwa do kolektora dolotowego (PFI) [27]. Główne zalety silników DISI, takie jak mniejsze zużycie paliwa i większa wydajność cieplna, są możliwe przy zastosowaniu bardziej złożonego układu wtryskowego oraz kilku strategii sterowania. Silniki te mogą pracować w dwóch trybach, zgodnie z dystrybucją paliwa: tryb jednorodny – jednorodną mieszaninę formuje się w cylindrze, i tryb warstwowy – uwarstwioną mieszaninę formuje się w cylindrze; w tym trybie pracy ogólny współczynnik λ ma wartość większą od 1,3 ($\lambda \geq 1,3$). Skomplikowane algorytmy sterowania i złożone układy zasilania wymuszają na inżynierach wyzwania w zakresie emisji, stabilności i kontroli spalania, zużycia paliwa, wydajności i trwałości silnika oraz złożoności systemu. Nowe algorytmy sterowania wymuszają znacznie większą liczbę zmiennych kalibracyjnych do prawidłowej optymalizacji systemu [16].

Struktura chemiczna cząstek stałych emitowanych z silnika DISI jest porównywalna do PM emitowanych z silników ZS. W trybie warstwowym PM są tworzone z organicznego węgla, sadzy i niespalonych oraz częściowo utlenionych węglowodorów. W trybie jednorodnym budowa cząstek jest prostsza – zawierają one głównie sadzę i związki lotne [25]. Różnicą między emisją z silników ZS i z silników DISI jest większy udział składników lotnych i zmienny udział składników węglowych. Struktura cząstek bardzo zależy od parametrów pracy silnika, takich jak obciążenie silnika, tryb pracy silnika oraz, wynikających ze stanu cieplnego silnika, temperatury i ciśnienia w cylindrze [23]. Ponadto morfologia cząstek jest silnie związana z rodzajem paliwa stosowanego do zasilania silnika. Także różne paliwa mogą prowadzić do różnych poziomów emisji [14].

Najważniejszymi przyczynami powstawania cząstek stałych w silnikach DISI są [17, 23, 27]:

- w trybie jednorodnym ($\lambda = 1,0$) – skraplanie paliwa, gdzie krople paliwa osadzają się na powierzchni cylindra,
- w trybie warstwowym ($\lambda \geq 1,3$) – niepełne spalanie

- in stratified mode ($\lambda \geq 1.3$) – the local area of rich fuel mixture and an incomplete combustion as a consequence,
- pool fires – the presence of a fine liquid fuel layer on the piston surface; in those areas the flame burn rate decreases and incomplete combustion occurs. The problem is characteristic for the wall-guided approach to create stratified charge [13];
- adequate evaporation of fuel – fuel drops are deposited on the cylinder surface and as a consequence there is a combustion disturbance, mostly during cold start of the engine. The problem is characteristic for spray-guided approach to create charge,
- fuel injection disturbance – the shape of the injected stream of fuel, poor atomization of fuel and incorrect time of injection,
- thermal condition of the engine – problems with cold start, achieving light-off temperature for the catalytic converter etc.,
- fuel properties – chemical structure, content of PAH, naphthalene and alkenes.

There are plenty of strategies to minimize the process of particulate formation in the combustion chamber [23].

The first strategy comprises controlling the entire combustion process and engine operating conditions. First of all, the strategy includes ensuring the temperature of the combustion chamber is sufficient to provide the most complete process of combustion of the air-fuel mixture possible. The other way of preventing the emission of particulates is to minimize the oil layer in the combustion chamber. However, the most effective way of controlling the combustion process is to control the heating process of the engine after a cold start by using an intelligent cooling system. This solution has been used in many vehicle applications so far. Another strategy is focused on controlling the entire combustion process in order to ensure its optimum efficiency. The way to obtain that is to provide the optimum fuel mixture swirl, optimize fuel mixture motion intensity and prevent the formation rich mixture areas. Furthermore, applying and controlling the ignition delay can result in an increase of the exhaust gas temperature, which has a strong effect on the efficiency of the aftertreatment system (ATS). The third strategy aims to control air intake conditions. It can be realized by providing sufficient air volume, optimization of valve overlap, implementation of variable valve timing systems and optimization of the EGR system. Finally, formation of particulates is strongly connected with the fuel delivery process. That is why there is a strong need to implement optimized fuel injection models, minimize excessive wall wetting and improve the entire injection system by means of raising the injections pressures, providing high fuel temperature and applying multistaged injection patterns. In this context, some design innovations include hybrid injection systems combined through using direct and port fuel injection systems at the same time [23].

Implementation of those strategies at the same time may result in a synergistic effect, causing further decreases in particulate formation intensity. However, the process

w wyniku powstawania lokalnych obszarów bogatej mieszanki paliwa,

- obecność cienkiej warstwy ciekłego paliwa na powierzchni tłoka – w tych obszarach prędkość spalania spada, co powoduje niecałkowite spalanie; problem ten jest charakterystyczny dla wtrysku paliwa typu wall-guided stosowanego do uzyskania uwarstwienia mieszanki [13],
- niewystarczające odparowanie paliwa – krople paliwa osadzają się na powierzchni cylindra, prowadząc w efekcie do zakłóceń procesu spalania, głównie podczas zimnego rozruchu silnika; problem ten jest charakterystyczny dla wtrysku paliwa typu spray-guided,
- zaburzenie wtrysku paliwa – kształt strumienia wtryskiwanego paliwa, słabe rozpylenie oraz niewłaściwy moment wtrysku dawki,
- stan cieplny silnika – problemy z zimnym rozruchem, osiągnięcie temperatury pracy reaktora katalitycznego itd.,
- właściwości paliwa – struktura chemiczna, zawartość WWA, naftalenu i alkenów.

Istnieje wiele strategii, aby zminimalizować proces powstawania cząstek w komorze spalania [23].

Pierwsza strategia zakłada kontrolę całego procesu spalania oraz warunków eksploatacji silnika. Przede wszystkim strategia ta zapewnia, że temperatura w komorze spalania jest wystarczająca, aby umożliwić najbardziej kompletny proces spalania mieszanki powietrzno-paliwowej. Innym sposobem zapobiegania emisji cząstek jest zminimalizowanie warstwy oleju w komorze spalania. Jednak najbardziej efektywnym sposobem sterowania procesem spalania jest kontrola procesu nagrzewania silnika, po zimnym rozruchu, za pomocą inteligentnego systemu chłodzenia. Rozwiązanie to zastosowano w wielu pojazdach.

Druga strategia skupia się na kontroli całego procesu spalania, w celu zapewnienia optymalnej wydajności. Użytkuje się to dzięki zapewnieniu optymalnego zawirowania mieszanki paliwowej, optymalizacji prędkości ruchu mieszanki paliwowej i zapobieganiu tworzenia się obszarów o lokalnie bogatym składzie mieszanki. Ponadto zastosowanie i sterowanie opóźnieniem zapłonu może spowodować wzrost temperatury gazów spalinowych, który ma znaczący wpływ na sprawność systemu oczyszczania spalin (ATS).

Trzecia strategia ma na celu sterowanie warunkami dolutu powietrza. Może to być realizowane przez dostarczenie wystarczającej objętości powietrza, optymalizację przekrycia zaworów, wdrożenie systemu zmiennych faz rozrzędu zaworów i optymalizacji systemu EGR. Ostatecznie proces powstawania cząstek stałych jest silnie powiązany z procesem dostarczania paliwa. Dlatego istnieje duże potrzeba wdrożenia optymalnych modeli wtrysku paliwa, zminimalizowania nadmiernego zwilżenia ścianek i poprawy całego układu wtrysku przez podniesienie ciśnienia wtryskiwanego paliwa, zapewnienie wysokiej temperatury paliwa i zastosowanie wielostopniowego wtrysku paliwa. W związku z tym niektóre innowacje konstrukcyjne to hybrydowe układy wtryskowe, obejmujące jednoczesną pracę bezpośredniego (DI) i pośredniego (PFI) systemu wtrysku paliwa [23].

of particulate formation cannot be avoided completely. In this context a crucial role is played by the aftertreatment system which reduces the mass and number of particulates. Improvements in the efficiency of the ATS can be achieved by assisting the processes of oxidation of the particulates in the exhaust manifold. It could be achieved by controlling the operational parameters of the engine, ensuring high exhaust temperatures and providing an appropriate quantity of oxygen. Quite a substantial factor is also the achievement of the light off point temperature (T50) in a relatively short period of time, which determines the catalyst efficiency [23].

The worst-case scenario assumes expanding the overall shape and complexity of the ATS by the addition of particulate filters. At present, compression ignition engines are commonly equipped with this kind of a solution. However, in the context of direct injection spark ignition engines there is a strong political and economic debate about the legitimacy and necessity of the introduction of the GPF technology. On the one hand, this solution would diminish the overall particulate emission to meaningless values, but on the other hand it is burdened with high costs of development and market introduction. For the time being, car makers have not decided ultimately whether to use GPFs or hold back [23].

In conclusion, there are many ways of diminishing the particulate emissions. Some of them are more effective than others. However, in the context of the future it's important to make a reasonable choice of using the most efficient and possibly the least expensive strategy – obviously from the consumer's point of view.

4. Current and future emission limits for PM and PN

Worldwide emission standards are becoming more and more rigorous in recent years. In most countries, PM emission is limited and over the years the maximum allowed level has become systematically lower [26]. In Europe, the maximum level of emissions presented as the Euro 5 standard is about 95% lower than the relevant level in the Euro 1 standard presented at the beginning of the 1990s [7].

In the USA, emission rules are divided into two groups. In all states, engine producers must fulfill the federal requirements presented by the EPA (US Federal Tier II). Additionally, in certain states such as California, additional requirements regarding the emissions must be met. In California, those additional rules are named CARB: LEV II/III and they are stricter than the federal rules. The group of states, where CARB became obligatory, is growing systematically. Both rules limit only the mass emission of particles (PM), whose level is related (among others) to the car mileage and car emission category [20, 25]. Emission limits for particulate matter in the USA are presented in Table 1 (see appendix 1).

In Europe, mandatory limits are named Euro 1–6. Increasingly more restrictive requirements are introduced to its measurement accuracy levels, and gravimetric measurements are no longer able to meet them [7]. In Euro 5a standard, for the first time, the emission of PM was also considered for

Jednoczesne wykorzystanie tych strategii może prowadzić do efektu synergicznego, powodując dalsze zmniejszenie natężenia wytwarzania cząstek. Jednak procesu formowania cząstek nie można całkowicie uniknąć. W tym kontekście kluczową rolę odgrywa system oczyszczania spalin, który zmniejsza masę i liczbę cząstek stałych. Poprawę skuteczności ATS można osiągnąć przez sprzyjanie procesom utleniania cząstek stałych w kolektorze wydechowym. Osiągnięcie tego jest możliwe dzięki regulacji parametrów pracy silnika, co zapewnia wysoką temperaturę spalin i dostarczenie odpowiedniej ilości tlenu. Znaczenie ma również osiągnięcie temperatury pracy (T50) w stosunkowo krótkim czasie, który określa wydajność katalizatora [23].

Najgorszy scenariusz zakłada rozszerzenie ogólnego kształtu i złożoności ATS przez dodanie filtrów cząstek stałych. Obecnie silniki wysokoprężne wyposażone są zazwyczaj w tego typu rozwiązania. Jednakże w odniesieniu do silników o zapłonie iskrowym z bezpośrednim wtryskiem wciąż toczy się debata w kontekście politycznym i gospodarczym o zasadności i konieczności wprowadzenia technologii filtrów GPF. Z jednej strony to rozwiązanie pozwoliłoby na zmniejszenie ogólnej emisji cząstek stałych do znikomych wartości, ale z drugiej strony jest obciążone wysokimi kosztami opracowywania i wprowadzenia na rynek. Na razie producenci samochodów nie zdecydowali ostatecznie, czy używać systemów GPF, czy pozostawać przy innych rozwiązaniach [23].

Podsumowując, istnieje wiele sposobów, o różnej skuteczności, zmniejszania emisji cząstek stałych. Jednak w kontekście przyszłości ważne jest, aby dokonać rozsądnego wyboru przy użyciu najbardziej skutecznej i możliwie najtańszej strategii –oczywiście z punktu widzenia konsumenta.

4. Obecne i przyszłe limity emisji PM oraz PN

Światowe normy emisji stają się w ostatnich latach coraz bardziej rygorystyczne. W większości krajów emisja PM jest ograniczona, a na przestrzeni ostatnich lat maksymalny dozwolony poziom stawał się coraz niższy [26]. W Europie maksymalny poziom emisji przedstawiony jako norma Euro 5 jest o 95% niższy niż jej odpowiednik w standardzie Euro 1 wprowadzonym na początku 1990 roku [7].

W USA limity emisji są podzielone na dwie grupy. We wszystkich stanach producenci silników muszą spełniać wymogi federalne przedstawione przez EPA (US Federal Tier II). W niektórych stanach, np. w Kalifornii, muszą być spełnione dodatkowe wymogi dotyczące emisji. Nazwano je tu CARB: LEV II/III i są one bardziej rygorystyczne niż przepisy federalne. Grupa stanów, w których limit CARB jest obowiązkowy systematycznie wzrasta. Te obydwa limity prawne ograniczają emisję cząstek stałych tylko masowo (PM), a poziom jej jest związany, między innymi, z przebiegiem pojazdu i z jego klasą emisji [20, 25]. Dopuszczalne limity emisji cząstek stałych w USA są przedstawione w tabeli 1 (załącznik 1).

W Europie obowiązkowe limity emisji noszą nazwę Euro 1–6. Coraz bardziej restrykcyjne wymogi wprowadza się odnośnie do poziomu dokładności pomiaru testów

DISI engines, with a limit of 5 mg/km. Following standards (Euro 5b/6) introduced not only a reduction of particulate mass emission level, but also a limit for particulate number (PN) emissions. Starting in 2014, the Euro 6b standard introduced mandatory PN emission limit also for DISI engines. Engine producers are allowed a three year phase-in period, with a limit of 6×10^{12} 1/km. In 2017, the new Euro 6c standard, will further decrease this limit to the level of 6×10^{11} 1/km. The Euro standards are presented in Table 2 (see appendix 2).

New standards also force changes in emission measurement equipment in modern exhaust emission laboratories. Despite the use of a climatic chamber for filter weighing, and a CVS tunnel, it is mandatory to use particulate counter. As an example, AVL's APC 489 fulfills those requirements. Exhaust gas is sampled from the CVS tunnel and diluted. Next, inside the evaporation tube, the gas is heated and the volatile emission components vaporize, leaving only solid particles. The gas is diluted once again and fed into the condensation particle counter (PNC), where butanol is condensed on the particles. Butanol enlarges the particles and as a result they become visually detectable. When the particles pass through the laser beam, they are counted by the scattered light pulses generated [29].

A modern emission laboratory for LDV is presented in figure A1 (see appendix) and in Figs 3 and 4. As an example, BOSMAL's Emission Laboratory was used.



Fig. 3. Modern Emission Laboratory with 4WD chassis dynamo

Rys. 3. Współczesne laboratorium emisji z hamownią podwoziową 4×4

5. Overview of PM and PN emission results

Plenty of cars with DISI engines were tested in BOSMAL Automotive Research and Development Institute's Emission Laboratory. Some of these results are presented in Figures 5 and 6 [7]. Both graphs present results from DISI, PFI and CI engines, and the limits of the latest Euro standards. The CI engines were fitted with a DPF. The test cycle was the NEDC. A description of the measurement methodology is presented in [6].

According to the results [7], the highest mass emission (PM) is characteristic for DISI engines in all phases of the NEDC test cycle. Significant differences between PFI and DISI engines are observed in the UDC phase, which include cold start. The thermal condition of the engine, ineffective operation of the catalytic converter and homogeneous charge

emisji, stąd pomiary grawimetryczne nie są już w stanie im sprostać [7]. W standardzie Euro 5a po raz pierwszy ograniczono również emisję PM dla silników DISI, z limitem 5 mg/km. Kolejne standardy (Euro 5b/6) wprowadziły nie tylko obniżenie poziomu emisji masowej cząstek, ale także ograniczenia emisji liczby cząstek (PN). Począwszy od 2014 roku obecny standard Euro 6b wprowadził obowiązkowy limit emisji PN także dla silników DISI. Producenci silników mają trzy lata na wdrożenie odpowiedniej technologii – w tym okresie obowiązuje ich limit 6×10^{12} 1/km. W roku 2017 nowy standard Euro 6c ma jeszcze bardziej zmniejszyć ten limit do poziomu 6×10^{11} 1/km. Normy Euro przedstawiono w tabeli 2 (załącznik 2).

Nowe standardy wymuszają również zmiany sprzętu do pomiaru emisji w nowoczesnych laboratoriach badań emisji spalin. Oprócz zastosowania komory klimatycznej do ważenia filtru cząstek i tunelu CVS należy obowiązkowo używać licznika cząstek. Przykładowo – AVL APC 489 spełnia te wymagania. Próbkę spalin pobierane są z tunelu CVS i rozcieńczane. Następnie w przewodzie odparowania gaz ogrzewa się i lotne składniki emisji odparowują, pozostawiając tylko cząstki stałe. Gaz rozcieńcza się ponownie i wprowadza do kondensacyjnego licznika cząstek (PNC), gdzie na cząstkach stałych skrapla się butanol. Butanol powiększa rozmiar cząstek, w wyniku czego stają się one wykrywalne optycznie. Gdy cząstki przechodzą przez wiązki laserowe, zliczane są impulsy światła rozproszonego [29].

Nowoczesne laboratorium do badań emisji dla LDV przedstawiono na rysunku A1 (załącznik 3) oraz na rysunkach 3 i 4.

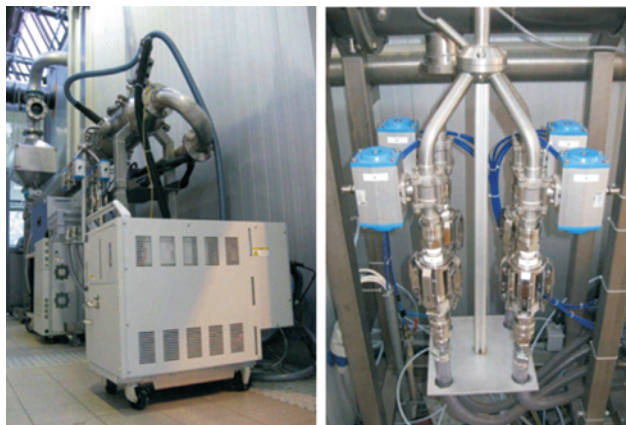


Fig. 4. Modern emission laboratory – emission measurement equipment

Rys. 4. Współczesne laboratorium emisji – sprzęt do pomiaru emisji spalin

5. Przegląd wyników badań emisji PM oraz PN

W Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL (Automotive Research and Development Institute) przebadano szereg samochodów z silnikami DISI. Wybrane wyniki badań przedstawiono na rysunkach 5 i 6 [7]. Oba rysunki przedstawiają wyniki dla silników DISI, PFI i silników ZS oraz limit obowiązujący dla najnowszych norm Euro. Silniki ZS były wyposażone w filtry DPF. Pomiary przeprowadzono

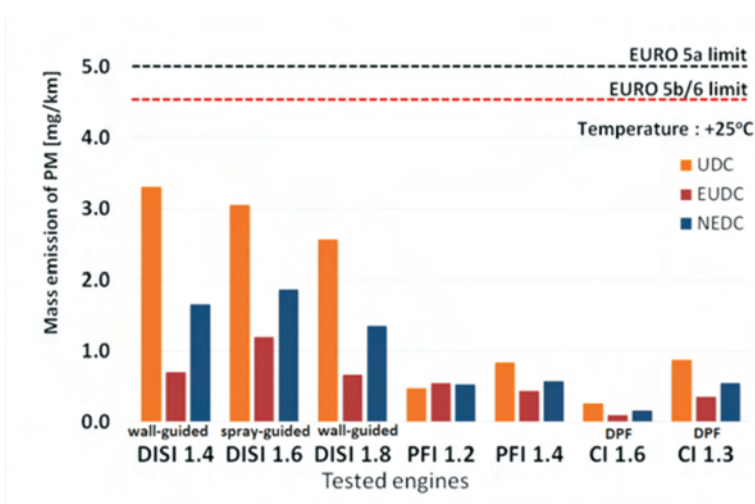


Fig. 5. Results of PM emission of various engines over the NEDC cycle [7]

Rys. 5. Wyniki emisji PM dla różnych silników w teście NEDC [7]

are responsible for greater PM formation. However, the level of PM emission from DISI engines meets the future Euro 6c requirements.

PN emission for all types of DISI engines is high and exceeds the future limit mandatory in the Euro 6c standard. The results from the entire NEDC are four times higher than the limits of the new European standard. The limit during the phase-in period (Euro 6b standard) was met for all engines. PN emission is presented in Fig. 6.

Test results shown in [1, 3, 12, 15, 27] are similar to the results presented in [7]. In studies [1, 7, 12, 24], test results presents also measurement results of DISI engines in stratified mode. The PN emission is 50% higher than the results for homogeneous mode and even 150% higher compared to PFI engines [12].

An investigation [1, 26] separates the results of DISI engines into three groups, based on the construction of the combustion chamber:

- spray-guided – PM emission at 1.5 mg/km [26], PN and PM emissions are very high at cold start; further during the test they decrease,
- wall-guided – PN emission at $1.9\text{--}2.1 \times 10^{12}$ 1/km [26], during cold start, emission levels are low, but when considering the whole NEDC test results the levels are higher compared to the spray-guided type.

An important factor regarding PM and PN is the ambient temperature. In research [7, 8], an ambient temperature around -7°C caused higher emission of both of them. It is particularly noticeable during cold start and the UDC phase. In the UDC phase, PM emission was 6 times higher for this cold NEDC cycle, and PN emission was circa 2 times higher, compared to NEDC cycle performed at laboratory temperature (at 25°C). Similar results are presented in [6, 19], despite the different measurement methodology in [19].

w cyklu NEDC. Opis metodologii pomiarów przedstawiono w pracy [6].

Analiza rysunków [7] wskazuje, że najwyższa emisja masowa (PM) jest charakterystyczna dla silników DISI we wszystkich fazach cyklu pomiarowego NEDC. Istotne różnice między silnikami PFI i DISI obserwowane są w fazie UDC, która obejmuje zimny rozruch. Stan cieplny silnika, niewydajna praca katalizatora i jednorodne rozłożenie ładunku są odpowiedzialne za zwiększenie powstawania PM. Należy zauważyć, że poziom emisji PM z silników DISI spełnia przyszłe wymagania normy Euro 6c.

Emisja PN dla wszystkich typów silników DISI jest duża i przekracza granicę emisji przyszłego standardu Euro 6c. Wyniki z całego testu NEDC przekraczają limit nowej normy europejskiej czterokrotnie. Limit mający obowiązywać podczas okresu wdrażania nowych limitów (standard Euro 6b) był spełniony dla wszystkich silników. Emisja PN jest przedstawiona na rysunku 6.

Wyniki badań przedstawione w pracach [1, 3, 12, 15, 27] są podobne do wyników przedstawionych w publikacji [7]. W wynikach badań prac [1, 7, 12, 24] zawarto również wyniki pomiarów silników DISI w trybie warstwowym. Emisja PN jest o 50% wyższa niż dla trybu jednorodnego, a nawet 150% w porównaniu do silników PFI [12].

Wyniki badań silników DISI prace [1, 26] rozdzielają na trzy grupy – na podstawie konstrukcji komory spalania:

- wtrysk typu spray-guided – emisja PM na poziomie 1,5 mg/km [26], emisje PN i PM są bardzo wysokie przy zimnym rozruchu, po czym maleją przy dalszej pracy;
- wtrysk typu wall-guided – emisja PN na poziomie $1,9\text{--}2,1 \times 10^{12}$ 1/km [26], poziom emisji niski przy zimnym rozruchu, ale w perspektywie całego testu NEDC poziom emisji jest wyższy niż dla wtrysku typu spray-guided.

Ważnym czynnikiem w zakresie emisji PM i PN jest temperatura otoczenia. W badaniach przedstawionych

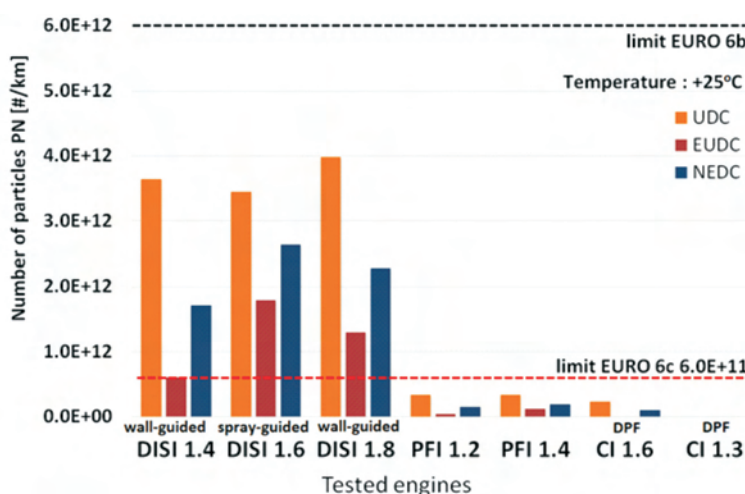


Fig. 6. Results of PN emission of various engines over the NEDC cycle [7]

Rys. 6. Wyniki emisji PN dla różnych silników w teście NEDC [7]

In Figure 7, the size distribution from tests made during the NEDC cycle is presented. The research was performed at BOSMAL [7]. As measurement equipment, a TSI 3090 EEPS spectrometer was used, with the measurement range of 5.6–560 nm. A wide spectrum of PN emission is observed

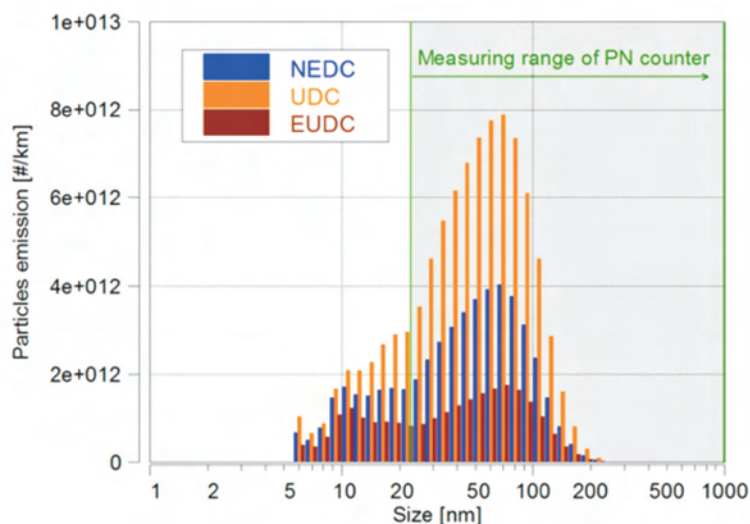


Fig. 7. Size distribution of PN during the NEDC cycle for DISI 1.4 litre engine [7]

Rys. 7. Rozkład wielkości cząstek stałych podczas testu NEDC dla silnika 1.4 L DISI [7]

in the D_p range of 5–200 nm. Under cold conditions, during the UDC phase, accumulation mode particles are dominant. In the EUDC, the distribution is bimodal. The influence of temperature on size distribution is significant, and at lower temperatures, the concentration of accumulation mode particles is higher [6, 8]. The PN measurement methodology is described in regulation EC 715/2007. According to this regulation, for PN detection the PMP – CPC method should be used. CPC equipment has a narrow range (23–2500 nm) [4]. As shown in Fig. 7, particles with D_p below 23 nm account for 20% of the PN emitted in the UDC phase and 37% of those emitted in the EUDC phase.

A PM and PN emission map is presented in the appendix. It is a summary of results presented in this paper. It shows emission levels for different configurations of emission cycles and various types of engine, fuel and ATS used during the tests. According to the results shown in Fig. A2, emission limits for PN described by the Euro 6b standard are fulfilled by all DISI engines. The future Euro 6c standard is more problematic. Today's engines are not able to meet those requirements. The strategy of using ethanol for DISI engines is a promising solution to reduce emitted PM and PN [9, 10]. Following research [18], usage of an E50 blend reduces the emission of PM by about 69% and for PN by about 52% in comparison to an E10 blend over the NEDC cycle. Usage of a GPF as a strategy to reduce both PM and PN, is a more complex issue. According to the results presented in Fig. A2, utilization of a GPF significantly reduces PN emission, which is comparable to the level for PFI engines. Unfortunately, this strategy is still in the development phase, due to economic

w pracach [7, 8] temperatura otoczenia wynosiła około -7°C , co spowodowało wzrost emisji w obu przypadkach. Jest to szczególnie zauważalne podczas zimnego rozruchu silnika i fazy UDC. W fazie UDC emisja PM była 6 razy większa dla zimnego cyklu. Podobnie emisja PN była około 2 razy większa w porównaniu do cyklu NEDC przeprowadzonego w temperaturze laboratoryjnej (25°C). Zbliżone wyniki przedstawiono w publikacjach [6, 19], pomimo odmiennej metodologii pomiarowej w pracy [19].

Na rysunku 7 przedstawiono rozkład wymiarowy cząstek uzyskany z testów wykonanych w cyklu NEDC. Badania przeprowadzono w Instytucie BOSMAL [7]. Do pomiarów był używany spektrometr TSI 3090 EEPS, działający w zakresie pomiarowym 5,6–560 nm. W przedziale D_p równym 5–200 nm zaobserwowano szeroki zakres emisji PN. Przy zimnym rozruchu, w fazie UDC, cząstki z trybu akumulacji są dominujące. W EUDC rozkład jest bimodalny. Wpływ temperatury na rozkład wielkości cząstek jest znaczny, a przy niższych temperaturach stężenie cząstek w trybie akumulacji jest wyższe [6, 8]. Metodologia pomiaru PN jest opisana w rozporządzeniu WE 715/2007. Zgodnie z tym rozporządzeniem do wykrywania PN należy stosować metodę PMP – CPC. Urządzenia CPC mają wąski zakres pomiarowy (23–2500 nm), [4]. Jak pokazano na rysunku 7, cząstki o średnicy D_p poniżej 23 odpowiadają za 20% PN emitowanych w fazie UDC oraz za 37% cząstek emitowanych w fazie EUDC.

Mapa emisji PM i PN została przedstawiona w załączniku 4 (rys. A2). Jest to podsumowanie wyników zaprezentowanych w niniejszym opracowaniu. Pokazuje ono poziomy emisji dla różnych konfiguracji cykli jezdnych i różnego rodzaju silnika, paliwa i ATS stosowanego podczas badań. Według wyników przedstawionych na rysunku A2 limity emisji dla PN podane przez normę Euro 6b są spełnione przez wszystkie silniki DISI. Przyszły standard Euro 6c jest jednak większym problemem. Obecne silniki nie są w stanie spełnić tych wymagań. Strategia wykorzystania etanolu do silników DISI w celu zmniejszenia emisji PM i PN [9, 10] jest obiecującym rozwiązaniem. Zgodnie z wynikami badań podanymi w publikacji [18], wykorzystanie mieszanki paliwowej E50 redukuje emisję PM o około 69%, a PN o około 52% w stosunku do stosowania mieszanki E10 w cyklu NEDC. Wykorzystanie układu GPF jako strategii zmniejszenia zarówno emisji PM, jak i PN jest złożonym problemem. Zgodnie z wynikami przedstawionymi na rysunku A2, wykorzystanie GPF znacznie zmniejsza emisję PN, do poziomu porównywalnego z poziomem dla silników PFI. Niestety, rozwiązanie to jest wciąż w fazie rozwoju, ze względu na problemy ekonomiczne i techniczne jego zastosowania. Szacowany koszt GPF wynosi 50–230 € [2]. Producenci biorą pod uwagę również aspekty techniczne, którymi są: rozmiar filtra, lokalizacja filtrów w ATS i struktura filtra. Parametry te są istotne do osiągnięcia celu.

and technical aspects of its application. The estimated cost of a GPF is in the range of 50–230 € [2]. OEMs also consider the technical aspects, which are: filter size, filter location in the ATS and filter structure. Those parameters are significant to achieve the goal.

6. Summary

Particulate matter emissions have become more significant nowadays. In the past, it was thought that only CI engines emitted the particles. Development of new DISI engines entail a completely new problem in spark ignition engines – particulate emission. Due to continuous development of internal combustion engines, both CI and SI, global authorities have introduced more strict and complex emission standards. In Europe, not only the particulate mass is limited, but also the number of particles which are emitted from both CI and DISI engines. The research results presented in the paper clearly show that modern engines meet current and future emission standards in terms of particulate mass emission. The main difficulty for OEMs is the future Euro 6c standard for DISI engines. SI engines with direct injection, which are commercially available today, do not meet the future requirements. Plenty of strategies have been developed by engine and vehicle manufacturers. Two of those strategies give promising results in PM and PN emission reduction:

1. Usage of ethanol blends as a fuel – this strategy could become the most interesting direction in the IC engine development [9, 10]. E50 blends successfully reduce the PM and PN emission, and they are known also as an alternative fuel for future SI engines. The ethanol strategy is being tested around the world, with promising results.
2. Usage of a GPF – this strategy forces producers to equip cars with DISI engines with a particulate filter. Initial development projects have provided fantastic results, with reductions to the level of emissions for PFI engines. Unfortunately, this solution implicates a group of economic and technical problems, still to be solved.

Notably today's measurement methodology for PN presented in emission standards has very narrow range of measurement. The CPC (Condensation Particle Counter) methodology allows the measurement of particles of D_p greater than 23 nm. As the above analysis shows, a major group of particles, having a very negative influence on human health, are those of D_p below 23 nm. In consequence, there is a need to prepare a new measurement methodology in future emission standards, which will contain more fine solutions for particulate number measurement and also introduce size distribution as a mandatory survey.

6. Podsumowanie

Emisja cząstek stałych staje się obecnie coraz większym problemem w ochronie środowiska i zdrowia. W przeszłości tylko silniki ZS uważano za istotne źródło emisji cząstek. Rozwój nowych silników DISI stwarza nowy problem w silnikach z zapłonem iskrowym – emisję cząstek stałych. Ze względu na ciągły rozwój silników spalinowych, zarówno ZS, jak i ZI, wiele państw wprowadziło bardziej rygorystyczne i skomplikowane normy emisji. W Europie jest ograniczona nie tylko masa cząstek stałych, ale także liczba cząstek, które są emitowane z silników ZS i DISI. Wyniki badań przedstawione w tej pracy wyraźnie wskazują, że nowoczesne silniki spełniają obecne i przyszłe normy emisji spalin w zakresie emisji masy cząstek. Problemem dla producentów jest przyszły standard PN Euro 6c, mający obowiązywać dla silników DISI. Silniki ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa, które są dostępne na rynku już obecnie, nie spełniają przyszłych wymogów ilościowej emisji cząstek stałych (PN). Producenci silników i pojazdów opracowali wiele strategii zmniejszania emisji. Dwie z tych strategii dają obiecujące wyniki w redukcji emisji PM i PN:

1. Zastosowanie mieszanki etanolu jako paliwa – może to stać się najbardziej interesującym kierunkiem rozwoju silników spalinowych [9, 10]. Mieszanki typu E50 skutecznie zmniejszają emisję PM i PN, i są również znane jako paliwa alternatywne dla przyszłych silników ZI. Możliwość wykorzystania etanolu jest testowana na całym świecie, z obiecującymi wynikami.
2. Wykorzystanie GPF; to rozwiązanie zmusza producentów do wyposażania samochodów z silnikiem DISI w filtry cząstek stałych. Wstępne projekty badawcze dostarczyły obiecujących rezultatów – zmniejszenie emisji cząstek do poziomu dla silników z wtryskiem typu PFI. Niestety, to rozwiązanie stwarza kilka problemów natury ekonomicznej i technicznej, które pozostają nierozwiązane.

Należy zauważyć, że obecna metoda pomiaru emisji PN ustalona przez normy europejskie ma bardzo wąski zakres pomiaru. Metodologia polegająca na użyciu CPC (Kondensacyjny Licznik Cząstek) umożliwia tylko pomiar cząstek o wartości D_p większej niż 23 nm. Jak wynika z analizy przeprowadzonej w tej pracy, główna grupa cząsteczek, mająca bardzo negatywny wpływ na zdrowie ludzkie, to cząstki o D_p poniżej 23 nm. W związku z tym istnieje potrzeba przygotowania nowej metodologii pomiaru dla przyszłych norm emisji, która może zawierać bardziej dokładne rozwiązania pomiaru liczby cząstek stałych, a także zawierać pomiar rozkładu wielkości cząstek jako obowiązkowego badania.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

ATS	aftertreatment system/ <i>układ oczyszczania spalin</i>	DISI	direct injection spark ignition/ <i>silnik benzynowy z wtryskiem bezpośrednim</i>
CARB	California Air Resources Board	EGR	exhaust gas recirculation/ <i>układ recyrkulacji spalin</i>
CI	compression ignition engine/ <i>silnik o zapłonie samoczynnym</i>	EPA	Environment Protection Agency/ <i>Agencja Ochrony Środowiska</i>
CPC	condensation particle counter/ <i>licznik cząstek stałych</i>	FFV	flexible fuel vehicle/ <i>pojazd wielopaliwowy</i>
CVS	constant volume sampler/ <i>układ o stałym poborze próbek</i>		

SI	spark ignition/ <i>silnik o zapłonie iskrowym</i>	PAH	polycyclic aromatic hydrocarbons/ <i>wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne</i>
EU	European Union/ <i>Unia Europejska</i>	PC	passenger car/ <i>samochód osobowy</i>
EUDC	extra urban driving cycle/ <i>pozamiejski cykl jezdny</i>	PM	particulate matter/ <i>cząstki stałe</i>
GPF	gasoline particulate filter/ <i>filtr cząstek stałych dla silników benzynowych</i>	PN	particle number/ <i>liczba cząstek stałych</i>
LDD	light duty Diesel/ <i>silnik ZS dla pojazdu LDV</i>	PNC	particulate number counter/ <i>licznik cząstek stałych</i>
LDV	light duty vehicle/ <i>lekki pojazd użytkowy</i>	TWC	three-way-catalyst/ <i>reaktor katalityczny potrójnego działania</i>
PFI	port fuel injection/ <i>silnik z wtryskiem pośrednim do kolektora dolotowego</i>	UDC	urban driving cycle/ <i>miejski cykl jezdny</i>
NEDC	New European Driving Cycle/ <i>nowy europejski cykl jezdny</i>	UE	European Union/ <i>Unia Europejska</i>

Bibliography/Literatura

- [1] Andersson J., Keenan M., Akerman K. GDI particles – legislation, current levels and control. Ricardo Presentation, 9/99801.1, 2014.
- [2] Archer G. Particle emissions from petrol cars – briefing. Transport and Environment, 2013.
- [3] Bielaczyc P. (ed.) Particulate matter emissions from engine and automobile sources. Workshop Proceedings form 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources, BOSMAL Automotive R&D Institute, Bielsko-Biala 2012, Combustion Engines, 3 (150), 2012.
- [4] Bielaczyc P., Czerwinski J., Woodburn J. Current trends in measurement and control of particle emissions from engines. Combustion Engines, 3 (150), 2012, 89–96.
- [5] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J. Investigations on fuel ethanol content and ambient temperature on particle number and mass emissions from vehicles featuring direct injection gasoline engines. 16th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles. Zurich 2012.
- [6] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J. Particulate Emissions from European vehicles featuring direct injection spark ignition engines tested under laboratory conditions. SAE Technical Paper 2014-01-1608, 2014, doi: 10.4271/2014-01-1608.
- [7] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J. Particulate matter emissions from vehicles featuring direct injection spark ignition engines. FISITA 2014, F2014-CET-138.
- [8] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J. The effect of a low ambient temperature on the cold-start emissions and fuel consumption of passenger cars. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Journal of Automobile Engineering, 225, 2011, doi: 10.1177/0954407011406613.
- [9] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J. Regulated emissions, unregulated emissions and fuel consumption of two vehicles tested on various petrol-ethanol blends. SAE Technical Paper 2014-01-2824, 2014, doi: 10.4271/2014-01-2824.
- [10] Bielaczyc P., Woodburn J., Klimkiewicz D., Pajdowski P., Szczotka A.. An examination of the effect of ethanol–gasoline blends' physicochemical properties on emissions from a light-duty spark ignition engine. Fuel Processing Technology, 107, 2013, 50–63, doi: 10.1016/j.fuproc.2012.07.030.
- [11] Bischof C., Boger T., Gunasekaran N. Advanced particulate filter technologies for direct injection gasoline engine applications. CORNING Inc., DEER Conference, 16-19. 10. 2012.
- [12] Braisher M., Stone R., Price P. Particle number emissions from a range of european vehicles. SAE Technical Paper 2010-01-0786, 2010, doi: 10.4271/2010-01-0786.
- [13] Eastwood P. Particulate emissions from vehicles. Wiley-Professional Engineering Publishing Series, 2008, doi: 10.1002/9780470986516.ch2.
- [14] Karavalakis G., Short D., Russell R., Jung H. et al. Assessing the impacts of ethanol and isobutanol on gaseous and particulate emissions from flexible fuel vehicles. Environmental Science & Technology, 48, 2014, 14016–14024, doi:10.1021/es5034316.
- [15] Kazour J., Befrui B., Husted H., Raney M. et al. Innovative sprays and particulate reduction with GDI injectors. SAE Technical Paper 2014-01-1441, 2014, doi: 10.4271/2014-01-1441.
- [16] Khalek I., Bougher T., Jetter J. Particle emissions from a 2009 direct injection gasoline engines using different commercially available fuels. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 3 (2), 2010, 623–637, doi:10.4271/2010-01-2117.
- [17] Kittelson D., Kraft M. Particle formation and model in internal combustion engines. University of Cambridge. Preprint No. 142, 2014, doi: 10.1002/9781118354179.auto161.
- [18] Kohler F. Testing of Particulate Emissions from Positive Ignition Vehicles with Direct injection. Transport and Environment 2013.
- [19] Mamakos A., Martini G., Marotta A. Assessment of different technical options in reducing particle emissions from GDI vehicles. Journal of Aerosol Science, 63, 2013, 115–125, doi: 10.1016/j.jaerosci.2013.05.004.
- [20] Merkisz J., Pielecha J. Emisja cząstek stałych ze źródeł motoryzacyjnych. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2014.
- [21] Metz N. Health effects of diesel particulate matter – new investigations make the existence of a threshold value very probable. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, Aachen 2003.
- [22] Myung C., Park S. Exhaust nanoparticle emissions from internal combustion engines – review. International Journal of Automotive Technology, 1 (13), 2012, 9–22, doi: 10.1007/s12239-014-0022-x.
- [23] Piock W. et al. Strategies towards meeting future particulate matter emissions requirements in homogeneous GDI engines. SAE Technical Paper 2011-01-1212, 2011, doi: 10.4271/2011-01-1212.
- [24] Storey J. et al. Exhaust particle characterization for lean and stoichiometric DI vehicles operating on ethanol-gasoline blends. SAE Technical Paper 2012-01-0437, 2012, doi: 10.4271/2012-01-0437.
- [25] Worldwide emissions standards: Passenger cars and light duty vehicles – guide book 2014-2015. Published by Delphi Corp. On-line access: www.delphi.com/emissions-pc
- [26] Zhang S., McMahon W. Particulate emissions for LEV II light-duty gasoline direct injection vehicles. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 5 (2), 2012, 637–646, doi: 10.4271/2012-01-0442.
- [27] Zhao F., Harrington D., Lai M. Automotive gasoline direct injection engines. SAE International 2002.
- [28] Zhao H. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Woodhead Publishing Limited, Vol. 1, 2010.
- [29] AVL web site. On-line access: www.avl.com/emission-measurement

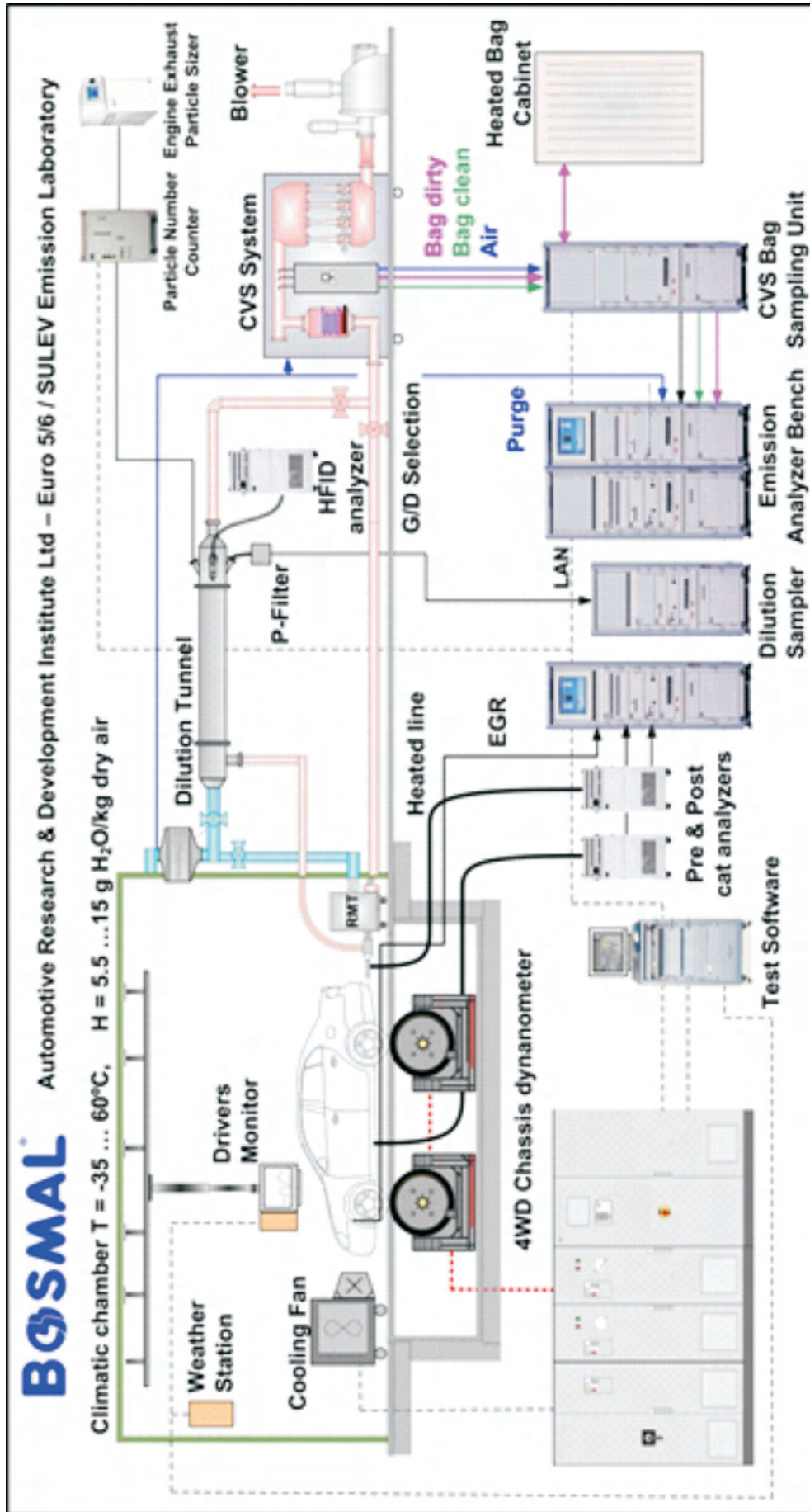


Fig. A1. A Scheme of Emission Laboratory in BOSMAL Ltd. Automotive Research and Development Institute
Rys. A1. Schemat Laboratorium Emisji w Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o.

Appendix 1/Załącznik 1

Table 1. US Federal and California emission standards
Tabela 1. Amerykańskie federalne i kalifornijskie limity emisji cząstek stałych

USA EPA Federal Emission Standards for PC&LDV and LEV II/III CARB Emission Standards							
Category: EPA Tier – Passenger Cars and Light Duty Vehicles CARB – Low Emission Vehicles	EPA: Tier II	EPA: Tier II	CARB: LEV II	CARB: LEV II	Planned CARB LEV III		
	till 2009	from 2009	2015-17	2015-17	2017-21	2025-28	
mileage [mi]	120 000	120 000	50 000	120 000	n/a	n/a	n/a
PM [mg/km]	0,0–12,4 (US Tier 2, Bin 1...8)		n/a	6.21	1.86		0.62

Appendix 2/Załącznik 2

Table 2. The European emission standards [25]
Tabela 2. Europejskie limity emisji cząstek stałych [25]

European emission standards										
Passenger Cars and Light Duty Vehicles			EU-1	EU-2	EU-3	EU-4	EU-5a	EU-5b	EU-6b	EU-6c
			1992	1996	2000	2005	2009	2011	2014	2017
DISI Engines	PM	mg/km	–	–	–	–	5.0	4.5	4.5	4.5
	PN	1/km	–	–	–	–	–	–	6×10 ¹²	6×10 ¹¹
CI Engines	PM	mg/km	140	80	50	25	5.0	4.5	4.5	4.5
	PN	1/km	–	–	–	–	–	6×10 ¹¹	6×10 ¹¹	6×10 ¹¹

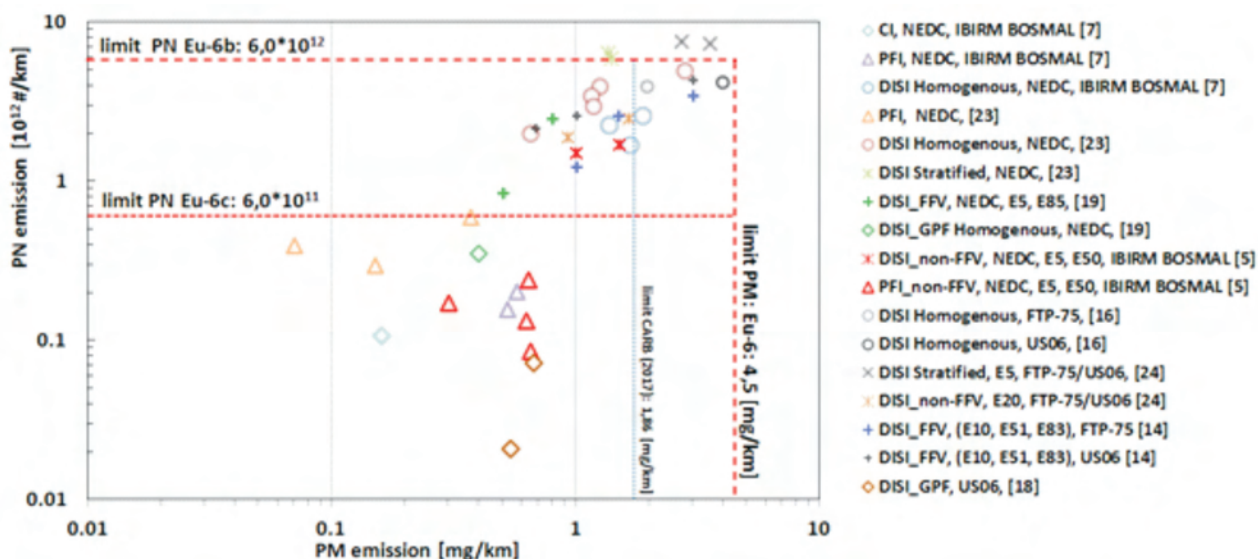




Fig. A2. Map of PM and PN results presented in the paper
Rys. A2. Mapa wyników emisji PM i PN dla przedstawionych wyników badań

Michał Olczyk, MEng. – Test Engineer in the Engine Research Department at BOSMAL Automotive Research & Development Institute Ltd in Bielsko-Biała.
Mgr inż. Michał Olczyk – samodzielny pracownik ds. badań w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biała.
e-mail: michal.olczyk@bosmal.com.pl



Bartosz Hejny, MEng. – Test Engineer in the Engine Research Department at BOSMAL Automotive Research & Development Institute Ltd in Bielsko-Biała.
Mgr inż. Bartosz Hejny – starszy referent ds. badań w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biała.
e-mail: bartosz.hejny@bosmal.com.pl



Piotr Bielaczyc, DEng. – Head of the Engine Research Department at BOSMAL Automotive Research & Development Institute Ltd in Bielsko-Biała.
Dr inż. Piotr Bielaczyc – kierownik Zakładu Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biała.
e-mail: piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl



Types of internal Diesel injector deposits and counteracting their formation

The paper attempts to distinguish types of IDID (Internal Diesel Injector Deposits) with regard to the mechanism of formation, factors facilitating their formation and the method of identification. Investigations into their formation mechanism have been discussed in the paper. The results of the investigations into the chemical nature and probable source of these deposits have also been discussed. It has been pointed out that modern common rail fuel injection systems might be less tolerant to deposits due to tighter fitting tolerances, lower mass of parts and sophisticated injection strategies. Various approaches to IDID formation counteracting have also been discussed.

Key words: injector internal deposits, diesel engines, fuel injection systems

Przegląd typów osadów wewnętrznych we wtryskiwaczach silników z zapłonem samoczynnym oraz przeciwdziałanie ich powstawaniu

W artykule przedstawiono próbę podziału wewnętrznych osadów wtryskiwaczy paliwa na typy, biorąc pod uwagę mechanizmy ich tworzenia, czynniki sprzyjające ich powstawaniu oraz sposoby identyfikacji. Zaprezentowano badania dotyczące mechanizmów tworzenia takich osadów. Opisano także wyniki badań natury chemicznej i prawdopodobnych źródeł powstawania osadów. Zwrócono uwagę, że nowoczesne systemy wtrysku paliwa typu common rail są mniej odporne na oddziaływanie osadów ze względu na mniejsze tolerancje wykonawcze, mniejszą masę elementów roboczych i zaawansowane strategie wtrysku paliwa. Opisano też różne sposoby przeciwdziałania tworzeniu się osadów typu IDID.

Słowa kluczowe: osady wewnętrzne we wtryskiwaczach paliwa, silniki z zapłonem samoczynnym, układy wtrysku paliwa

1. Introduction

The increasingly stringent environmental legislation, (incl. limitation in the exhaust emissions from piston combustion engines) manifests itself as the EURO emission standards. The EURO VI emission standard came into force as of 1 September 2014 in Europe for newly homologated vehicles and as of 1 September 2015 will become applicable for newly registered vehicles. The European Union is introducing further limits on the CO₂ emissions from passenger vehicles, light duty trucks, buses and heavy-duty trucks. These limits are a serious challenge for the manufacturers of piston combustion engines in terms of adaptation to the above-mentioned legislation and fulfillment of the growing requirements and expectations of the end users. This objective is realized by reducing the fuel consumption while still maintaining the engine operating parameters and its performance (downsizing) as well as by maximum qualitative and quantitative optimization of the mixture formation. The fundamental assumption of these actions is to boost the engine efficiency and reduce the exhaust emissions and noise.

The popularization of direct injected diesel engines (compression ignition) and a constant advancement of the HPCR system (*High Pressure Common Rail*) continuing since 1997 have played an important role in the achievement of the said objectives. Further optimization of the mixture formation will be decisive of the increase in the engine efficiency, reduced fuel consumption (emission of CO₂) and exhaust emissions. As is forecasted, it will be conditioned by and directly related to further advancement of precise high-pressure injection systems [1–3].

1. Wstęp

Systematycznie zaostrzane przepisy dotyczące ochrony środowiska naturalnego, w tym powietrza, a zatem i ograniczenia emisji składników szkodliwych w gazach spalinowych z tłokowych silników spalinowych, znajdują odzwierciedlenie w kolejnych wydaniach Europejskich Norm Emisji Spalin (EURO). Norma EURO VI zaczęła obowiązywać w Europie od 1 września 2014 r. w zakresie homologacji, a od 1 września 2015 r. obowiązuje w zakresie rejestracji oraz sprzedaży nowych typów pojazdów. Ponadto w Unii Europejskiej wprowadzane są też dalsze ograniczenia emisji CO₂ z samochodów osobowych, lekkich pojazdów dostawczych i autobusów oraz samochodów ciężarowych. Ograniczenia te stawiają duże wyzwania przed producentami tłokowych silników spalinowych, mając na względzie konieczność dostosowania ich do powyższych przepisów, a zarazem do nieustannie rosnących wymagań i oczekiwań użytkowników. Realizacja tych celów następuje przez dążenie do ograniczenia wielkości zużycia paliwa przez silniki, przy zachowaniu ich osiągnięć i parametrów użytkowych (downsizing), oraz maksymalną poprawę w zakresie przygotowania ilości i jakości mieszanki spalanej w cylindrach silników. Zasadniczym założeniem takich działań jest podwyższenie sprawności silników oraz obniżenie emisji składników szkodliwych, a także hałasu.

Rozpowszechnienie silników ZS (z zapłonem samoczynnym) z wtryskiem bezpośrednim i postępujący od 1997 r. rozwój układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa typu HPCR (*High Pressure Common Rail*) odegrały znaczącą rolę w dotychczasowym osiągnięciu powyższych celów. Dalsze optymalizacje procesów tworzenia mieszanki palnej

2. Trends in the development of high-pressure injection systems – threats

The application of HPCR systems enabled a separation of the process of injection from the process of fuel pumping, made the fuel injection pressure independent of the engine speed and enabled a precise fuel division into subdoses with their accurate control, which created new possibilities of control of the fuel dosage quality that were thus far unobtainable. High fuel injection pressures lead to its better atomization in the combustion chambers and positively influence the quality of the mixture and the possibility of dividing the fuel dose into multiple subdoses within a single cycle allow a flexible adaptation of the fuel quantity to the course of the combustion process reducing the noise and optimizing the combustion pressures. The application of many variants of multiple injection allows the control of the course of combustion enabling a reduction of the exhaust emissions. As a consequence, further advancement of fuel HPCR injection systems will aim at increasing the maximum fuel pressure and better atomization following the use of a greater number of injection holes of smaller diameters [1–3]. Precise control of the fuel rate injected in a single injection will become increasingly important by dividing it into a maximum number of individual subdoses with possibly shortest dwell times or by a smooth control of the injector needle movement in each individual injection. A smooth variation of the fuel pressure is also considered during the course of the injection. The application of such complex fuel injection strategies already on the level of a single injection will require injectors of very short reaction time (maximum increase in the pulse frequency) or their smooth control (smooth control of the pulses). This entails the need to manufacture increasingly smaller and lighter components and injector actuators. Figure 1 presents the changes in the size of this elementary component throughout decades (on the example of a needle from a high pressure pump nozzle manufactured in 1990s of the last century and a modern electromagnetic high pressure HPCR injector).



Fig. 1. Comparison of the injector needles from a high pressure injection system manufactured in the 1990s of the last century (a) and a modern one (b) [4]

Rys. 1. Porównanie wielkości iglicy wtryskiwacza układu wysokociśnieniowego wtrysku paliwa z lat 90. ubiegłego wieku (a) i obecnie stosowanego (b) [4]

i spalania będą miały decydujące znaczenie dla zwiększenia sprawności silników, skutkującej zmniejszeniem zużycia paliwa, a więc i emisji CO₂, a także ograniczeniem wielkości emisji składników szkodliwych do atmosfery. Jak się przewiduje, będzie to uwarunkowane i bezpośrednio związane z dalszym rozwojem precyzyjnie działających układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa [1–3].

2. Kierunki rozwoju układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa – zagrożenia

Stosowanie układów HPCR pozwoliło na rozdzielenie procesu wtrysku paliwa od tłoczenia paliwa, niezależność ciśnienia wtrysku paliwa od prędkości obrotowej silnika i umożliwiło precyzyjne dzielenie dawki paliwa na części przy ich dokładnym sterowaniu w czasie, co stworzyło nowe, dotychczas nieosiągalne, możliwości w zakresie podnoszenia jakości procesów dawkowania paliwa. Wysokie ciśnienia wtrysku paliwa powodują jego lepsze rozpylenie w komorach spalania i korzystnie wpływają na jakość tworzenia mieszanki palnej, a możliwość podziału dawki wtryskiwanego paliwa na kilka części w czasie jednego cyklu spalania pozwala w sposób elastyczny dostosowywać ilość doprowadzanego paliwa do przebiegu procesu spalania, obniżając hałas pracy silnika i korzystnie kształtując przebiegi wzrostu ciśnienia spalania. Zastosowanie różnych wariantów wtrysku wielokrotnego pozwala na kontrolowanie przebiegu procesów spalania, umożliwiając ograniczanie emisji. W konsekwencji dalszy rozwój układów wtrysku paliwa typu HPCR będzie zmierzał nie tylko do dalszego zwiększania ciśnienia wtrysku paliwa i jego lepszego rozdrobnienia dzięki stosowaniu większej ilości i mniejszej średnicy otworków wtrysku paliwa [1–3]. Coraz większe znaczenie będzie miało również precyzyjne sterowanie wielkością natężenia paliwa wtryskiwanego w czasie pojedynczej dawki przez jej podział na jak największą ilość zróżnicowanej wielkości części z maksymalnym skróceniem czasów pomiędzy ich wtryskiwaniem lub przez płynne sterowanie ruchem iglicy wtryskiwacza podczas każdego, pojedynczego wtrysku paliwa. Brana jest też pod uwagę płynna zmiana wielkości ciśnienia paliwa podczas przebiegu wtryskiwania pojedynczej dawki. Zastosowanie tak złożonych strategii sterowania wtryskiem paliwa już w zakresie kształtowania pojedynczej dawki będzie wymagało zastosowania wtryskiwaczy o bardzo krótkim czasie przesterowania (maksymalne zwiększenie częstotliwości impulsów sterujących) lub ich płynnego sterowania (płynne kształtowanie przebiegu impulsów sterujących). Wiąże się to między innymi z koniecznością wykonywania coraz mniejszych i lżejszych elementów sterujących i roboczych wtryskiwaczy. Na rysunku 1 przedstawiono, na przykładzie iglicy pochodzącej z pompowtryskiwacza układu wysokociśnieniowego wtrysku paliwa z lat 90. XX w. i iglicy z nowoczesnego, obecnie stosowanego elektromagnetycznego wtryskiwacza układu typu HPCR, jak zmieniła się wielkość tego podstawowego elementu roboczego wtryskiwacza na przestrzeni kilkunastu lat.

Tak duże zmiany w wielkości, masie, ale także w konstrukcji układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa

The changes in the size, mass and design of high pressure fuel systems are big. Back in the 1990s of the last century a force needed to realize a single injection by a pump nozzle was 17600 N, while in modern HPCR injectors the force needed to realize a multiple injection is 40 N [1, 5].

The necessity to carry out increasingly accurate multiple injections by dividing doses into a greater number of smaller subdoses with more accurate injection onsets and durations led to a popularization of piezoelectric injectors (enabling a very short reaction – 3–4-times shorter compared to electromagnetic injectors). In this type of injectors, the needle is directly coupled with the piezoelectric component composed of almost a hundred layers of crystals that expand and contract with the voltage impulses sent by the electronic engine control. The crystals change their length by a total of 0.4 mm, which is sufficient to precisely open and close the injector. This allows a better dosage accuracy and stability and the possibility of dividing doses into more than 7 subdoses, thus, providing an optimal course of combustion. Thus far, multiple fuel dose division was difficult due to the inertia of the electromagnetic valves and the actuators used in the injectors. As mentioned before, the most advantageous fuel dose division is obtained with a pre-injection composed of a few very small fuel portions, after which the main injection with post-injections occurs. If the pre-injections do not exceed the volume of 1 mm³, the pressure at the moment of self-ignition increases smoothly, which makes the engine less noisy. With the post injections we can efficiently adjust the composition of the exhaust gas. The fuel injected into the cylinder at the end of combustion leads to the afterburning of the soot particles and in exhaust systems fitted with DPF increases the exhaust temperature, which regenerates the filter. Rapid evolution of the design of high-pressure injection systems led to their greater complexity, miniaturization and better workmanship of their components. For example, the diameters of the fuel injector holes ranging from 0.2 to 0.1 mm while the maximum admissible deviations from these diameters cannot exceed several thousandths of a millimeter. The play between the nozzle casing and the guiding needle, amounts to approx. 1 μm, the play of the valve plunger controlling the fuel flow in the DELPHI injectors amounts to 0.5 μm, and the operating lift of the control plunger cap is below 30 μm [1, 2, 6] – Fig. 2.

Such high precision requirements for the injectors are not only the attempt to obtain the shortest time of their reaction to ensure the exact moment of their opening and duration of the injection to the combustion chamber but also to prevent any possible leakage bearing in mind that the operating fuel injection pressure may reach 250–300 MPa.

Along the changes in the design and technology of the subsequent generations of high pressure of injection systems came significant changes in the technology of production of fuels that are also used for the lubrication of the injection systems, including HPCR. The popularization of low sulfur diesel fuels and fuel additive packages designated for their treatment gave way to fuels containing acid components. For example, to a different extent, unsaturated fatty acids

sprawiły, między innymi, że w latach 90. ubiegłego wieku siła potrzebna do uruchomienia pompowtryskiwacza i wykonania pojedynczego wtrysku paliwa wynosiła 17 600 N, podczas gdy w obecnie stosowanych układach wtryskowych typu HPCR siła niezbędna do wykonania pojedynczego, wielokrotnego wtrysku paliwa wynosi 40 N [1, 5].

Konieczność coraz większej dokładności realizacji procesów dozowania paliwa przez podział wtryskiwanej dawki na coraz większą ilość, coraz mniejszych części, przy coraz bardziej precyzyjnej kontroli początku i czasu wtrysku doprowadziła już do rozpowszechnienia stosowania wtryskiwaczy piezoelektrycznych, zapewniających bardzo krótki czas przesterowania (3–4-krotnie krótszy względem wtryskiwaczy elektromagnetycznych). We wtryskiwaczach tego typu iglica zaworu dozującego sprzężona jest bezpośrednio z elementem piezoelektrycznym, złożonym z ponad stu warstw kryształów, który rozszerzając się i kurcząc pod wpływem impulsów napięciowych wysyłanych przez elektroniczny sterownik silnika wydłuża (lub kurczy) się łącznie o cztery setne milimetra, co wystarcza do precyzyjnego otwierania i zamykania zaworu wtryskiwacza. Pozwala to na większą dokładność i stabilność dozowania oraz możliwość podziału dawki na ponad siedem wtrysków, a w rezultacie optymalny przebieg procesu spalania. Dotychczas było to utrudnione zbyt dużą bezwładnością zaworów elektromagnetycznych i wykonawczych elementów roboczych stosowanych we wtryskiwaczach. Jak już stwierdzono, najkorzystniejszy podział dawki paliwa uzyskuje się przy wtrysku wstępnym złożonym z kilku bardzo małych porcji paliwa, po których następuje wtrysk główny oraz wtryski dodatkowe. Jeśli wtryski wstępne nie przekraczają objętości 1 mm³, ciśnienie w momencie pojawienia się samozapłonu wzrasta w komorze spalania bardzo łagodnie i dzięki temu silnik jest mniej hałaśliwy. Za pomocą wtrysków dodatkowych można z kolei korzystnie korygować skład emitowanych spalin. Paliwo wtrysnięte do cylindra pod koniec procesu spalania powoduje bowiem dopalanie cząsteczek sadzy, a w układach wydechowych z filtrem cząstek stałych DPF podnosi temperaturę spalin, co wspomaga procesy regeneracji DPF. Jak z tego wynika, szybka ewolucja konstrukcji współczesnych układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa sprawiła, że są one coraz bardziej skomplikowane, ich elementy składowe są coraz mniejsze, a zarazem coraz dokładniej wykonane. Dla przykładu, średnice otworków wtrysku paliwa zawierają się w przedziale od 0,2 do 0,1 mm, a dopuszczalne, wykonawcze odchyłki średnic tych otworków nie mogą przekraczać kilku tysięcznych milimetra. Luz pomiędzy obudową rozpylacza i poruszającą się w nim walcową, prowadzącą częścią iglicy wynosi około 1 μm, luz nurnika zaworka sterującego przepływem paliwa we wtryskiwaczach firmy DELPHI to 0,5 μm, a roboczy wzniós grzybka nurnika sterującego wynosi poniżej 30 μm [1, 2, 6] – rys. 2.

Tak wysokie wymagania wykonawcze stawiane wtryskiwaczom są związane nie tylko z dążeniem do uzyskiwania jak najkrótszego czasu ich przesterowania, tak aby zagwarantować odpowiednią chwilę otwierania i odpowiedni

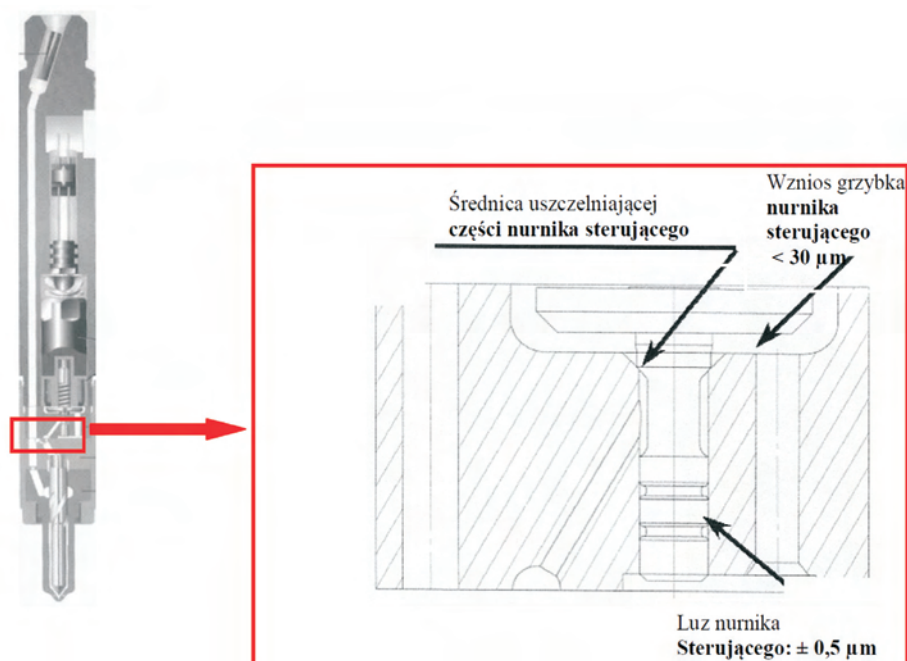


Fig. 2. Operation of an electromagnetic valve controlling the fuel flow in the Delphi injectors

Rys. 2. Działanie zaworu elektromagnetycznego sterującego przepływem paliwa we wtryskiwaczu firmy Delphi

are commonly used as lubricant additives. These acids easily react with metallic ions of the fuel contaminants forming carboxylic salts, that, similarly to low molecular mass polar compounds, much worse dissolve in low sulfur diesel fuels of low content of aromatic hydrocarbons compared to old high sulfur content fuels [1–3, 7, 8]. A growing share of FAME (characterized by low stability) in the diesel fuels accelerates the process of fuel oxidation and degradation. FAME are a source of weak acids and lead to an increase in the fuel contamination (sodium compounds) – a component of typical catalysts used in the reaction of transesterification [1, 3, 6–9]. Hence, due to their low stability, the resistance to oxidation is one of the most important properties of diesel fuels containing FAME. The results of oxidation are products compromising proper engine operation, high pressure injection systems in particular, which is why, according to the Polish Standard PN-EN 590, the induction period marked with the EN 15751 method for diesel fuels should be longer than 20 h. Besides, corrosion inhibitors (NaNO_2) sometimes used in diesel fuels are an additional source of fuel contamination with sodium.

3. Mechanisms and factors facilitating internal deposit formation in HPCR injection systems

The above-described trends in the development of HPCR systems resulted in changes in the physicochemical factors that have influence on the fuel in modern diesel HSDI (*High Speed Direct Injection*) engines. The most important are very high injection pressures reaching 300 MPa. During the injection of the fuel compressed to the pressure of 250 MPa or during its release (leakage between injector and the components) the processes of shearing of the treatment additives occur along with an abrupt increase in the temperature. Then,

czas trwania wtrysku paliwa do komór spalania, ale także z koniecznością zabezpieczenia przed wszelkimi przeciekami, mając na uwadze, że obecnie maksymalne ciśnienie wtrysku paliwa osiąga 250–300 MPa.

Równocześnie ze zmianami konstrukcyjno-technologicznymi kolejnych generacji układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa następowały istotne zmiany w technologii produkowanych paliw, wykorzystywanych też do smarowania układów wtrysku paliwa, w tym układów HPCR. Rozpowszechnienie niskosiarkowych olejów napędowych oraz stosowanych do ich uszlachetniania pakietów dodatków sprawiło, że zwierają one rozmaite komponenty kwasowe. Przykładowo, w różnym stopniu nienasycone kwasy tłuszczowe są powszechnie używane jako dodatki smarnościowe.

Kwasy takie łatwo reagują z jonami metali stanowiącymi zanieczyszczenia paliwa, tworząc sole karboksylowe, które podobnie jak polarne związki o małej masie cząsteczkowej znacznie słabiej rozpuszczają się w niskosiarkowych olejach napędowych, o małej zawartości węglowodorów aromatycznych aniżeli w dawniej stosowanych wysokosiarkowych [1–3, 7, 8]. Coraz większy udział FAME (charakteryzujących się małą stabilnością) w olejach napędowych wpływa na przyspieszenie procesów utleniania i degradacji paliwa. FAME stanowią źródło słabych kwasów oraz powodują wzrost zanieczyszczeń w paliwie (związki sodu), będących składnikiem typowych katalizatorów stosowanych w reakcjach transestryfikacji [1, 3, 6–9]. Zatem odporność na utlenianie jest jedną z najważniejszych właściwości olejów napędowych zawierających FAME ze względu na ich małą stabilność. Wynikiem utleniania są produkty zagrażające poprawnemu funkcjonowaniu silnika, a zwłaszcza układów wtrysku paliwa typu HPCR, w związku z czym zgodnie z normą PN-EN 590 okres indukcyjny oznaczony metodą EN 15751 dla olejów napędowych powinien przekraczać 20 h. Ponadto stosowane niekiedy w olejach napędowych inhibitory korozji w postaci azotynów sodowych (NaNO_2) stanowią dodatkowe źródło zanieczyszczenia paliwa sodem.

3. Mechanizmy i czynniki sprzyjające powstawaniu osadów wewnętrznych w układach wtrysku paliwa typu HPCR

Wyżej opisane kierunki rozwoju układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa spowodowały znaczne zmiany czynników fizykochemicznych, które oddziałują na paliwo w układzie wtryskowym nowoczesnego silnika ZS typu

the conversion of the pressure energy (through dissipation of kinetic energy) into thermal energy leads to an increase in the temperature exceeding 100 °C for the output pressure of 200 MPa [9, 10]. As a consequence, when the initial temperature is 50 °C it increases to over 150 °C. Given the temperature to which the injection nozzle placed directly in the combustion chamber heats up, the collective instantaneous temperature acting on the compressed fuel may even exceed 300 °C. This is the highest temperature that acts on the fuel in the entire HPCR fuel system. The performed investigations revealed that an increase in the fuel pressure in the injector from 200 MPa to 250 MPa results in a proportional increase in the temperature by 25% [10]. As a consequence, such high fuel injection pressures significantly facilitate fuel atomization and charge homogenization inside the cylinders but at the same time lead to an increase in the fuel temperature that accelerates the processes of its oxidation and degradation (particularly if the stability of the fuel is low – FAME content). An additionally important factor accelerating these processes is multiple application of high pressures and temperatures to the fuel in the injection system due to its recirculation. In majority of currently applied HPCR systems the fuel is fed with a sizeable surplus to the injectors, which makes part of it (the part not fed to the cylinders) go to the overflow lines and then back to the tank. The fuel heated in the high-pressure pump and then in the injectors, increases the temperature of the entire content of the tank to over 60 °C. This intensifies the processes of systematic and accelerated degradation of fuel and facilitates the formation of internal deposits (IDID) on the injector components.

The mechanism of IDID deposit formation is different from that of external deposits on the injection nozzles, because internal deposits are not exposed to exhaust gas generated during combustion and surface evaporation of fuel. IDID are formed as a result of precipitation of particles of insoluble compounds and their subsequent adhesion to metal parts of the injector components, particularly in spots of high pressures and temperatures and spots where the fuel transfers from high to atmospheric pressure (injection, leakage). IDID are formed in all types and designs of modern HPCR injectors – Fig. 3.

Currently manufactured low sulfur diesel fuels of low content of aromatic hydrocarbons are characterized by much lower solubility of carboxylic salts and polar compounds of low molecular mass and require lubrication additives and sometimes even corrosion inhibitors. Besides, the growing share content of FAME in diesel fuels increases the amount of sodium in the fuel because this metal is a component of typical catalysts used in the process of transesterification. The ions of sodium captured by the fatty acids being by-products of FAME used as lubrication additives, generate deposits in the form of sodium soaps that subsequently precipitate as IDID due to poor solubility in the fuels [1–3, 5, 6, 8–11]. FAME may additionally facilitate the formation of IDID due to the contaminants formed in the process of FAME production and those formed by auto-catalytic divisions of fatty esters with the participation of metal ions. Polar acid

HSDI (*High Speed Direct Injection*). Do najistotniejszych z nich należą bardzo wysokie ciśnienia wtrysku paliwa sięgające 300 MPa. Podczas wtryskiwania, przez otwórki rozpylacza, sprężonego do 250 MPa paliwa lub jego uwalniania (przeciekania) na skutek przedostawania się przez nieszczelności pomiędzy wewnętrznymi, roboczymi elementami wtryskiwacza, występują procesy ścinania dodatków uszlachetniających paliwo oraz gwałtowny wzrost jego temperatury. Wtedy zmiana energii ciśnienia, poprzez rozproszenie energii kinetycznej w energię ciepłą, powoduje wzrost jego temperatury przekraczający 100 °C dla ciśnienia wyjściowego 200 MPa [9, 10]. W konsekwencji, gdy temperatura początkowa paliwa wynosi 50 °C, wzrasta ona do ponad 150 °C. Jednak, biorąc pod uwagę temperaturę, do której nagrzewa się końcówka wtryskiwacza umieszczona bezpośrednio w komorze spalania silnika, sumaryczna, chwilowa temperatura oddziałująca na sprężone paliwo w końcówce rozpylacza może przekraczać nawet 300 °C. Jest to najwyższa temperatura jaka oddziałuje na paliwo w całym układzie wtrysku paliwa typu HPCR. Przeprowadzone badania pozwoliły ustalić, że wzrost ciśnienia paliwa we wtryskiwaczu od 200 MPa do 250 MPa powoduje proporcjonalny wzrost jego temperatury o 25% [10]. W konsekwencji tak wysokie ciśnienia wtrysku paliwa w znaczny sposób ułatwiają rozdrobnienie paliwa i ujednorodnienie ładunku mieszanki palnej w cylindrach silnika, ale równocześnie powodują znaczny wzrost temperatury paliwa, który przyspiesza procesy jego utleniania i degradacji (zwłaszcza gdy stabilność paliwa jest niska, np. w przypadku zawartych w nim FAME). Dodatkowo ważnym czynnikiem przyspieszającym te procesy jest wielokrotne poddawanie paliwa w układzie wtryskowym wysokim ciśnieniom i temperaturom na skutek jego recyrkulacji. W większości obecnie stosowanych układów HPCR paliwo jest podawane z dużym (kilkakrotnym) nadmiarem do wtryskiwaczy paliwa, co sprawia, że ta jego część, która nie została doprowadzona do komór spalania silnika trafia do przewodów przelewowych, a następnie ponownie do zbiornika paliwa. Nagrzane w pompie wysokiego ciśnienia, a następnie we wtryskiwaczach paliwo, spływając do zbiornika paliwa powoduje podwyższenie temperatury znajdującej się w nim dużej ilości paliwa często do ponad 60 °C. Pogłębia to procesy systematycznej, przyspieszonej degradacji paliwa i sprzyja powstawaniu osadów wewnętrznych (IDID) na elementach wtryskiwaczy.

Mechanizm tworzenia osadów typu IDID jest inny od tego, który powoduje powstawanie osadów zewnętrznych na końcówkach rozpylaczy, ponieważ osady wewnętrzne nie są narażone na oddziaływanie gazów spalinowych powstających podczas spalania paliwa w komorach silnika, ani na powierzchniowe odparowywanie paliwa. IDID powstają na skutek wytrącania się z paliwa cząstek nierozpuszczalnych związków, a następnie ich przywieranie do metalowych powierzchni elementów wtryskiwaczy, zwłaszcza w miejscach poddawanych wysokim ciśnieniom i temperaturom oraz w tych, gdzie paliwo przechodzi od wysokiego ciśnienia do atmosferycznego (wtrysk, przecieki). IDID powstają we wszystkich typach i rozwiązaniach konstrukcyjnych aktualnie

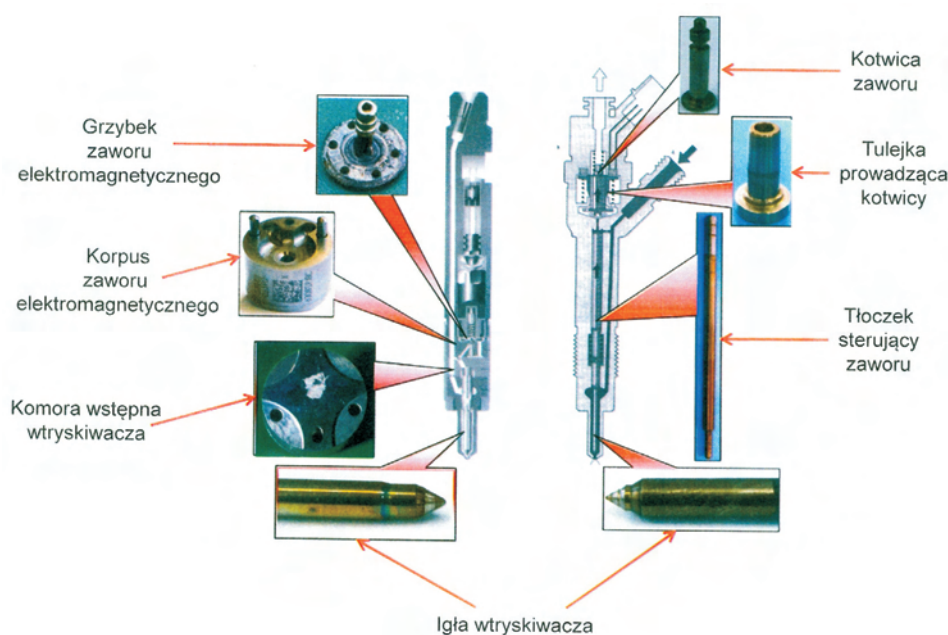


Fig. 3. Examples of typical designs of injectors in HPCR systems and their internal components exposed to IDID formation

Rys. 3. Przykłady typowych konstrukcji wtryskiwaczy układów HPCR i ich elementów wewnętrznych narażonych na tworzenie osadów IDID

molecules bond sodium and other metals forming carboxylic salts (soaps) containing metal ions and deposits in the form of IDID on the internal surfaces of the injector components [1, 2]. NaNO_2 commonly applied as a corrosion inhibitor is made by the reaction of sodium hydroxide and the nitrogen dioxide and nitrogen monoxide. Hence, the corrosion inhibitors contain residual sodium hydroxide. The reactivity of sodium hydroxide enables its interaction with many acidic components including those that are characteristics of the fuel aging processes, monomers and dimers of fatty acids used as lubrication additives as well as corrosion inhibitors. Carboxylic salts may form at low temperatures in the reaction of sodium (less frequently calcium, potassium) with carboxylic acids, far from the spots where deposits form (e.g. in the fuel tank or in the low pressure part of the fuel line). Then the particles insoluble in the fuel are transported with the fuel in the form of reversed micelles through the high-pressure part of the fuel system. A part of them is trapped in the fuel filter, which causes its frequent clogging. Upon reaching spots of very high pressure and temperature (at spots of very abrupt fuel pressure change and its shearing) the micelles collapse forming unstable polar particles that subsequently precipitate on the internal surfaces of the injector components forming IDID [5].

Organic amides are IDID polymer deposits formed in the reactions of detergents containing polyisobutylene succinimide (PIBSI) with the fatty or formic acids. Deposits of this type also occur in connection with carboxylic sodium salts [1–3, 5–9]. Particularly, chains of molecules of lower molecular mass are less soluble in the fuel and potentially more reactive, easily forming deposits in the areas of high temperature and pressure. Polymer deposits may also form as

produkowanych wtryskiwaczy układów HPCR – rys. 3.



Produkowane obecnie niskosiarkowe oleje napędowe, o niskiej zawartości węglowodorów aromatycznych charakteryzują się znacznie mniejszą rozpuszczalnością soli karboksylowych i polarnych związków o małej masie cząsteczkowej, a zarazem wymagają stosowania dodatków smarowościowych, a w niektórych przypadkach także inhibitorów korozji. Ponadto wzrastający udział FAME w olejach napędowych wpływa na wzrost zawartości sodu w paliwie, ponieważ metal ten jest składnikiem typowych katalizatorów stosowanych w reakcjach transestryfikacji. Jony sodu przechwytywane przez kwasy tłuszczowe będące produktami ubocznymi FAME lub stosowane jako dodatki smarowościowe generują osady

typu mydeł sodowych, które na skutek słabej rozpuszczalności w paliwie wytrącają się w postaci IDID [1–3, 5, 6, 8–11]. FAME mogą dodatkowo sprzyjać tworzeniu osadów typu IDID poprzez zawarte w nich zanieczyszczenia kwasowe powstałe podczas produkcji FAME oraz te uformowane przez autokatalityczny podział estrów tłuszczowych z udziałem jonów metali. Polarne cząsteczki kwasowe wiążą sód i inne metale, tworząc sole karboksylowe (mydła) zawierające jon metaliczny, osadzające się w postaci IDID na wewnętrznych powierzchniach elementów wtryskiwacza [1, 2]. Stosowany powszechnie jako inhibitor korozji azotyn sodowy (NaNO_2) wytwarzany jest przez oddziaływanie na wodorotlenek sodu mieszaninami ditlenku azotu i tlenku azotu. W rezultacie inhibitory korozji w postaci azotynu sodowego zawierają szczytkowy wodorotlenek sodu. Reaktywność wodorotlenku sodu umożliwia jego reakcje z wieloma składnikami kwasowymi, włącznie z tymi, które są charakterystyczne dla procesów starzenia paliwa, monomerami i dimerami kwasów tłuszczowych wykorzystywanych w dodatkach smarowościowych oraz inhibitorami korozji. Sole karboksylowe mogą tworzyć się w niskich temperaturach przez reakcję sodu (znacznie rzadziej wapnia, potasu) z kwasami karboksylowymi, z dala od miejsc powstawania osadów (np. w zbiorniku paliwa lub w niskociśnieniowej części układu wtrysku paliwa). Następnie nierozpuszczalne w paliwie cząstki soli są przenoszone przez paliwo w postaci odwróconych miceli do wysokociśnieniowej części układu wtrysku paliwa. Część z nich jest przechwytywana przez filtr paliwa, który często zatykają. Po dotarciu do miejsc, gdzie występuje bardzo wysokie ciśnienie i temperatura paliwa (w miejscach gwałtownych zmian ciśnienia paliwa i jego ścinania) micelle

Table 1. Types of internal diesel injector deposits in high pressure fuel systems (HPCR)
 Tablica 1. Typy wewnętrznych osadów układów wtrysku paliwa HPCR

View of the deposits/ widok osadów	Type/mechanism of formation/typ/mechanizm tworzenia	Factors and conditions facilitating the formation of the deposits/czynniki i warunki sprzyjające powstawaniu osadów			Identification/identyfikacja
		Fuel related/związane z paliwem	Additive related/związane z dodatkami	Injection system related/związane z układem wtrysku pal.	
	<p>Carboxylic metallic salts, carboxylic soaps containing metallic ion (Na, Ca, K, Cl)/ karboksylowe sole metaliczne, mydła karboksylowe zawierające metaliczny (Na, Ca, K, Cl)</p> <p>created in reactions of Na, K, Ca, Cl with carboxylic acids/tworzone w reakcjach Na, K, Ca, Cl z kwasami karboksylowymi</p>	<p>low content of sulfur and aromatic hydrocarbons in the fuel limiting the solubility of carboxylic salts and polar compounds of low molecular mass. Low content of natural acidic polar particles in the fuel/mala zawartość siarki oraz węglowodorów aromatycznych w paliwie, ograniczająca rozpuszczalność soli karboksylowych i polarnych związków o małej masie cząsteczkowej. Mala zawartość w paliwie naturalnych kwasowych cząstek polarnych</p> <p>– FAME (weak acids derived from FAME) contained in the fuel/zawarte w paliwie FAME (slabe kwasy pochodzące z FAME)</p> <p>– contamination with sodium from drying salts used in refineries and forwarding terminals and from the use of sodium hydroxide catalysts and hydrochloric acid when mixing FAME with diesel fuel, which leads to the formation of sodium chlorides etc./zanieczyszczenia sodem ze stosowanych w rafineriach i terminalach przewozowych soli do osuszania oraz stosowanych przy mieszaniu FAME z ON katalizatorów wodorotlenkowo-sodowych i kwasu chlorowodorowego powodujących tworzenie chlorków sodowych itp.</p> <p>– lubricating oil in the fuel/smarowy olej w paliwie</p>	<p>– metallic corrosion inhibitors reacting with fatty acid monomers from the lubrication additives/metaliczne inhibitory korozji reagujące z monomerami kwasów tłuszczowych z dodatków smarnościowych</p> <p>– metallic corrosion inhibitors reacting with fatty acid dimers from the lubrication additives/metaliczne inhibitory korozji reagujące z dimerami kwasów tłuszczowych z dodatków smarnościowych</p> <p>– metallic corrosion inhibitors including, DDSA (dodecyl succinic acid) and HDSA (hexadecyl succinic acid) as well as sodium nitrite and sodium hydroxide/ metaliczne inhibitory korozji, w tym kwas alkenylo-bursztynowy jak DDSA (dodecylowy kwas bursztynowy) i HDSA (heksadecylowy kwas bursztynowy) oraz azotyn sodowy i wodorotlenek sodu</p>	<p>– high pressures in the HPCR systems (160–250 MPa)/wysokie ciśnienia w układach HPCR (160–250 MPa)</p> <p>– high fuel temperatures in the HPCR systems (150–350 °C)/ wysokie temperatury paliwa w układach HPCR (150–350 °C)</p> <p>– intense circulation of fuel between the HPCR system and the fuel tank/długa cyrkulacja paliwa pomiędzy układem HPCR i zbiornikiem paliwa</p> <p>– small workmanship tolerances/male tolerancje wykonawcze</p> <p>– high shearing forces/dłuzsze ścinania</p>	<p>meek, crystal, white. Water soluble/ miękkie, krystaliczne, koloru białego. Rozpuszczalne w wodzie.</p> <p>Wavenumbers in the absorption spectrum recorded in IR FTIR: 1438, 1415, 1560 cm^{-1}/liczby falowe widm absorpcyjnych (IR) zarejestrowanych w podzerwieni FTIR: 1438, 1415, 1560 cm^{-1}</p>
	<p>Organic amides/amidy organiczne</p> <p>Formed in the reactions of detergents containing PIBSI with fatty acids/tworzone w reakcjach dodatków detergentowych zawierających PIBSI z kwasami tłuszczowymi lub mrówkowym</p>	<p>low content of sulfur and aromatic hydrocarbons/mala zawartość siarki oraz węglowodorów aromatycznych</p> <p>– fatty acids/kwasy tłuszczowe</p> <p>– formic acids/kwas mrówkowy</p>	<p>– detergents based on PIBSI (polyisobutylene succinimide) of low molecular mass, commonly used in Europe for prevention of external injector coke deposits/dodatki detergentowe oparte na PIBSI (poliizobutyleno-succinimid) o małej masie cząsteczkowej, powszechnie stosowane w Europie do przeciwdziałania tworzeniu zewnętrznych osadów koksowych wtryskiwaczy</p> <p>– lubrication additives (monomers and dimers of fatty acids)/dodatki smarnościowe (monomery i dimery kwasów tłuszczowych)</p>	<p>– high pressures in the HPCR systems (160–250 MPa)/wysokie ciśnienia w układach HPCR (160–250 MPa)</p> <p>– high fuel temperatures in the HPCR systems (150–350 °C)/wysokie temperatury paliwa w układach HPCR (150–350 °C)</p> <p>– intense circulation of fuel between the HPCR system and the fuel tank/długa cyrkulacja paliwa pomiędzy układem HPCR i zbiornikiem paliwa</p> <p>– small workmanship tolerances/ male tolerancje wykonawcze</p>	<p>hard, viscous, lacquer, honey-brown, semitransparent. Insoluble in most organic solvents, except strong alkalis and carboxylic acids/twardy, lepki, lakowe, koloru miodowo-brązowego, półprzezroczyste.</p> <p>Nierozpuszczalne w większości organicznych rozpuszczalników, z wyjątkiem mocnych zasad i kwasów karboksylowych</p> <p>FTIR: 1231, 1366, 1377, 1390, 1471, 1550, 1555, 1660, 1658, 3305 cm^{-1}</p>

Table 1cd. Types of internals diesel injector deposits in high pressure fuel systems (HPCR)
 Tablica 1cd. Typy wewnętrznych osadów układów wtrysku paliwa HPCR

View of the deposits/ widok osadów	Type/mechanism of formation/typ/mechanizm tworzenia	Fuel related/związane z paliwem	Additive related/związane z dodatkami	Injection system related/związane z układem wtrysku pal.	Identification/identyfikacja
	<p>Products of fuel oxidation/produkty utleniania paliwa</p> <p>Formed due to degradation of fuel of low stability. For fuel containing FAME unsaturated molecular bonds are weakened (oxidation) and acids are formed along with oligomers, polymers and precipitations/ utworzone na skutek degradacji paliwa o małej stabilności. Dla paliwa z FAME nienasycone wiązania cząstek ulegają osłabieniu (utlenianiu) i tworzone są kwasy i oligomerów, polimerów i wytrąceń</p>	<p>low oxidation stability of fuel/mała stabilność oksydacyjna paliwa</p> <p>low content of sulfur and aromatic hydrocarbons/mala zawartość siarki oraz węglowodorów aromatycznych</p> <p>aging products of FAME (carboxylic acid)/produkty starzenia FAME (kwas karboksylowy)</p> <p>aging products of fatty acids with lubrication additives/produkty starzenia kwasów tłuszczowych z dodatków smarowniczych</p>	<p>some additives increasing the cetane number/ niektóre dodatki podwyższające liczbę cetanową</p> <p>lubrication additives/dodatki smarownicze</p>	<p>high fuel temperatures in the HPCR systems (150–350 °C)/wysokie temperatury paliwa w układach HPCR (150–350 °C)</p> <p>intense circulation of fuel between the HPCR system and the fuel tank/ duża cyrkulacja paliwa pomiędzy układem HPCR i zbiornikiem paliwa</p>	<p>meek, viscous, sticky, soluble in light hydrocarbons/miękkie, lepkie, kleiste. Rozpuszczalne w lekkich węglowodorach</p> <p>FTIR: 1560, 1604, 1703, 1715, 1720, 1723, 1725, 1730, 1734, 1735, 3356 cm⁻¹</p>
	<p>Inorganic salts/sole nieorganiczne</p>	<p>low content of sulfur and aromatic hydrocarbons limiting the solubility in fuel/mala zawartość siarki oraz aromatów ograniczająca rozpuszczalność w paliwie</p> <p>contamination with sodium from drying salts used in refineries and forwarding terminals/zanieczyszczenia sodem ze stosowanych w rafineriach i terminalach przewozowych soli do osuszania</p> <p>sodium chloride/chlorki sodu</p> <p>sodium carbonate/węglan sodu</p> <p>sodium sulfate/siarczan sodu</p> <p>calcium carbonate/węglan wapnia</p>			<p>meek, crystal, fair color/miękkie, krystaliczne, jasne</p>

a result of low fuel stability, particularly if the fuel contains aged components or components of low stability. Hence, in the situation of significant oxidation of FAME during fuel storage, unsaturated bonds in the molecule degrade, leading to increased level of acids, polymers and precipitations. Such a mechanism of deposit formation occurs not only in the areas of high fuel temperature and pressure. Carboxylic acids, forming due to aging of FAME, lead to a corrosion of the elements containing iron and formation of carboxylic ferric salts, which leads to the formation of IDID.

To sum up, the formation of IDID is influenced by disadvantageous interactions of factors related to the engine maintenance, type and design of the injectors as well as the content of metallic contaminants, weak acids, detergents, lubrication additives and corrosion inhibitors in the fuel.

4. Types of IDID in high pressure fuel systems

Thus far, the investigations carried out on IDID (within the CRC Diesel Performance Group – Deposit Panel Bench/Rig/ Investigation sub panel and, in Europe, by CEN TC19/WG24 Injector Deposit Task Force, let alone all other scientific centers) led to distinguishing of their several types, out of which only two (carboxylic metallic salts and organic amides) are mentioned by all. The outstanding IDID types and the number of distinguished types are not uniform and differ in publications. We may only confirm that in most recent publications, a greater number of IDID types is distinguished, hence the authors attempt to systematize the already recognized types of IDID, the mechanisms of their formation as well as factors facilitating their formation based on known research results [1–3, 5, 7–11] – table 1.

5. The influence of IDID on the HPCR system functionality

Due to very little play ($1\ \mu\text{m}$) between the working elements of the injectors, a formation of even very thin deposits ($0.5\ \mu\text{m}$), particularly on the mating surfaces between which pressurized fuel forces its way results in significant distortions in the injector operation. One should be mindful that the trends to further increase the fuel injection pressures will force a reduction in the said play between the mating injector pairs. Strong adhesion of the deposits to the working surfaces of the injectors results in quantitative and qualitative distortions in the fuel feed parameters (injection) in time. This results from significant differences between the actual onset of injection and the onset determined based on the injector control signals. The result is an inadmissible deregulation of part fuel doses in multiple injection, which results in temporal distortions in the start and end of individual parts of a multiple injection [1, 5, 10]. As a consequence the amount of injected fuel reduces when the start of injection is delayed or it increases if the injection ends later – Fig. 4.

If the injector needle and/or the moving parts of the injector valve metering the fuel dose ‘hang’, get stuck in the open position or close with delay due to increased resistance of the mating pairs caused by the deposits, an excess amount of fuel will be supplied to the combustion chamber. This will result in an increased smoke level and exhaust emissions (CO, HC).

rozpadają się, tworząc niestabilne cząstki polarne, które następnie wytrącają się na powierzchniach wewnętrznych elementów wtryskiwaczy formując IDID [5].

Amidy organiczne to osady polimerowe typu IDID tworzone w reakcjach dodatków detergentowych zawierających poliizobutylenowy imid kwasu bursztynowego (PIBSI) z kwasami tłuszczowymi lub mrówkowymi. Osady tego typu występują też często w powiązaniu z karboksylowymi solami sodowymi [1–3, 5–9]. W szczególności łańcuchy cząsteczek o mniejszej masie cząsteczkowej są mniej rozpuszczalne w paliwie i potencjalnie bardziej reaktywne, łatwo tworząc osady w obszarach wysokiej temperatury i ciśnienia. Osady polimerowe mogą także powstawać w wyniku niskiej stabilności paliwa, zwłaszcza gdy zawiera ono komponenty o małej stabilności lub już zestarzone. Dlatego też w sytuacji znacznego utlenienia FAME podczas przechowywania paliwa, nienasycone wiązania w cząsteczce degradują się, powodując wzrost zawartości kwasów wraz z formowaniem się polimerów i wytrąceń. Taki mechanizm tworzenia osadów występuje nie tylko w obszarach podwyższonego ciśnienia i temperatury paliwa. Kwasy karboksylowe powstające na skutek procesów starzenia FAME powodują korozję elementów zawierających żelazo i tworzenie karboksylowych soli żelazowych powodujących powstawanie IDID.

Podsumowując, na powstawanie IDID mają wpływ niekorzystne interakcje czynników związanych ze sposobem eksploatacji silnika, typem i budową wtryskiwaczy, a także zawartością metalicznych zanieczyszczeń, oraz słabych kwasów, dodatków detergentowych, smarowościowych i inhibitorów korozji w paliwie.

4. Typy wewnętrznych osadów układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa

Dotychczas przeprowadzone w ramach CRC Diesel Performance Group – Deposit Panel Bench/Rig/ Investigation sub panel, oraz w Europie przez CEN TC19/WG24 Injector Deposit Task Force, a także przez różne ośrodki naukowe badania IDID pozwoliły wyróżnić kilka ich typów, spośród których jedynie dwa, tzn. karboksylowe sole metaliczne oraz amidy organiczne, są wymieniane przez wszystkich. Pozostałe typy osadów IDID jak również liczba wyróżnianych typów nie są jednoznaczne i różnią się w dostępnych publikacjach. Można jedynie stwierdzić, że w nowszych publikacjach rozróżnia się większą liczbę typów IDID niż w starszych, dlatego poniżej podjęto próbę usystematyzowania dotychczas rozpoznanych typów osadów IDID oraz mechanizmów ich powstawania, a także czynników sprzyjających ich tworzeniu, opierając się na znanych wynikach badań [1–3, 5, 7–11] – tabl. 1.

5. Wpływ osadów typu IDID na funkcjonowanie układów HPCR

Ze względu na bardzo małe luzy (rzędu $1\ \mu\text{m}$) występujące pomiędzy głównymi elementami roboczymi wtryskiwaczy, wytworzenie się nawet bardzo cienkich warstw osadów (rzędu $0,5\ \mu\text{m}$), zwłaszcza na powierzchniach ślizgowo współpracujących ze sobą elementów, pomiędzy którymi usiłuje przecisnąć się paliwo poddane działaniu

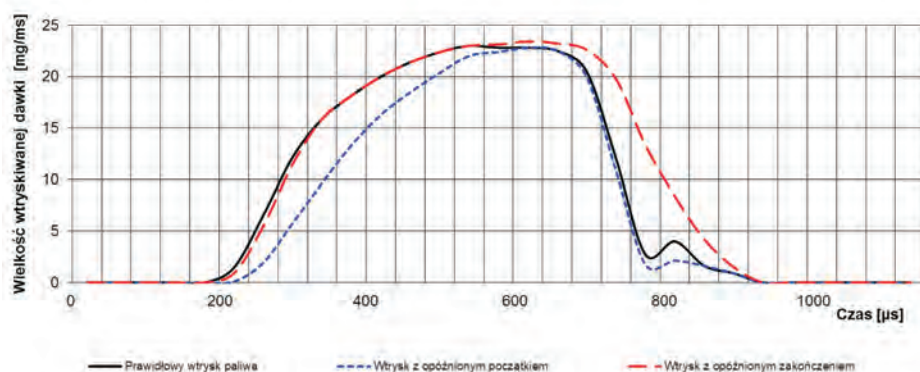


Fig. 4. Changes in the amount of the injected fuel dose resulting from IDID formation on the injector internal working surfaces

Rys. 4. Zmiany wielkości dawki wtryskiwanego paliwa spowodowane osadami typu IDID wytworzonymi na powierzchniach wewnętrznych elementów roboczych wtryskiwacza paliwa

This again, may lead to a malfunction of the aftertreatment systems and the turbocharger. If any of the mentioned injector actuators responsible for fuel dosage ‘hangs’ in the closed position or opens with delay, it will reduce the fuel dose supplied to the combustion chamber and, as a consequence, the engine power will be reduced or the engine will stop. The described processes occur irregularly and with varied intensity in individual engine cylinders, significantly disturbing the engine operation or even rendering it inoperative. The most frequently occurring external symptoms of deposit formation inside HPCR injectors are:

- reduced engine performance
- unstable engine operation at idle
- irregular engine operation
- diesel engine works harsh
- difficult engine starting
- increased fuel consumption
- increased exhaust emissions

6. IDID proactive measures

IDID poses a serious threat of global reach in terms of proper operation of HPCR injection systems. If this problem is not resolved, then, given the future trends in the development of injection systems, the risk of deposit related malfunctions will grow.

The manufacturers of injection systems try to prevent these adverse phenomena by introducing design changes, particularly of the injectors as subcomponents exposed to deposit formation. For example, DELPHI has modified the hydraulic fuel flow control valve of the injector – Fig. 2. The changes consists in the application of a sleeve insert with a circumferential central external part machined – Fig. 5. The task of this sleeve is to reduce the leakage alongside the plunger and at the same time it is a guide in which the plunger operates. It is achieved as a result of compensating the pressure acting on the sleeve by draining the pressurized fuel to the circumferential crevice made around the external surface of the sleeve. The pressure reduces the sleeve internal diameter (small sleeve deformation), thus reducing the

wysokiego ciśnienia, powoduje znaczne zaburzenia w działaniu wtryskiwacza. Przy tym należy pamiętać, że tendencje do dalszego zwiększania ciśnienia wtryskiwania paliwa będą wymagały zmniejszanie przedmiotowych luzów pomiędzy poruszającymi się częściami wtryskiwaczy. Silne przyleganie, na skutek adhezji, osadów do powierzchni roboczych elementów wtryskiwaczy powoduje zaburzenia zarówno w ilościowym, jak i jakościowym podawaniu (wtryskiwaniu) paliwa do komór spalania w czasie. Wynika to z powstawania znacznych różnic pomiędzy rzeczywistym

początkiem wtrysku paliwa a początkiem określonym na podstawie sygnałów sterujących pracą wtryskiwacza. Skutkiem tego jest niedopuszczalne rozstrojenie częściowych dawek paliwa wtrysku wielokrotnego. Występują czasowe zaburzenia w początku i zakończeniu wtrysku podzielonych na części dawek paliwa [1, 5, 10]. W konsekwencji ilość wtryskiwanego paliwa zmniejsza się, gdy początek wtrysku jest opóźniony lub zwiększa się, gdy wtrysk jest zakończony z opóźnieniem – rys. 4.

Jeśli iglica rozpylacza dozującego paliwo i/lub ruchome elementy zaworka odmierzającego dawkę paliwa „zawieszą się” lub skleją się w pozycji otwartej lub zamkną z opóźnieniem na skutek zwiększonych oporów ruchu spowodowanych osadami utworzonymi na współpracujących powierzchniach, wówczas nadmierna ilość paliwa zostanie doprowadzona do komory spalania silnika. Spowoduje to wzrost dymienia i emisji innych szkodliwych składników spalin (CO, HC). To z kolei może prowadzić do uszkodzenia układu oczyszczania spalin i turbosprężarki. Gdy któryś z wyżej wymienionych elementów wykonawczych wtryskiwacza odpowiadających za dawkowanie paliwa „zawiesi się” w pozycji zamkniętej lub otworzy z opóźnieniem, spowoduje to zmniejszenie dawki paliwa doprowadzonego do komory spalania silnika i w konsekwencji zmniejszenie jego mocy lub nawet zatrzymanie. Oczywiście opisane procesy występują nieregularnie i z różnym nasileniem w poszczególnych cylindrach silnika, znacznie zaburzając lub nawet uniemożliwiając jego funkcjonowanie. Najczęściej występującymi zewnętrznymi objawami powstania osadów we wtryskiwaczach układów wtrysku paliwa typu HPCR są:

- zmniejszenie osiągow silnika
- niestabilna praca silnika na biegu jałowym
- nierównomierna praca silnika
- twarda praca silnika ZS
- trudności z uruchomieniem silnika
- wzrost zużycia paliwa
- wzrost emisji składników szkodliwych w gazach spalinyowych silnika

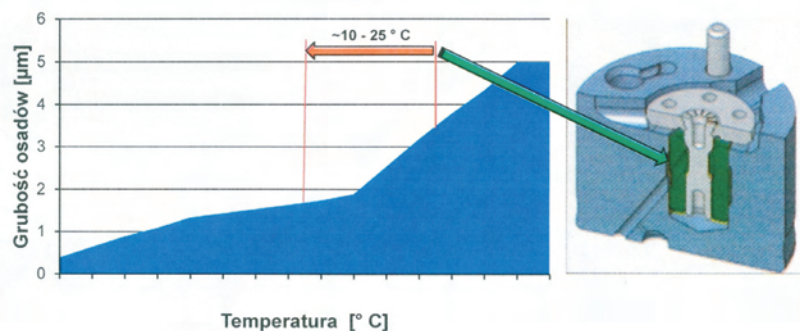


Fig. 5. The influence of design changes of a hydraulic fuel flow control valve inside the injector on the thickness of the IDID deposits [15]

Rys. 5. Wpływ zmian konstrukcyjnych hydraulicznego zaworu sterującego przepływem paliwa we wtryskiwaczu na grubość tworzących IDID [15]

leakage while the fuel pressure rises and also limits the fuel leakage resulting from the ongoing wear and tear process of the sleeve and the plunger. A reduction of the fuel leakage between the plunger and the sleeve not only improves the system operation but limits the fuel temperature forcing its way through the sleeve and the plunger (by approx. 10–25 °C) – Fig. 5, which has a positive effect on the IDID formation reducing trend in the said area [15].

Among other modifications to the design of the injector that have also been introduced are elimination of the circumferential grooves around the plunger of the hydraulic valve (this facilitated accumulation of deposits Fig. 2), reduction of the diameter of the guiding part of the injector needle, increase of the force of the spring and the electromagnet controlling the opening and closing of the hydraulic valve in order to reduce the sensitivity of the valve to increased friction forces (resulting from the deposits forming on the surfaces of mating pairs) and reducing the cavitation effect in the area of the hydraulic valve channels (accelerated fuel degradation) [16].

From the point of view of the fuel manufacturers, fuels should not contain any metallic contaminants being the most important causes of IDID formation. Particularly hazardous is the content of sodium, sodium chloride and sodium hydroxide. Corrosion inhibitors also increase the risk of deposit formation along with low fuel stability. Greatest hopes, however, are pinned to the development of a new group of detergent, optimized in terms of chemical composition and dosage to efficiently prevent IDID precipitation. Currently, widely applied detergents preventing external coke deposits on the injectors are based on PIBSI (*Polyisobutylene Succinimide*) and in combination with the previously described factors may facilitate the formation of IDID. It is, thus, necessary to develop a universal effective additive of cleaning/dispersive properties fully compatible with all additives and components of modern diesel fuels that would limit the formation of both IDID and external coke deposits formed in the outlet channels of the injector and around the injector holes. Currently, several globally recognized manufacturers of additives are attempting to develop a formula that will serve this purpose.

6. Przeciwdziałanie powstawaniu IDID

Już obecnie IDID stanowią duże zagrożenie, o zasięgu globalnym, dla poprawnego funkcjonowania układów wtrysku paliwa typu HPCR. Jeżeli problem ten nie będzie rozwiązany, to biorąc pod uwagę przyszłe kierunki rozwoju układów wtrysku paliwa, niebezpieczeństwo powstawania ich awarii związanych z występowaniem przedmiotowych osadów będzie rosło.

Producenci układów wtrysku paliwa starają się przeciwdziałać tym niekorzystnym zjawiskom przez wprowadzanie zmian konstrukcyjnych, zwłaszcza w budowie wtryskiwaczy, jako podzespołów najbardziej narażonych na występowanie osadów.

Przykładowo, firma DELPHI wprowadziła modyfikację budowy hydraulicznego zaworu sterującego przepływem paliwa we wtryskiwaczu – rys. 2. Zmiana polega na zastosowaniu w korpusie przedmiotowego zaworu wkładki w postaci tulejki z obwodowym podtoczeniem jej środkowej, zewnętrznej powierzchni – rys. 5. Zadaniem tulejki jest ograniczenie przecieków paliwa wzdłuż nurnika zaworka, a zarazem stanowi ona prowadnicę, w której się on porusza. Jest to osiągnięte na skutek zrównoważenia ciśnienia oddziałującego na tulejkę przez doprowadzenie paliwa pod wysokim ciśnieniem do obwodowej szczeliny wykonanej wokół zewnętrznej powierzchni tulejki. Ciśnienie to przez niewielkie odkształcenia tulejki wpływa na zmniejszenie jej wewnętrznej średnicy, zmniejszając nieszczelność w czasie zwiększania ciśnienia paliwa podczas pracy zaworka, a zarazem ograniczając przecieki paliwa wynikające z postępujących procesów zużycia ślizgowo współpracującego nurnika zaworka z tulejką podczas eksploatacji. Zmniejszenie przecieków paliwa pomiędzy nurnikiem i tulejką nie tylko poprawia sprawność działania układu, ale także ogranicza temperaturę nagrzewania się paliwa przeciskającego się pomiędzy tuleją a poruszającym się w niej nurnikiem (o około 10–25 °C) – rys. 5, co ma korzystny wpływ na zmniejszenie tendencji do tworzenia IDID w przedmiotowym obszarze [15].

Inne zmiany, jakie równocześnie wprowadzono w konstrukcji wtryskiwacza to zlikwidowanie obwodowych rowków wokół nurnika zaworka hydraulicznego, ułatwiających kumulowanie się osadów (rys. 2), zmniejszenie średnicy prowadzącej części iglicy wtryskiwacza, zwiększenie siły działania sprężyny i elektromagnesu sterującego otwieraniem i zamykaniem zaworka hydraulicznego w celu ograniczenia czułości zaworka na zwiększone opory tarcia, wynikające z tworzenia osadów na powierzchniach elementów współpracujących ślizgowo, a także ograniczenie zjawisk kawitacji w obrębie kanalików zaworka hydraulicznego przyspieszających procesy degradacji paliwa [16].

Z punktu widzenia producentów paliw, wytwarzane paliwa nie powinny zawierać nawet śladowych ilości zanieczyszczeń metalicznych, które stanowią jedne z najistotniejszych

7. Conclusions

In September 2011 within the CEC/TC 19/WG 24 an Ad-Hoc Injector Sticking Task Force was created whose mission was to comprehensively explore the global problem of formation and consequences of harmful internal deposits inside the HPCR injection systems. At the end of 2012 a decision was made to create a task force (within the *Coordinating European Council for the Development of Performance Tests for Fuels, Lubricants and Fluid*) of CEC TDG-F-110 IDID to develop a new test procedure for the assessment of the influence of IDID on the functioning of fuel injection systems in the aspect of limited engine performance.

Tests on IDID, conducted thus far, allowed an assumption of several mechanisms of deposit formation. Yet, each of these mechanisms requires further investigations for validation purposes. This results from a high level of complexity of the factors and conditions that may influence the formation of deposits and their increment. It has already been confirmed that not only the fuel composition including its additives (detergents, lubrication anti-corrosion) is impactful but various fuel contaminants (even in the amounts below 1 ppm), quantity and quality of FAME contained in the fuel, engine operating conditions as well as a variety of adverse interactions that may take place among these factors. Besides, the chemical structure, i.e. the types of the said deposits may differ. The boundary conditions for which IDID may form are not known either. All this makes further multi directional exploratory research on deposit formation mechanisms, structure, morphology and composition indispensable. Only these investigations will constitute a basis for the development and optimization of efficient detergent – dispersive additives as the most efficient tool to prevent the formation of IDID.

There are many premises that the current trend in the engine development in terms of downsizing may increase the number of factors facilitating the formation of IDID and their intensification, particularly since, in further development of precisely operating injection systems, engineers see a great potential in the reduction of exhaust emissions, including CO₂. The conditions that have to be fulfilled by the fuel injection systems to meet the expectations will not only be their further development in terms of precise fuel dose control and atomization in time but maintaining these parameters throughout the entire vehicle life cycle, on which the formation of IDID has a strong influence.

Abbreviations/Skróty i oznaczenia

CEC	CO-ordinating european council for development of performance tests for transportation fuels, lubricants and other fluids/ <i>Europejska Rada Współpracy w Zakresie Opracowywania Testów Eksploatacyjnych dotyczących Badania Paliw, Środków Smarowych i Innych Płynów dla Transportu Samochodowego</i>
CEN	The European Committee for Standardization/ <i>Europejski Komitet do Spraw Normalizacji</i>
DDSA	dodecenylna kwas / <i>dodecenylny kwas bursztynowy</i>
FAME	Fatty Acid Ethyl Esters/ <i>estry metylowe kwasów tłuszczo-</i>

czynników powodujących powstawanie IDID. Szczególnie niebezpieczna jest zawartość w paliwie sodu w postaci azotynu sodu, chlorku sodu lub wodorotlenku sodu. Duże zagrożenie stwarzają też inhibitory korozji, a także niska stabilność paliwa. Jednak największe nadzieje pokładane są w opracowaniu nowej grupy dodatków detergentowych, zoptymalizowanych pod względem składu chemicznego i wielkości dozowania dla skutecznego przeciwdziałania wytrącaniu się IDID. Obecnie szeroko stosowane dodatki detergentowe do przeciwdziałania powstawaniu zewnętrznych osadów koksowych wtryskiwaczy paliwa oparte są na PIBSI (*Polyisobutylene Succinimide*) i w połączeniu z wcześniej opisanymi czynnikami mogą sprzyjać powstawaniu IDID. Zatem niezbędne jest opracowanie uniwersalnego, efektywnego dodatku o właściwościach detergentowo-dyspergujących w pełni kompatybilnego z wszystkimi dodatkami i komponentami nowoczesnych olejów napędowych, który będzie ograniczał powstawanie zarówno IDID, jak i zewnętrznych, koksowych osadów tworzących się w kanałkach wylotowych i wokół otworków dozujących paliwo wtryskiwaczy. Obecnie kilku renomowanych producentów dodatków na świecie podejmuje próby wytworzenia dodatku detergentowego pełniącego taką funkcję.

7. Podsumowanie

We wrześniu 2011 r. w ramach CEC/TC 19/WG 24 została utworzona tzw. Ad-Hoc Injector Sticking Task Force, mająca zająć się kompleksowym rozpoznaniem globalnego problemu powstawania i skutków działania szkodliwych, wewnętrznych osadów tworzących się w układach wtrysku paliwa typu HPCR. Pod koniec 2012 r. zdecydowano o założeniu w ramach CEC (*Coordinating European Council for the Development of Performance Tests for Fuels, Lubricants and Fluid*) nowej grupy roboczej CEC TDG-F-110 IDID w celu opracowania nowej procedury badawczej do oceny wpływu IDID na funkcjonowanie układów wtrysku paliwa w powiązaniu z ograniczaniem osiągnięć silników.

Dotychczas przeprowadzone badania IDID pozwoliły założyć kilka mechanizmów tworzenia takich osadów, jednak każdy z tych mechanizmów wymaga prowadzenia dalszych badań w celu ich zweryfikowania i/lub ostatecznego potwierdzenia. Wynika to z dużej złożoności czynników i warunków mogących mieć wpływ na inicjowanie powstawania, a następnie na tworzenie i przyrost przedmiotowych osadów. Ustalono już, że mają na to wpływ nie tylko: określony skład paliwa i uszlachetniających go dodatków (np. detergentowych, smarowościowych, przeciwkorozyjnych), ale także różne zanieczyszczenia paliwa (nawet w ilościach poniżej 1 ppm), ilość i jakość zawartego w paliwie FAME, warunki pracy silnika, a także wiele niekorzystnych interakcji mogących występować pomiędzy tymi czynnikami. Ponadto struktura chemiczna, a zatem i typy przedmiotowych osadów, mogą być różne. Dodatkowo nie są znane graniczne warunki, w których IDID mogą powstawać. Wszystko to sprawia, że niezbędne są dalsze, wielokierunkowe badania poznawcze w zakresie mechanizmów tworzenia, struktury, morfologii i składu przedmiotowych osadów. Dopiero te badania będą stanowiły podstawę do opracowania, a następnie

	wych
FTIR	Fourier Transform Infrared Spectroscopy/ <i>spektroskopia w podczerwieni z transformacją Fouriera</i>
HDSA	hexadecenyl succinic acid/ <i>heksadecylowy kwas bursztynowy</i>
DPF	Diesel Particulate Filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>
HPCR	High Pressure Common Rail/ <i>wysokociśnieniowy układ wtryskowy Common Rail</i>
HSDI	High Speed Direct Injection/ <i>szybki wtrysk bezpośredni</i>
IDID	Internal Diesel Injector Deposits/ <i>osady wewnętrzne we wtryskiwaczach silników z zapłonem samoczynnym</i>
PIBSI	Polyisobutylene Succinimide/ <i>poliizobutylenowy imid kwasu bursztynowego</i>

optymalizacji skutecznych dodatków detergentowo-dyspergujących jako najskuteczniejszego sposobu zapobiegającego powstawaniu IDID.

Wiele wskazuje też na to, że obowiązujący obecnie kierunek rozwoju silników w zakresie tzw. downsizingu może prowadzić do zwiększenia i pogłębienia czynników sprzyjających powstawaniu IDID. Zwłaszcza, że w dalszym rozwoju precyzyjnie działających układów wtrysku paliwa upatruje się dużego potencjału w zakresie ograniczenia emisji szkodliwych składników spalin z silników, w tym także emisji CO₂. Jednak warunkiem spełnienia przez układy wtrysku paliwa pokładanych w nich oczekiwań będzie nie tylko dalszy rozwój ich konstrukcji pod kątem uzyskiwania wymaganej precyzji kształtowania i jakości rozpylenia wtryskiwanej dawki paliwa w czasie, ale także zagwarantowanie utrzymywania ich parametrów pracy podczas długotrwałej eksploatacji pojazdu, na co decydujący wpływ będzie miało skuteczne przeciwdziałanie tworzeniu się IDID.

Bibliography/Literatura

- [1] Stępień Z. The reasons and adverse effect of internal diesel injector deposits formation – Przyczyny powstawania i szkodliwy wpływ wewnętrznych osadów we wtryskiwaczach silników o zapłonie samoczynnym – Combustion Engines (Silniki Spalinowe), No 1/2014 (156) ISSN 0138-0346, s. 20-29.
- [2] Stępień Z. Przyczyny i skutki tworzenia wewnętrznych osadów we wtryskiwaczach silnikowych układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa. Nafta-Gaz, marzec 2013, nr 3/2013 s.256-262. Wydawnictwo Instytutu Nafty i Gazu, ISSN 0867-8871.
- [3] Żak G., Ziemiański L., Stępień Z., Wojtasik M. Problemy związane z tworzeniem się osadów na elementach układów wtryskowych nowoczesnych silników Diesla – przyczyny, metody badań, przeciwdziałanie. Nafta-Gaz, wrzesień 2013, nr 9/2013 s.702-708. Wydawnictwo Instytutu Nafty i Gazu, ISSN 0867-8871.
- [4] Internal Diesel Injector Deposits, CRC Project No. DP-04-13a, october 2013, Coordinating Research Council, INC.
- [5] Trobaugh C., Burbrink C., Zha Y., Whitacre S., Corsi C., Blizard N. Internal Diesel njector Deposits: Theory and Investigations into Organic and Inorganic Based Deposits; SAE Technical Paper 2013-01-2670.
- [6] Caprotti R., Bhatti N., Balfour G. Deposit Control in Modern Diesel Fuel Injection Systems; SAE Technical Paper 2010-01-2250.
- [7] Internal Diesel Injector Deposits, Coordinating Research Council, INC., CRC Project No. DP-04-13a, CRC Report No. 665 – October 2013.
- [8] Ullmann J., Geduldung M., Stutzenberger H., Caprotti R., Balfour G. Effects of Fuel Impurities and Additive Interactions on the Formation of Internal Diesel Injector Deposits; TAE Fuels 8th Annual Colloquium, January 2011.
- [9] Lacey P., Gail S., Marc J., Benoist G., Downes P., Daveau P. Fuel Quality and Diesel Injector Deposits; SAE Technical Paper 2012-01-1693.
- [10] Tanaka A., Yamada K., Omori T., Bunne S., Hosokawa K. Inner Diesel Injector Deposit Formation Mechanism; SAE Technical Paper 2013-01-2661.
- [11] Ullmann J., Geduldung M., Stutzenberger H., Caprotti R., Balfour G. Investigation into the Formation and Prevention of Internal Diesel Injector Deposits; SAE Technical Paper 2008-01-0926.
- [12] Barker J., Richards P., Goodwin M., Wooler J.; Influence of High Injection Pressure on Diesel Fuel Stability: A Study of Resultant Deposits; SAE Technical Paper 2009-01-1877.
- [13] Quigley R., Barbour R., Fahey E., Arters D., Wetzel W., Ray J. A Study of The Internal Diesel Injector Deposit Phenomenon; TAE Fuels 7th Annual Colloquium, January 2009.
- [14] Caprotti R., Breakspear A., Klaua T., Weiland P., Graupner O., Bittner M. RME Behaviour in Current and Future Diesel Fuel FIE's; SAE Technical Paper 2007-01-3982.
- [15] Judge R., Beduneau J-L., Boncompte X., Cardon Ch., Dale M., Ralph M., Schiffgens H. The Next Generation of Delphi Common Rail Systems for Light and Medium Duty Commercial Vehicles; 23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2014, October 2014.
- [16] Beduneau J-L., Cardon C., Meissonnier G., Uberti Bona M., Voigt P., Bercher P., Schiffgens H-J. Delphi New Diesel Common Rail System Family; 35 Internationales Wiener Motorensymposium 2014, May 2014.

Zbigniew Stępień, DEng. – Assistant Professor, Head of Laboratory of Engine and Tribological Research, Deputy Head of the Chair of Operational Properties Assessment of Oil and Gas Institute at National Research Institute in Krakow.

Dr inż. Zbigniew Stępień – adiunkt, kierownik Laboratorium Badań Silnikowych i Trybologicznych, z-ca kierownika Zakładu Oceny Właściwości Eksploatacyjnych w Instytucie Nafty i Gazu – Państwowym Instytucie Badawczym w Krakowie.

e-mail: stepien@inig.pl



Non-repeatability of exhaust emission test results

The investigations into non-repeatability of the properties of combustion engines are not yet sufficiently formalized. The paper formally proposes a measure of assessment of the non-repeatability of object properties. As an example of the assessment of the non-repeatability of engine properties, results of investigations performed on the Detroit Diesel Series 50 engine have been presented. Unit exhaust emissions were evaluated as well as unit fuel consumption in HDDTT and ETC dynamic tests.

Key words: *combustion engine, exhaust emissions, non-repeatability*

Niepowtarzalność wyników badań emisji zanieczyszczeń z silnika spalinowego

Badania niepowtarzalności właściwości silników spalinowych nie są dotychczas dostatecznie sformalizowane. W pracy zaproponowano formalnie miarę oceny niepowtarzalności właściwości obiektów. Jako przykład zastosowania oceny niepowtarzalności właściwości silników spalinowych przedstawiono wyniki badań silnika Detroit Diesel Series 50. Oceniano emisję jednostkową zanieczyszczeń oraz jednostkowe zużycie paliwa w testach dynamicznych HDDTT i ETC.

Słowa kluczowe: *silnik spalinowy, emisja zanieczyszczeń, niepowtarzalność*

1. Introduction

Knowledge on the properties of combustion engines is primarily related to stationary operating conditions, corresponding to the approximate constancy of parameters averaged in time, greater than it results from the highest frequency typical of regular road operation, i.e. approx. 10 Hz [8]. Typical stationary characteristics of engines such as: engine speed, load adjustment or overall characteristics are determined under the operating parameters that are constant in time with the accuracy determined in the test procedures. In actual operation of traction engines, variability in time of the quantities describing the engines is characteristic, particularly the engine speed and load (as a measure of engine load torque is usually assumed [8]). There is a need to explore the engine properties under dynamic conditions; hence attempts to formalize these issues are made. The analytical description of phenomena occurring in combustion engines is difficult. It results from the fact that a particularly complex combination of mechanical, thermal or chemical phenomena takes place inside the engine. Mathematical models of an engine, commonly recognized as sufficiently compliant with the test object, are usually complex and heavily non-linear [8, 12].

Practical knowledge on combustion engines is conditioned by the exploration of its properties under typical operating conditions. It is a characteristic condition of objects described with non-linear models, to which combustion engines usually belong in terms of their usable properties. Objects described with non-linear models do not have properties independent of the state in which they are, compared to models described with linear models [8].

Procedures for testing engine properties under dynamic states are relatively complex. They include tests in which the dynamic processes describing the engine operating states are determined such as in the driving tests and dynamic engine tests. The results are then averaged for all tests.

1. Wstęp

Klasyfikacja wiedzy na temat właściwości silników spalinowych dotyczy przede wszystkim statycznych warunków pracy, odpowiadających przybliżonej stałości parametrów pracy, uśrednianych w czasie większym niż wynika to z największej częstotliwości typowej dla warunków eksploatacji trakcyjnej, tzn. około 10 Hz [8]. Typowe charakterystyki statyczne silników, takie jak: prędkościowe, obciążeniowe, regulacyjne czy ogólne są wyznaczane w warunkach parametrów pracy, które są stałe w czasie z dokładnością określoną w procedurach badawczych. W rzeczywistym użytkowaniu silników trakcyjnych charakterystyczna jest zmienność w czasie wielkości opisujących pracę silników, w szczególności typowe są warunki zmienności w czasie prędkości obrotowej i obciążenia silników (jako miarę obciążenia przyjmuje się zazwyczaj moment obrotowy [8]). Istnieje potrzeba poznania właściwości silników spalinowych w warunkach dynamicznych i w związku z tym podejmowane są próby sformalizowania tych zagadnień. Analityczny opis zjawisk zachodzących w silnikach spalinowych jest trudny, co wynika m.in. z tego, że w silnikach zachodzi wyjątkowo skomplikowana kombinacja zjawisk o charakterze: mechanicznym, cieplnym czy chemicznym. W związku z tym modele matematyczne silnika, uznawane powszechnie za dostatecznie zgodne z obiektem badań, są zazwyczaj skomplikowane i – dodatkowo – silnie nieliniowe [8, 12].

Praktyczna wiedza dotycząca silników spalinowych jest uwarunkowana poznaniem ich właściwości w typowych warunkach pracy. Jest to warunek znamieny dla obiektów, które są opisane modelami nieliniowymi, a do takich zazwyczaj należą silniki spalinowe ze względu na ich właściwości użytkowe. Obiekty o nieliniowych modelach nie mają właściwości niezależnych od stanu, w jakim się znajdują – w odróżnieniu od obiektów opisanych modelami liniowymi [8].

A much more limited is the knowledge on the engines operating under dynamic states [2, 4, 11, 12, 15–18], particularly elementary states described with e.g. derivatives in times of torque and engine speed as well as states treated as incidental [4, 6–10].

One of the features characterizing the tested object (engine) is the sensitivity of its properties to dynamic operating conditions being the realization of an incidental process. This paper attempts to systematize the assessment of this feature of a combustion engine.

2. Non-repeatability of physical quantities

The term non-repeatability of quantities that may describe the properties of tested objects is not precisely defined.

If, as a result of investigations, the value of a given quantity is determined, then the values can be notated in the form of a set X of strength k :

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_k\} \quad (1)$$

The problem of measure of the inequality of elements of set X is analyzed.

To assess the distance between the elements of the sets, the notion of metric is used in mathematics, introduced in 1906 by Maurice Fréchet in his doctoral dissertation [14] and named metric by Felix Hausdorff in [16]. Metric is a measure of distance between the elements of a set otherwise known as metric space (space with a determined metric) [1]. A metric is any non-negative functional that fulfills three conditions: identity, symmetry and triangle [14, 16], i.e. maximum difference or standard deviation of the values of the elements of a set.

Statistics analyzes the problem of variability or dispersion of the elements of sets [3, 13], which is congruent with the problem of distance between the elements of metric space. These properties are usually interpreted as a measure of distribution of values of elements of the set against the average value or the median. A classic measure of variability of distribution of elements of the sets is the variance or standard deviation [3, 13] similarly to [3, 13]:

- a) range,
- b) average deviation,
- c) interquartile range.

These measures are dimensional quantities depending on the described elements of the sets. Relative quantities are the coefficients of variability: classic or positional [3, 13].

There is a problem of an appropriate term of measure of value variability, possible to apply in dynamic processes. Due to the fundamental description of dynamic processes as variable in time, the term ‘variability’ may be misleading. Because of the specificity of certain processes analyzed on specific objects (e.g. exhaust emissions) also the notion of ‘dispersion’ may raise doubts. Hence, the most suitable term seems to be ‘difference’. At the same time, however, in specialized subject literature (measurements), there exists a well established term – non-repeatability. This term also has its shortcomings, as repeatability is connected to consequence, and the common elements of the idea behind

Stosunkowo najbardziej rozbudowane są procedury badań właściwości silników spalinowych w warunkach dynamicznych z wykorzystaniem testów, w których zdefiniowane są procesy dynamiczne opisujące stan pracy silników, np. w testach jezdnych oraz dynamicznych testach silnikowych. Wtedy wyniki badań są uśrednione dla całych testów. Znacznie skromniejsza jest wiedza o właściwościach silników spalinowych w stanach dynamicznych [2, 4, 11, 12, 15–18], a szczególnie w elementarnych stanach, opisanych np. pochodnymi względem czasu momentu obrotowego i prędkości obrotowej, a także w stanach traktowanych jako procesy przypadkowe [4, 6–10].

Jedną z cech charakteryzujących właściwości obiektu badań, jakim jest silnik spalinowy, jest wrażliwość jego właściwości na dynamiczne warunki pracy, będące realizacjami procesu przypadkowego. Niniejsza praca stanowi próbę usystematyzowania oceny tej cechy silników spalinowych.

2. Niepowtarzalność wielkości fizycznych

Pojęcie niepowtarzalności wielkości, które mogą opisywać właściwości obiektów badań nie jest ściśle określone.

Jeśli w wyniku badań są wyznaczane wartości określonej wielkości fizycznej, to wartości te można zapisać w postaci zbioru X o mocy k (1). Jest rozpatrywany problem miary nierówności elementów zbioru X .

Do oceny odległości między elementami zbiorów wykorzystuje się w matematyce pojęcie metryki, wprowadzone w 1906 r. przez Maurice'a Frécheta w rozprawie doktorskiej [14], a nazwane metryką przez Felixa Hausdorffa w pracy [16]. Metryka jest miarą odległości między elementami zbioru zwanego przestrzenią metryczną (tzn. przestrzenią z określonym pojęciem metryki) [1]. Metryką jest każdy nieujemny funkcjonal, który spełnia trzy warunki: tożsamości (identyczności), symetrii i trójkąta [14, 16], a więc np. maksymalna różnica czy odchylenie standardowe wartości elementów zbioru.

W statystyce rozpatruje się problem zmienności lub zróżnicowania (rozproszenia, dyspersji) elementów zbioru [3, 13], spójny z problemem odległości między elementami przestrzeni metrycznej. Właściwości te są interpretowane zazwyczaj jako miara rozkładu wartości elementów zbioru względem wartości średniej lub mediany. Klasyczną miarą zmienności rozkładu elementów zbioru jest wariancja lub odchylenie standardowe [3, 13]. Miarą taką są również [3, 13]:

- a) rozstęp,
- b) odchylenie przeciętne,
- c) rozstęp ćwiartkowy.

Miary te są wielkościami mianowanymi w zależności od opisywanych elementów zbioru. Wielkościami względnymi są współczynniki zmienności: klasyczne i pozycyjne [3, 13].

Istnieje problem odpowiedniego terminu miary zróżnicowania wartości, możliwego do wykorzystywania w procesach dynamicznych. Z powodu podstawowego określania procesów dynamicznych jako zmiennych w czasie termin „zmienność” może być mylący. Ze względu na specyfikę pewnych procesów rozpatrywanych w konkretnych obiektach (np. emisja zanieczyszczeń) również terminy „rozproszenie” i „dyspersja” mogą budzić wątpliwości. W związku z tym najbardziej odpowiednim terminem

the analyzed measure and the consequence is that the subsequently evaluated elements of a set may be (but do not have to be) determined not in the same time. Out of respect for the traditionally used term it is proposed to adhere to the term ‘non-repeatability’.

A relative quantity that is possible in the evaluation of non-repeatability of elements of a set is the coefficient of variability:

$$W = \frac{D}{|AV|} \quad (2)$$

where: D – standard deviation, AV – average value.

This measure is, however, heavily burdened with the average value of the elements of a set. In physical quantities the average value may largely be an arbitrary value as a consequence of adopting of a metrological scale. It does not pertain to such values as for which the position of ‘zero’ is absolute e.g. mass. This rule however, no longer applies to temperature. In light of the above it is proposed to introduce a notion of reference value – RV, arbitrarily adopted for the investigated processes by the researcher based on his knowledge on the analyzed phenomena. It is proposed to formally introduce a notion of coefficient of non-repeatability having the following form:

$$WNR = \frac{D}{|AV - RV|} \quad (3)$$

Obviously, for the reference value of zero, the coefficient of non-repeatability equals the coefficient of variability.

For the exhaust emissions, the reference value equals zero. Hence, the coefficient of non-repeatability will be treated in this work as the coefficient of variability.

Another possibility is the use of the median and interquartile range for the evaluation of non-repeatability, particularly for sets of clearly non-symmetric distribution [13]. It is, thus proposed to introduce a coefficient of interquartile non-repeatability:

$$WNQ = \frac{DQ}{|M - RV|} \quad (4)$$

where: M – median, DQ – interquartile deviation (half of interquartile range).

3. Assessment of the non-repeatability of specific brake exhaust emissions and specific brake fuel consumption for a diesel engine

Investigations into the non-repeatability of specific brake exhaust emissions and specific brake fuel consumption were performed at Emissions Research and Measurement Division – Environmental Technology Centre in Environment Canada, on the Detroit Diesel Series 50 engine. It is a Euro II compliant straight 4-cylinder direct injected diesel engine of the displacement of 8.5 dm³ of the rated power of 205 kW at 2100 min⁻¹ with a maximum torque of 1207 N·m at 1200 min⁻¹.

wyda się „różnicowanie”, jednocześnie jednak istnieje w literaturze specjalistycznej związanej z miernictwem ugruntowany termin „niepowtarzalność” (angielski odpowiednik „non-repeatability”). Termin ten też jest obciążony wadami, gdyż powtarzalność jest związana z następstwem, a istota rozpatrywanej miary ma z następstwem tyle tylko wspólnego, że kolejne oceniane elementy zbioru mogą być (ale nie muszą) wyznaczane w różnym czasie. Ze względu na poszanowanie tradycyjnie używanego terminu proponuje się jednak pozostanie przy nazwie „niepowtarzalność”.

Wielkością względną, która jest możliwa do oceny niepowtarzalności elementów zbioru jest współczynnik zmienności (2),

gdzie: D – odchylenie standardowe, AV – wartość średnia.

Miara ta jest jednak silnie obciążona wartością średnią elementów zbioru. W zastosowaniu do wielkości fizycznych wartość średnia może być w znacznym stopniu wartością umowną w związku z przyjęciem skali metrologicznej. Nie dotyczy to oczywiście takich wielkości, dla których „położenie zera” jest bezwzględne, np. dla masy, ale już dla temperatury taka zasada nie obowiązuje. W związku z tym proponuje się wprowadzić pojęcie wartości odniesienia (referencyjnej) – RV, przyjmowanej dla badanych procesów w sposób arbitralny przez badacza na podstawie wiedzy o rozpatrywanych zjawiskach. Proponuje się wprowadzić formalnie pojęcie współczynnika niepowtarzalności w postaci (3).

Oczywiście dla wartości odniesienia równej zeru współczynnik niepowtarzalności jest równy współczynnikowi zmienności. Dla emisji zanieczyszczeń wartość odniesienia jest równa zeru. W związku z tym jako współczynnik niepowtarzalności będzie w niniejszej pracy traktowany współczynnik zmienności.

Inną możliwością jest wykorzystanie do oceny niepowtarzalności mediany i odchylenia ćwiartkowego, szczególnie w przypadku zbiorów o rozkładach wyraźnie niesymetrycznych [13]. Proponuje się w związku z tym wprowadzić współczynnik niepowtarzalności ćwiartkowej (4), gdzie: M – mediana, DQ – odchylenie ćwiartkowe (połowa rozstępu ćwiartkowego).

3. Ocena niepowtarzalności emisji jednostkowej zanieczyszczeń i jednostkowego zużycia paliwa dla silnika o zapłonie samoczynnym

Badania do oceny niepowtarzalności emisji jednostkowej zanieczyszczeń i jednostkowego zużycia paliwa przeprowadzono w Emissions Research and Measurement Division – Environmental Technology Centre w Environment Canada na silniku Detroit Diesel Series 50. Jest to silnik 4-cylindrowy rzędowy o zapłonie samoczynnym, z wtryskiem bezpośrednim, o objętości skokowej 8,5 dm³, spełniający wymagania emisji zanieczyszczeń na poziomie Euro II. Znamionowa moc użyteczna wynosi 205 kW przy prędkości obrotowej 2100 min⁻¹, maksymalny moment obrotowy 1207 N·m przy prędkości obrotowej 1200 min⁻¹.

Badania wykonano wielokrotnie w następujących warunkach [19]:

The multiple tests were performed under the following conditions [19]:

- a) dynamic tests: HDDTT and ETC,
- b) stationary tests: EPA 8 mode and AVL 8 mode both simulating the HDDTT test under stationary conditions [8].

Figures 1–24 present the specific brake exhaust emissions and specific brake fuel consumption in individual trials of dynamic and stationary tests (average value – AV, standard deviation – D.)

Figures 1–6 presents the results in the HDDTT tests.

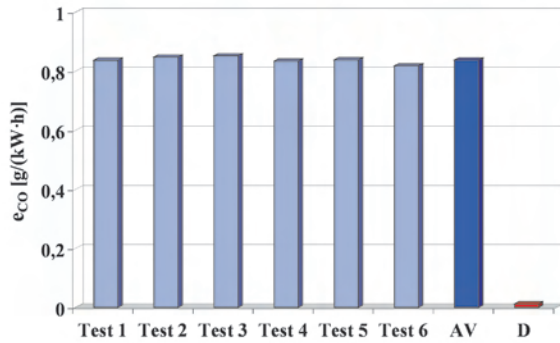


Fig. 1. Specific brake emission of carbon monoxide – e_{CO} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the HDDTT test in individual trials

Rys. 1. Emisja jednostkowa tlenku węgla – e_{CO} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście HDDTT w poszczególnych próbach

- a) w testach dynamicznych: HDDTT i ETC,
- b) w testach statycznych: EPA 8 mode i AVL 8 mode, symulujących w warunkach statycznych test HDDTT [8].

Na rysunkach 1–24 przedstawiono emisję jednostkową składników spalin oraz jednostkowe zużycie paliwa w poszczególnych próbach przeprowadzonych testów dynamicznych i statycznych. Wartość średnią oznaczono AV, odchylenie standardowe – D.

Na rysunkach 1–6 są przedstawione wyniki w testach HDDTT. Na rysunkach 7–12 przedstawiono wyniki badań

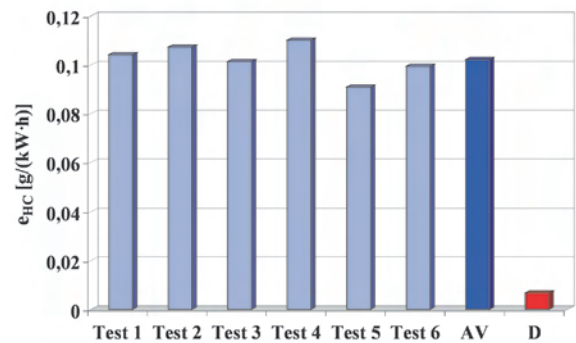


Fig. 2. Specific brake emission of hydrocarbons – e_{HC} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the HDDTT test in individual trials

Rys. 2. Emisja jednostkowa węglowodorów – e_{HC} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście HDDTT w poszczególnych próbach

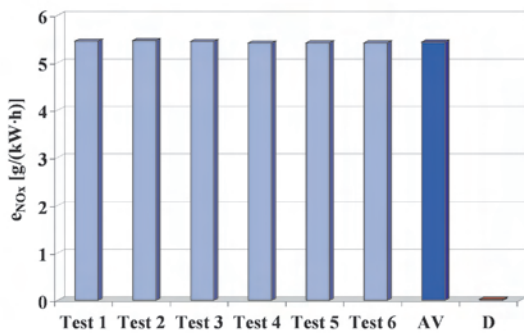


Fig. 3. Specific brake emission of nitrogen oxides – e_{NOx} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the HDDTT test in individual trials

Rys. 3. Emisja jednostkowa tlenków azotu – e_{NOx} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście HDDTT w poszczególnych próbach

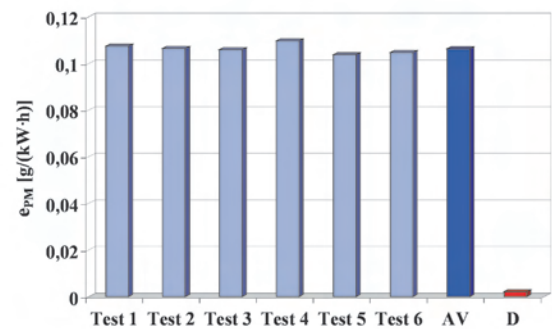


Fig. 4. Specific brake emission of particulate matter – e_{PM} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the HDDTT test in individual trials

Rys. 4. Emisja jednostkowa cząstek stałych – e_{PM} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście HDDTT w poszczególnych próbach

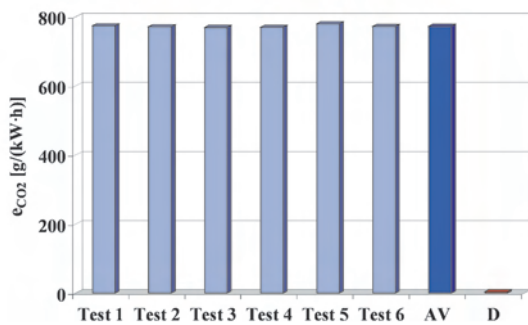


Fig. 5. Specific brake emission of carbon dioxide – e_{CO2} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the HDDTT test in individual trials

Rys. 5. Emisja jednostkowa dwutlenku węgla – e_{CO2} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście HDDTT w poszczególnych próbach

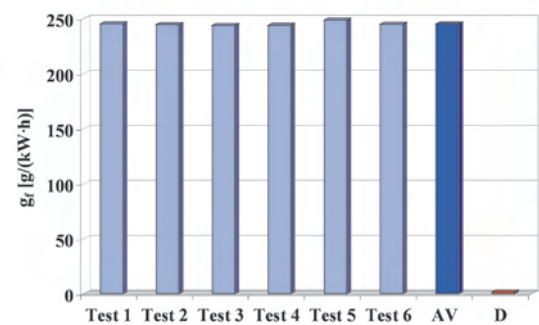


Fig. 6. Specific brake fuel consumption – g_f of the Detroit Diesel Series 50 engine in the HDDTT test in individual trials

Rys. 6. Jednostkowe zużycie paliwa – g_f przez silnik Detroit Diesel Series 50 w teście HDDTT w poszczególnych próbach

Figures 7–12 present the results in individual trials of the ETC test. Figures 13–18 present the results in individual trials of the AVL 8 Mode test.

Figures 19–24 present the results of the EPA 8 Mode test in individual trials.

Figure 25 presents the coefficient of non-repeatability of specific brake exhaust emissions and specific brake fuel consumption for individual tests and figure 26 the collective coefficient of non-repeatability.

w poszczególnych próbach testu ETC, a na rysunkach 13–18 – wyniki badań w poszczególnych próbach testu AVL 8 Mode.

Na rysunkach 19–24 przedstawiono wyniki badań w poszczególnych próbach testu EPA 8 Mode.

Współczynnik niepowtarzalności emisji jednostkowej składników spalin oraz jednostkowego zużycia paliwa dla poszczególnych testów przedstawiono na rysunku 25, a na rysunku 26 – współczynnik niepowtarzalności postaci zbiorczej.

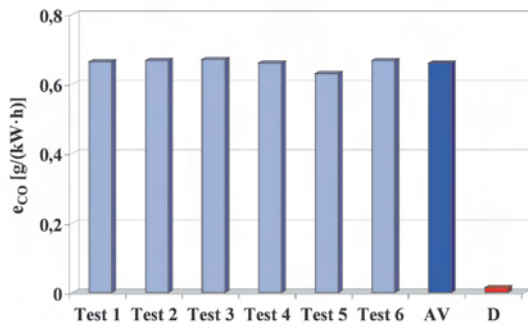


Fig. 7. Specific brake emission of carbon monoxide – e_{CO} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the ETC test in individual trials

Rys. 7. Emisja jednostkowa tlenku węgla – e_{CO} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście ETC w poszczególnych próbach

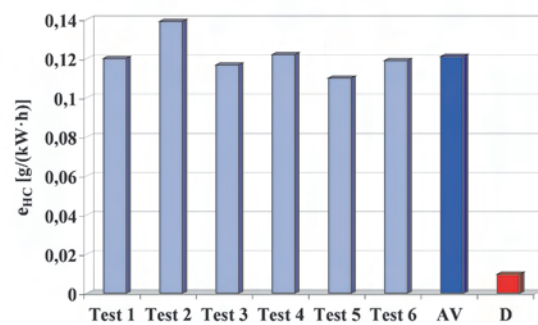


Fig. 8. Specific brake emission of hydrocarbons – e_{HC} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the ETC test in individual trials

Rys. 8. Emisja jednostkowa węglowodorów – e_{HC} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście ETC w poszczególnych próbach

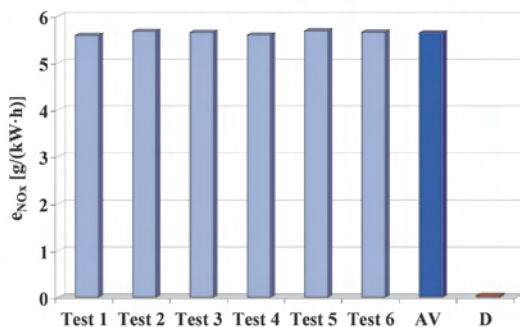


Fig. 9. Specific brake emission of nitrogen oxides – e_{NOx} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the ETC test in individual trials

Rys. 9. Emisja jednostkowa tlenków azotu – e_{NOx} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście ETC w poszczególnych próbach

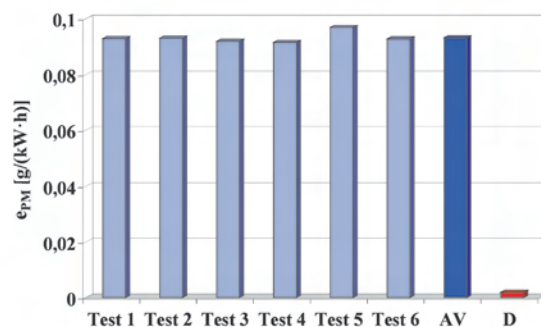


Fig. 10. Specific brake emission of particulate matter – e_{PM} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the ETC test in individual trials

Rys. 10. Emisja jednostkowa cząstek stałych – e_{PM} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście ETC w poszczególnych próbach

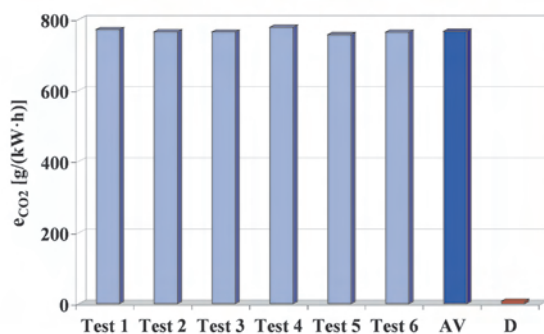


Fig. 11. Specific brake emission of carbon dioxide – e_{CO2} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the ETC test in individual trials

Rys. 11. Emisja jednostkowa dwutlenku węgla – e_{CO2} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście ETC w poszczególnych próbach

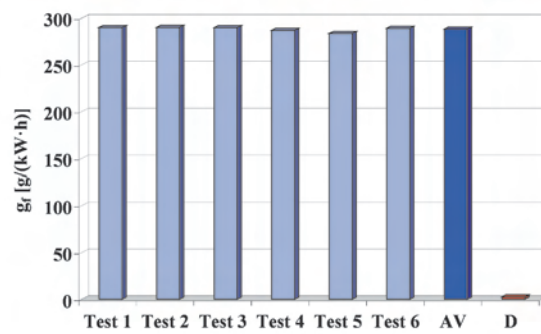


Fig. 12. Specific brake fuel consumption – g_f of the Detroit Diesel Series 50 engine in the ETC test in individual trials

Rys. 12. Jednostkowe zużycie paliwa – g_f przez silnik Detroit Diesel Series 50 w teście ETC w poszczególnych próbach

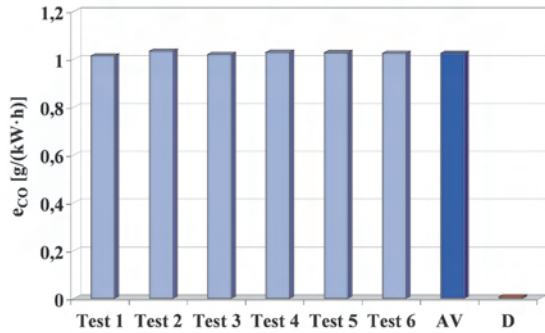


Fig. 13. Specific brake emission of carbon monoxide – e_{CO} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the AVL 8 Mode test in individual trials

Rys. 13. Emisja jednostkowa tlenku węgla – e_{CO} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście AVL 8 Mode w poszczególnych próbach

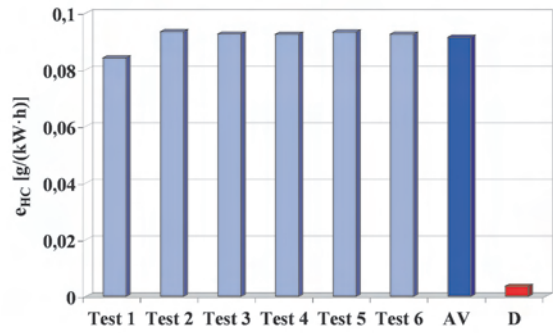


Fig. 14. Specific brake emission of hydrocarbons – e_{HC} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the AVL 8 Mode test in individual trials

Rys. 14. Emisja jednostkowa węglowodorów – e_{HC} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście AVL 8 Mode w poszczególnych próbach

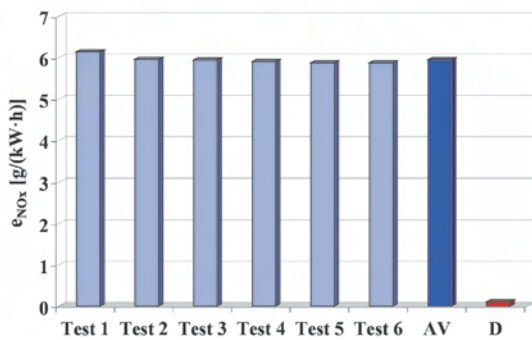


Fig. 15. Specific brake emission of nitrogen oxides – e_{NOx} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the AVL 8 Mode test in individual trials

Rys. 15. Emisja jednostkowa tlenków azotu – e_{NOx} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście AVL 8 Mode w poszczególnych próbach

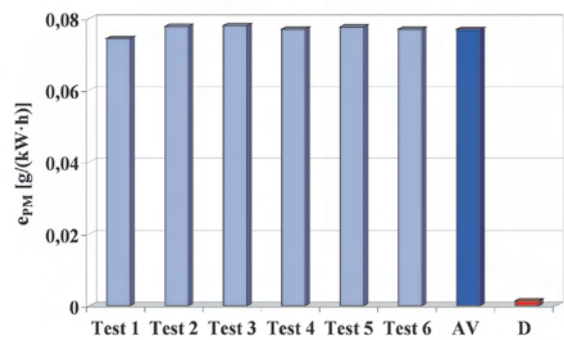


Fig. 16. Specific brake emission of particulate matter – e_{PM} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the AVL 8 Mode test in individual trials

Rys. 16. Emisja jednostkowa cząstek stałych – e_{PM} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście AVL 8 Mode w poszczególnych próbach

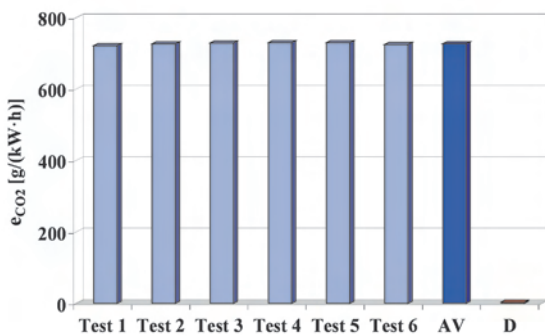


Fig. 17. Specific brake emission of carbon dioxide – e_{CO2} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the AVL 8 Mode test in individual trials

Rys. 17. Emisja jednostkowa dwutlenku węgla – e_{CO2} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście AVL 8 Mode w poszczególnych próbach

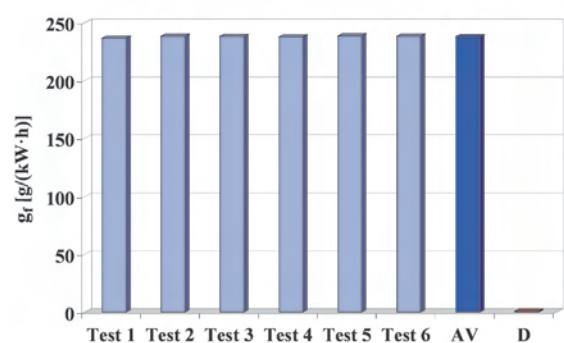


Fig. 18. Specific brake fuel consumption – g_f of the Detroit Diesel Series 50 engine in the AVL 8 Mode test in individual trials

Rys. 18. Jednostkowe zużycie paliwa – g_f przez silnik Detroit Diesel Series 50 w teście AVL 8 Mode w poszczególnych próbach

The highest level of non-repeatability in individual test realizations has the specific brake emission of hydrocarbons, the lowest – specific brake emission of carbon dioxide and nitrogen oxides as well as specific brake fuel consumption.

We can see a general trend that the coefficient of non-repeatability of the test results is higher for dynamic rather than stationary tests. The exception is the specific brake emission of nitrogen oxides.

Największą niepewnością w poszczególnych realizacjach testów charakteryzuje się emisja jednostkowa węglowodorów, najmniejszą – emisja jednostkowa dwutlenku węgla i tlenków azotu oraz jednostkowe zużycie paliwa.

Ogólnie jest widoczna tendencja, że większy jest współczynnik niepewności wyników badań w testach dynamicznych niż w testach statycznych. Wyjątkiem jest emisja jednostkowa tlenków azotu.

A detailed analysis of the assessment of non-repeatability of specific brake exhaust emissions and specific brake fuel consumption indicates certain differences for individual types of tests. The highest coefficient of non-repeatability of test results most frequently occurs for the ETC and HDDTT tests, and the lowest – for the AVL 8 Mode test. There are also differences in the values of the coefficients of non-repeatability for individual quantities. For example,

Szczegółowa analiza oceny niepowtarzalności wyników badań emisji jednostkowej zanieczyszczeń i jednostkowego zużycia paliwa wskazuje na pewne różnice dla poszczególnych rodzajów testów. Największy współczynnik niepowtarzalności wyników badań jest najczęściej dla testów ETC i HDDTT, najmniejszy – dla AVL 8 Mode. Istnieją również różnice w wartościach współczynnika niepowtarzalności wyników dla poszczególnych wielkości. Przykładowo

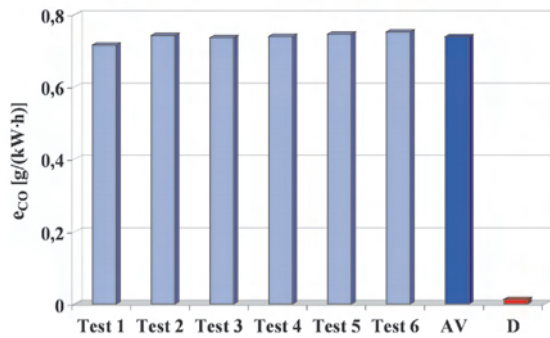


Fig. 19. Specific brake emission of carbon monoxide – e_{CO} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the EPA 8 Mode test in individual trials
 Rys. 19. Emisja jednostkowa tlenku węgla – e_{CO} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście EPA 8 Mode w poszczególnych próbach

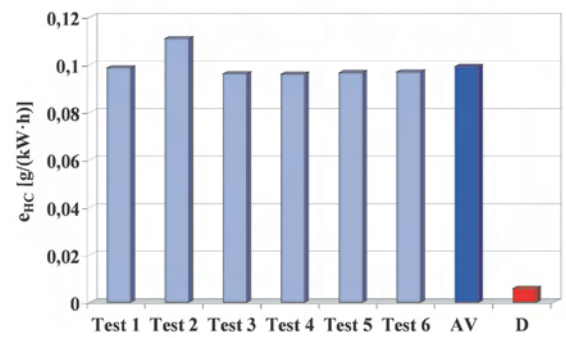


Fig. 20. Specific brake emission of hydrocarbons – e_{HC} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the EPA 8 Mode test in individual trials
 Rys. 20. Emisja jednostkowa węglowodorów – e_{HC} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście EPA 8 Mode w poszczególnych próbach

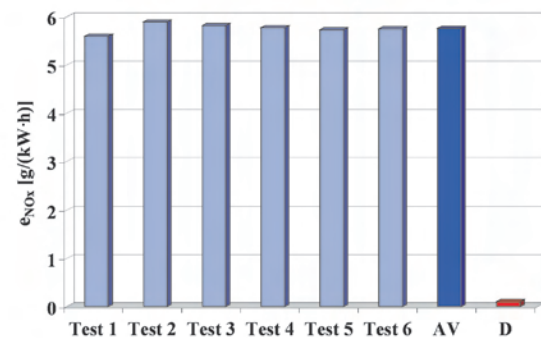


Fig. 21. Specific brake emission of nitrogen oxides – e_{NOx} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the EPA 8 Mode test in individual trials
 Rys. 21. Emisja jednostkowa tlenków azotu – e_{NOx} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście EPA 8 Mode w poszczególnych próbach

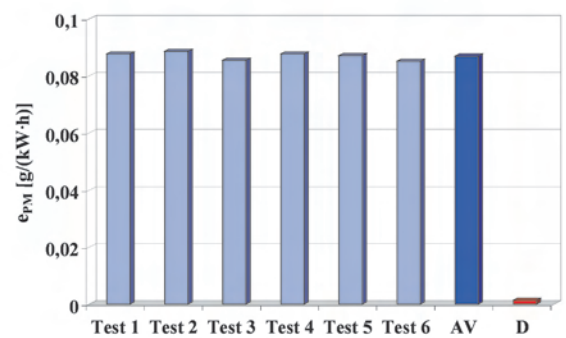


Fig. 22. Specific brake emission of particulate matter – e_{PM} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the EPA 8 Mode test in individual trials
 Rys. 22. Emisja jednostkowa cząstek stałych – e_{PM} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście EPA 8 Mode w poszczególnych próbach

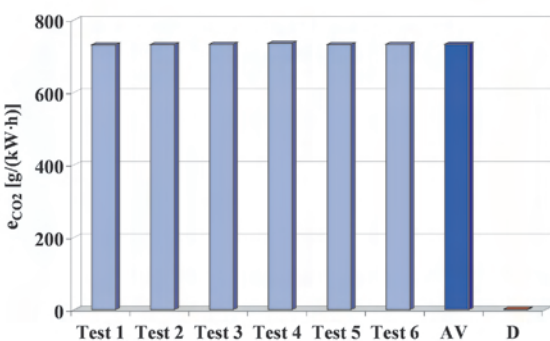


Fig. 23. Specific brake emission of carbon dioxide – e_{CO2} from the Detroit Diesel Series 50 engine in the EPA 8 Mode test in individual trials
 Rys. 23. Emisja jednostkowa dwutlenku węgla – e_{CO2} z silnika Detroit Diesel Series 50 w teście EPA 8 Mode w poszczególnych próbach

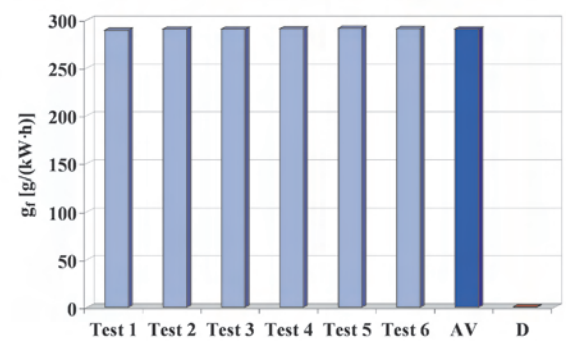


Fig. 24. Specific brake fuel consumption – g_f of the Detroit Diesel Series 50 engine in the EPA 8 Mode test in individual trials
 Rys. 24. Jednostkowe zużycie paliwa – g_f przez silnik Detroit Diesel Series 50 w teście EPA 8 Mode w poszczególnych próbach

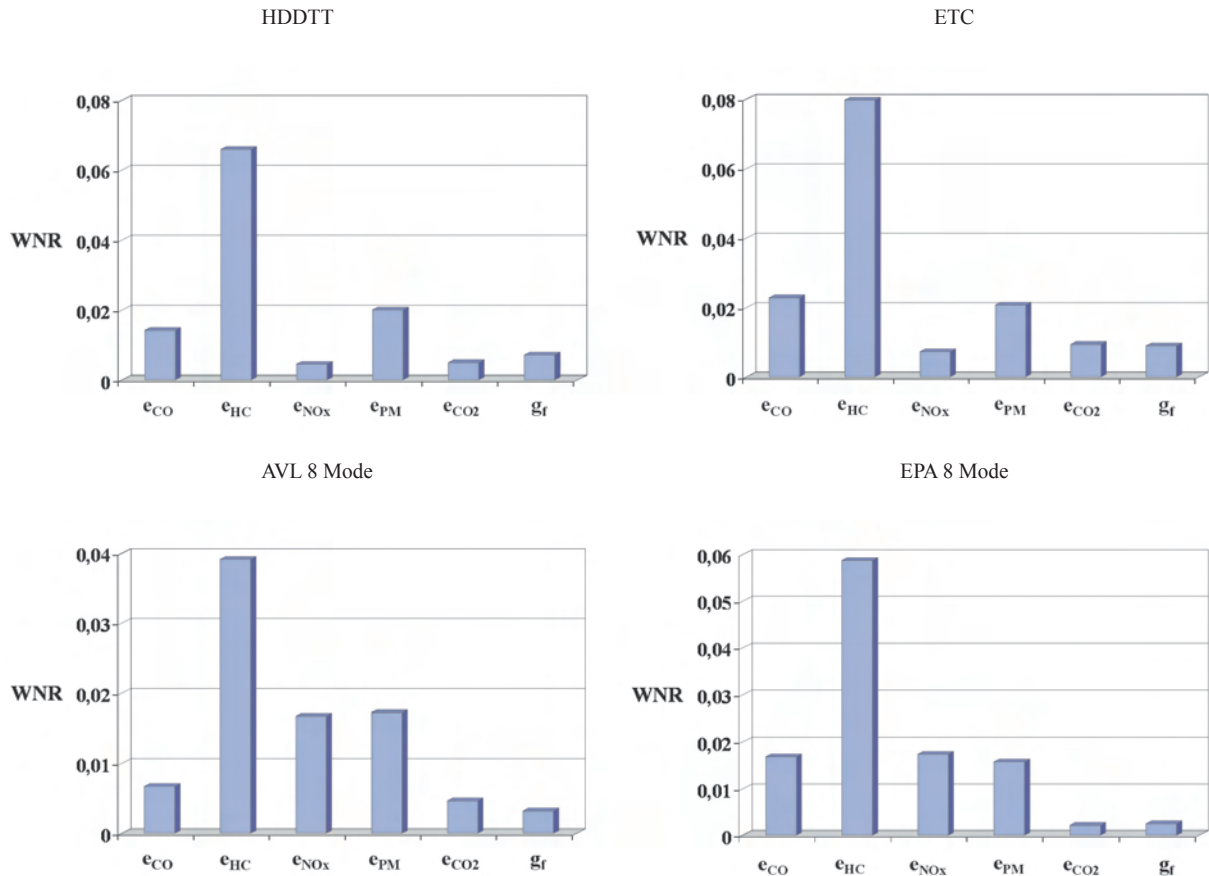


Fig. 25. Coefficient of non-repeatability of specific brake emission and specific brake fuel consumption for individual tests

Rys. 25. Współczynnik niepowtarzalności emisji jednostkowej składników spalin oraz jednostkowego zużycia paliwa dla poszczególnych testów

in the dynamic tests, the coefficient of non-repeatability of specific brake emission of nitrogen oxides is much lower than that of particulate matter while in the stationary tests these values are comparable. In general, all values of the determined coefficient of non-repeatability of test results are lower than 8%, which indicates that with such sophisticated test procedure and a small number of samples the obtained results may be deemed repeatable on a satisfactory level.

4. Conclusions

The investigations into the non-repeatability of object properties allow obtaining information about the uncertainty of knowledge resulting from empirical research. For combustion engines the non-repeatability of processes is clear. This results in the properties of combustion engines differing under comparable operating conditions. This is even confirmed for stationary conditions.

The formalization of the measure of non-repeatability of test results enables the application of this method in the investigations of combustion engine properties that are currently particularly critical in the engine evaluation. Such properties are physical quantities that characterize the exhaust emissions. The results presented in this paper confirm the possibility of an efficient assessment of non-repeatability of combustion engine properties operating under conditions treated as a realization of an incidental process.

w testach dynamicznych współczynnik niepowtarzalności emisji jednostkowej tlenków azotu jest znacznie mniejszy niż dla cząstek stałych, a w testach statycznych są to wartości porównywalne. Ogólnie jednak wszystkie wartości wyznaczonego współczynnika niepowtarzalności wyników badań są mniejsze od 8%, co wskazuje, że przy tak skomplikowanych procedurach badawczych i niedużej liczności próbek uzyskane wyniki można uznać za powtarzalne na zadowalającym poziomie.

4. Podsumowanie

Badanie niepowtarzalności właściwości obiektów umożliwia uzyskanie informacji o niepewności wiedzy zdobywanej w wyniku badań empirycznych. Dla silników spalinowych niepowtarzalność procesów roboczych jest wyraźna. Powoduje to, że właściwości silników spalinowych znacznie się różnią w porównywalnych warunkach pracy. Stwierdza się to nawet w statycznych warunkach pracy silników.

Sformalizowanie miary niepowtarzalności wyników badań obiektów umożliwia zastosowanie tej metody do badania właściwości silników spalinowych, które są obecnie szczególnie kryterialne przy ocenie silników. Właściwościami takimi są wielkości charakteryzujące emisję zanieczyszczeń. Wyniki badań przedstawione w niniejszej pracy potwierdzają możliwość skutecznego badania niepowtarzalności właściwości silników spalinowych, pracujących w warunkach traktowanych jako realizacje procesu przypadkowego.

Bibliography/Literatura

- [1] Banach S. Théorie des opérations linéaires. Monografie Matematyczne 1. Warszawa 1932.
- [2] Barth M. et al. Modal emissions modeling: A physical approach. Transportation Research Record. 1520, s. 81–88.
- [3] Brandt S. Analiza danych. Metody statystyczne i obliczeniowe. PWN, Warszawa 1999.
- [4] Chłopek Z., Piaseczny L. Badania procesów szybkozmiennych zachodzących w silniku spalinowym. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, rok XLV, nr 2(157). Gdynia 2004, s. 5–28.
- [5] Chłopek Z., Piaseczny L. Modelling of the effect of work conditions of marine diesel engines on their ecological properties. 5th International Conference on Maritime “Transport Technological Innovations & Research”. Barcelona 2010.
- [6] Chłopek Z., Piaseczny L. Statistical investigations of fast changeable processes in ship piston combustion engines. Polish Maritime Research, No 2(44), 2005. Vol.12, s. 10–16.
- [7] Banach S. Théorie des opérations linéaires. Monografie Matematyczne 1. Warszawa 1932.
- [8] Barth M. et al. Modal emissions modeling: A physical approach. Transportation Research Record. 1520, s. 81–88.
- [9] Brandt S.: Analiza danych. Metody statystyczne i obliczeniowe. PWN, Warszawa 1999.
- [10] Chłopek Z., Piaseczny L. Badania procesów szybkozmiennych zachodzących w silniku spalinowym. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej. Rok XLV, nr 2(157). Gdynia 2004, s. 5–28.
- [11] Chłopek Z., Piaseczny L. Modelling of the effect of work conditions of marine diesel engines on their ecological properties. 5th International Conference on Maritime “Transport Technological Innovations & Research”. Barcelona 2010.
- [12] Chłopek Z., Piaseczny L. Statistical investigations of fast changeable processes in ship piston combustion engines. Polish Maritime Research No 2(44), 2005. Vol. 12, s. 10–16.
- [13] Chłopek Z., Stasiak P. The analysis of an unrepeatability of cylinder pressure signal in internal combustion engines Silniki Spalinowe – Combustion Engines Nr 1/2005 (120), s. 31–39.
- [14] Chłopek Z. Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Prace Naukowe, seria Mechanika, z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1999.
- [15] Chłopek Z. Niepowtarzalność emisji zanieczyszczeń z silnika spalinowego o zapłonie iskrowym. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów 1–2/2004, s. 5–14.
- [16] Chłopek Z. Testing of non-repeatability of pollution emission from motor-car engines. Silniki Spalinowe – Combustion Engines nr 1/2004 (118), s. 40–51.
- [17] Cichy M., Carlini M., Impero A. Analysis of the non uniformity angular velocity in internal combustion engines coupled with

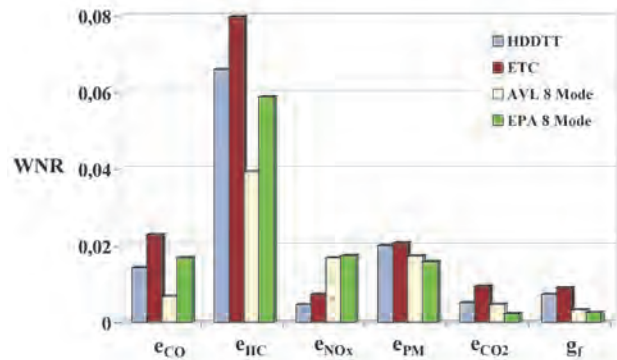


Fig. 26. Coefficient of non-repeatability of specific brake emission and specific brake consumption for individual tests

Rys. 26. Współczynnik niepowtarzalności emisji jednostkowej składników spalin oraz jednostkowego zużycia paliwa dla poszczególnych testów

- loads. Proceedings of The 24th Intersocietyenergy Conversion Engineering Conference. August 6–11, 1989, Washington, D.C. ED. W.D. Jackson. New York: IEEE 1989 Vol. 5, p. 2597–2600.
- [18] Cichy M. Badanie silników samochodowych w stanach nieustalonych za pomocą wymuszeń sygnałem zdeterminowanym. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej 1971 nr 166. Mechanika nr 13.
- [19] Fisz M. Probability theory and mathematical statistics. Wiley, New York 1963.
- [20] Fréchet M.R. Sur quelques points du calcul fonctionnel. Paris 1906.
- [21] Frey H.Ch., Unala A., Chen J. Recommended strategy for on-board emission data analysis and collection for the new generation model. Computational Laboratory for Energy, Air, and Risk Department of Civil Engineering North Carolina State University Raleigh, NC. Prepared for: Office of Transportation and Air Quality US Environmental Protection Agency Ann Arbor, MI. February 4, 2002.
- [22] Hausdorff F. Dimension und äusseres Mass. Mathematische Annalen 79 (1–2)/1918, s. 157–179.
- [23] Jantos J. et al. Driveability and fuel consumption improvement through integrated fuzzy logic control of powertrain with spark ignition engine and continuously variable transmission. World Automotive Congress FISITA 2004. Barcelona.
- [24] Tong H.Y., Hung W.T., Cheung C.S. On-road motor vehicle emissions and fuel consumption in urban driving conditions. J. Air Waste Manage. Assoc. 50(4)/2000, p. 543–554.
- [25] Worldwide emission standards. Heavy duty & off-road vehicles. Delphi. Innovation for the real world. 2012/2013.

Zdzisław Chłopek, DSc., DEng. – Chairman of the Scientific Council of Automotive Industry Institute in Warsaw.

Prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek – Przewodniczący Rady Naukowej Przemysłowego Instytutu Motoryzacji w Warszawie.

e-mail: Zdzislaw.Chlopek@pimot.eu



Jacek Rostkowski, MSc, MEng. – Emissions Research and Measurement Division, Environmental Technology Centre, Environment Canada, Ottawa.

Mgr inż. Jacek Rostkowski – Dział Badań Emisji i Pomiarów, Centrum Technologii Środowiska, Environment Canada w Ottawie.

e-mail: Jacek.Rostkowski@ec.gc.ca





Nowy Solaris.
Dopracowany w najdrobniejszych szczegółach.

Nowy Solaris to innowacyjny autobus miejski o niezwykle lekkiej i trwałej konstrukcji oraz bardzo atrakcyjnym designie. Nowatorska technologia budowy pojazdu zapewnia niskie koszty eksploatacyjne i wysoką estetykę wykończenia. Przestronne, jasne wnętrze, jak i nowoczesny układ jezdny gwarantują pasażerom niespotykany dotąd komfort podróżowania.



nowySolaris.pl



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 2300-9896



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Zaszczytowi
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](#)

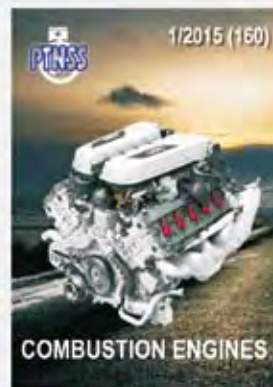
[Zgłoszenia](#)

[Zapowiedzi](#)

[Bieżący numer](#)

[Archiwum](#)

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



9 772300 989002

www.ptnss.pl