



1/2015 (160)



**COMBUSTION ENGINES**



#### **Badania:**

- silników
- pojazdów
- emisji spalin
- materiałów
- części i zespołów samochodowych
- wymienników ciepła
- elektrotechniczne i elektroniczne
- pomiary metrologiczne

#### **Projektowanie:**

- obliczenia, konstrukcje i analizy matematyczne
- konstrukcyjna obsługa produkcji

#### **Wykonawstwo:**

- przyrządów kontrolno-pomiarowych
- szablonów /2D i 3D/
- wyposażenia technologicznego linii produkcyjnych

#### **Usługi:**

- homologacje typu pojazdów oraz ich przedmiotów wyposażenia lub części/ dopuszczenia jednostkowe i indywidualne WE pojazdu
- identyfikacja obowiązujących wymagań i badania na zgodność z tymi wymaganiami dla pojazdów oraz ich części/zespołów przed wprowadzeniem do obrotu
- normalizacja i patenty

#### **Testing of:**

- engines
- vehicles
- exhaust emissions
- materials
- automotive components and assemblies
- heat exchangers
- electrotechnical and electronic tests
- metrological measurements

#### **Design:**

- mathematical calculations, constructions and analyses
- engineering production support

#### **Manufacture of:**

- control and measurement devices
- templates (2D and 3D)
- technological equipment of processing lines

#### **Services:**

- type approvals of vehicles and vehicle equipment or components; EC unit and individual vehicle permits
- identification of binding requirements and testing vehicles and their components/ assemblies for compliance with such requirements, before marketing them
- standardization and patents

## 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

1/2015 (160)

Rok XLIV

PL ISSN 2300-9896

Editor/Wydawca:

**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

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

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

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

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

### Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wislocki – 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. 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 Wyszniński – UK

### Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 2244505, 61 2244502

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

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

dr hab. inż. Mirosław Kozak (Editorial Secretary for Science/Sekretarz Naukowy Redakcji) – [papers@ptnss.pl](mailto:papers@ptnss.pl)

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha (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

J. Czerwinski, A. Mayer, A. Wichser: Effects of fuel tracing on nanoparticles from a Diesel engine (2015-101)..... 3

W. Cieślak, I. Pielecha, A. Szalek: Indexes of performance of combustion engines in hybrid vehicles during the UDC test/*Użytkowe wskaźniki pracy silników spalinowych w pojazdach hybrydowych podczas testu UDC (2015-102) ..... 11*

Z. Stelmasiak, M. Rudnicki: Impact of external interferences on vibroacoustic signals coming from combustion engine during cold test/*Wpływ zakłóceń zewnętrznych na sygnały wibroakustyczne silnika spalinowego podczas testu zimnego (2015-103)..... 26*

Z. Stępień: Deposits in spark ignition engines – formation and threats/*Osady w tłokowych silnikach spalinowych ZI – tworzenie i zagrożenie (2015-104)..... 36*

A. Borawski: Simulation studies of LPG injector used in 4th generation installations/*Badania symulacyjne wtryskiwacza LPG stosowanego w instalacjach czwartej generacji (2015-105) ..... 49*

K.M. Romaniszyn: Conception of gear ratios selection between the engine and the electric machine in the hybrid drive systems/*Koncepcja doboru przełożeń między silnikiem spalinowym a maszyną elektryczną w hybrydowych układach napędowych (2015-106)..... 56*

M. Flekiewicz, G. Kubica: Current status and prospects for the use of low-carbon gaseous fuels in transport/*Stan obecny i perspektywy wykorzystania niskowęglowych paliw gazowych w transporcie (2015-107)..... 62*

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-Biala, Sarni Stok 93 Street, Poland  
tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038  
E-mail: sekretariat@ptnss.pl  
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

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

### © Copyright by

#### Polish Scientific Society of Combustion Engines

All rights reserved.

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

*Wszelkie prawa zastrzeżone.*

*Zaden fragment tej publikacji nie może być reproduktowany; 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: 600 egz.**

**Printing and binding/Druk i oprawa**  
Print Group Szczecin, ul. Mieszka 1 63/64

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



Czasopismo indeksowane  
w międzynarodowej bazie  
IC Journal Master List



– Index Copernicus [www.indexcopernicus.com](http://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 – Audi R8 V10 plus engine (*foto: netcarshow.com*), background  
(Blacktop Road On A Dreary Sunset – *1ms.net*)

IV – Advanced Corona Ignition System – Federal-Mogul  
(*foto: www.autoguide.com/*)

## Effects of fuel tracing on nanoparticles from a Diesel engine

Nanoparticles from a HD-Diesel engine and their composition were investigated in the present paper. Three variants of fuel additives were applied to allow the balances of certain tracer-substances after the tests: 2% of additives-free lube oil; 2% of market lube oil with additive package and Fe-based regeneration additive (FBC) with 40 ppm Fe. The analysed SMPS particle size distributions indicated that by blending of the market lube oil to the fuel the combined effects of metals or metal oxides from the additive packages and of the heavy IIC's from the lube oil matrix contribute the most to the increase of nuclei mode. From the masses of Fe, Zn and Ca, which were introduced with the fuel, only parts were found as integral masses at all ELPI-stages – Fe 43.5%, Zn 36.6%, Ca 65.5%. The majority of mass of some metals, or metal oxides emissions on ELPI-stages (up to 80%) is in the size ranges below 100 nm.

Key words: Diesel, emissions, nanoparticles, size-distribution, composition of particles

### 1. Introduction

Since January 2013, the nanoparticle counts emissions became a legal limited parameter for Diesel passenger cars in EU. This also provoked the research, discussions and perspectives of limitation for gasoline cars, first of all with direct injection [1].

The research questions are often: what is the composition of the finest particles? How much is the share of metals, metal oxides, soot and condensates [2, 3]? What is the influence of lube oil, or other additives?

One of the analytical methods, which is applied in the VERT-procedures since mid-90ties is the size-selective sampling of the aerosol on the ELPI-stages and a later analysis with very sensitive analytical techniques, like ICP-MS (inductively coupled plasma mass spectrometry) [4, 5, 6].

This method is applied as one of the most important analytical tools in the research of nanoparticles (NP) of gasoline engines with a particular focus on the composition of particles in nuclei mode (size range below c.a. 50 nm).

The lube oil and especially the increased lube oil consumption contribute to the NP-emissions in the sense of number concentrations in nuclei mode and composition [7, 8, 9].

In the present work a HD-Diesel engine was used to simulate the higher lube oil consumption and to compare the results with a case with no supplementary additive packages, or with the case of FBC known from the previous research. The influences of fuel tracing on nanoparticle emissions and the analysis of nanoparticle composition are principally valid for all types of diesel engines and were not treated in such a systematic way in own research or by the other researchers.

To simulate the increased lube oil consumption of the engine two lube oils were blended in the fuel, each one at 2% rate v/v:

- a DEA research oil consisting only of Parafins (mostly C14 to C20) without any additive packages; this additizing does not introduce any metals to the fuel and it can be considered in this respect as equal with a reference case (without fuel additizing), which was not tested here,

- a MOTOREX high quality market lube oil with additive package of which Ca & Zn can be regarded as tracer substances for the evaluation of results.

Another tracing was performed with Satacen, a Fe-based fuel borne catalyst (FBC) with a dosing of 40 ppm w/w Fe.

#### 1.1. General information on emissions with fuel-additives

During the VERT project, experience was obtained regarding the properties of ultrafine particulates with different FBC's at engine-out conditions as well as downstream of the particulate traps, Fig. 1.

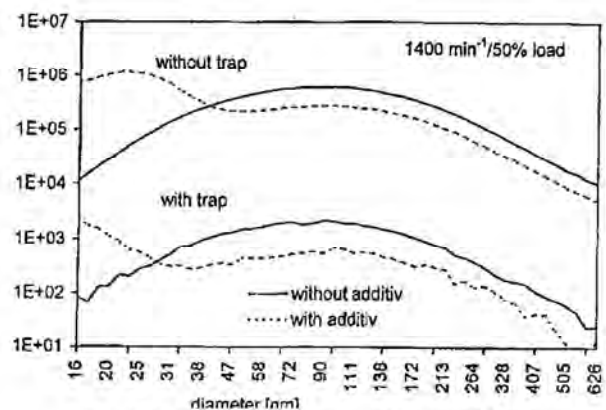


Fig. 1. Particle size distribution with/without additive

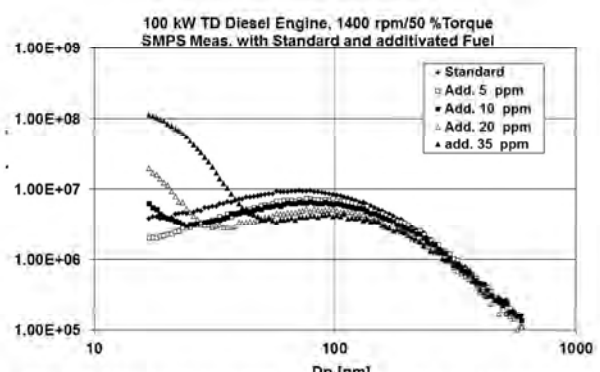


Fig. 2. Additive ash particle formation depending on concentration

In particular, it was found that fuel additives (called regeneration additives, FBC) mostly reduce particulate mass but increase the number count of ultrafine particles in some cases by two orders of magnitudes forming a clearly pronounced bimodal size distribution of engine-out solid particles. It was proven in previous cases that these were solid non-carbonaceous particles presumably consisting of clusters of primary metal-oxide particles in the size range around 20 nm, Fig. 2 [10, 11].

It was also shown that this bimodal distribution was dependent on the additive concentration in the fuel, very pronounced with high concentrations and nearly disappearing with lower concentrations where the additive was still equally active catalysing soot combustion.

Experience shows that the particulate traps have a very good filtration rate for carbon particulates and metal oxide particles.

## 2. Tested Engine, Fuel, Lubricants & FBC

### 2.1. Engine

The main data of the test engine are given in Tab. 1.

Table 1. Data of the research engine

Manufacturer	Liebherr Machines Bulle S.A., Bulle/Fribourg
Type	D934 S
Cylinder volume	6.36 dm <sup>3</sup>
Rated engine speed	2000 rpm
Rated power	105 kW (ECU setting)
Model	4 cylinder in-line
Combustion process	direct injection
Injection pump	Bosch unit pumps
Supercharging	Turbocharger with intercooling
Emission control according to the requirements)	none (exhaust gas aftertreatment)
Development period:	2005, EU Stage III A

Figure 3 shows the engine and the ELPI apparatus for nanoparticle analytics in the laboratory for IC-engines, Berne University of Applied Sciences, Biel-Bienne and Fig. 4 represents the measuring set-up on this engine dynamometer.

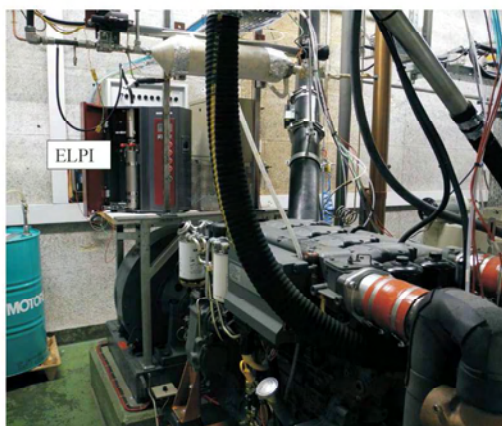


Fig. 3. ELPI measuring system with the Liebherr D 934 S engine.

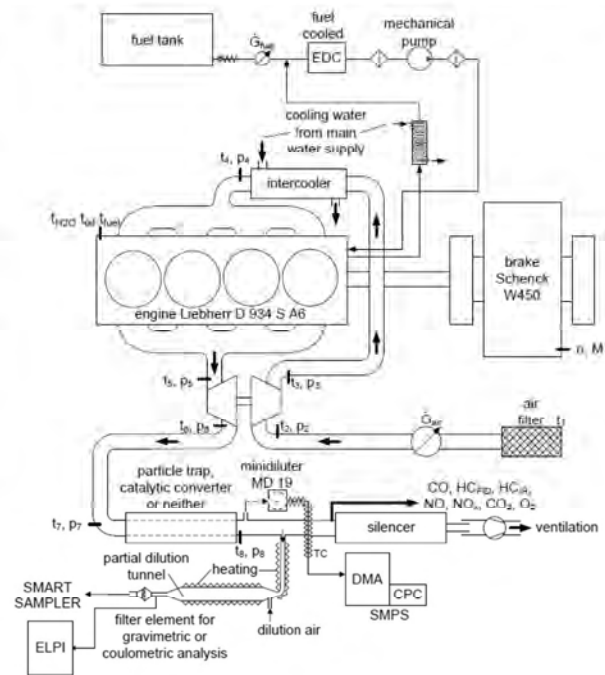


Fig. 4. Engine dynamometer and standard test equipment

### 2.2. Fuel

Following base fuel was used for the research:

Shell Formula Diesel fuel Swiss market summer quality (10 ppm S) according to SN EN 590.

### 2.3. Lubricants

The lube oil of the engine was: Lubrizol research oil OS No. 165108, blue, 15W/40; Tab. 2.

Table 2. Data of engine lubricating oil

Property	Unit	Value
Viscosity kin 100°C	mm <sup>2</sup> /s	13.98
Pour point	°C	-25
Total Base Number TBN	mg KOH/g	8.4
Sulphur ashes	mg/kg	10 770
Sulphur	mg/kg	3 360
Mg	mg/kg	< 10
Zn	mg/kg	1 200
Ca	mg/kg	2 630
P	mg/kg	1 110

In order to simulate the increased lube oil consumption of the engine two lubricants were blended to the fuel at the rate 2% vol:

- the additive-free DEA research oil, consisting only of parafins, Tab. 3, which due to the absence of additives can be used as engine lubricant only for limited operating periods,
- a high quality market lube oil from MOTOREX, Tab. 4, with additive package, which makes difference to the DEA oil; some substances from this MOTOREX oil, like Ca & Zn can be used as tracers in the evaluation of results.

Table 3. Data of DEA research lube oil

Property	Unit	Parafol DEA 1420	Composition	% m
Density at 15°C	kg/m <sup>3</sup>	780–790	C12	0.7
Viscosity at 20°C	mm <sup>2</sup> /s	5	C14	25.2
Viscosity at 40°C	mm <sup>2</sup> /s	3.1	C16	40.5
Pourpoint	°C	7	C18	21.0
Flame point, COC	°C	120	C20	8.4
Anilin point	°C	94	C22	2.8
“Boiling” start	°C	240–265	C24	0.7
“Boiling” end	°C	360	C26	0.7
Aromatics content	g/100 g	max. 0.1		
Sulphur content	ppm	< 1		

Table 4. Data of MOTOREX lube oil

Property	Unit	Value
SAE Grades		5W-30
Density at 15°C	g/ml	0.855
Flash point	°C	226
Pourpoint	°C	–39
Evaporative Loss (Noack)	% b.w.	11.1
Total Base Number (TBN)	Mg KOH/g	10.7
Sulphated Ash	% b.w.	1.36
Analysis of elements		
Ca	mg/kg	3680
Zn	mg/kg	1010
N	mg/kg	960
S	mg/kg	3250
P	mg/kg	930
Cl	mg/kg	13

## 2.4. FBC

As already explained in the previous section the metals or metal oxides from the regeneration additives produce increased NP count concentrations in the lowest size range (nuclei mode). In the present tests a Fe-based FBC, Satacen, was used with the increased dosing of 40 ppm w/w Fe.

## 3. Test Procedure & Instrumentation

### 3.1. Test-cycle and procedure (on engine dynamometer)

8 operating points of the ISO-cycle 8178 C/4 C1, which were used for testing emissions of construction site engines in the previous legislation steps were selected as the basis for the present emission measurements, Fig. 5 (symbols O):

The ISO 8 pts. test is used in the VERT/OAPC quality test procedures for testing of secondary emissions, [12] independently on the emission stage of the test engine.

The 8 operating points represent well an average of all engine operating collectives and the stationary operation allows: more exact calculations of mass flows and of dilution factors and establishing a more exact reference between the sampled and the “engine-out” results.

This testing procedure considers warm and in the majority of time stationary engine operation, which enables the scanning of particle size distributions and the basic investigation represented in this paper.

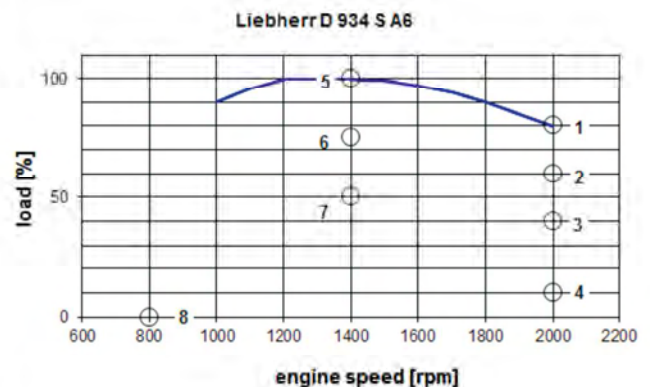


Fig. 5. Operating points of the ISO -8178. Test

The test is driven in the fixed sequence after a warm-up phase until engine coolant temperature reached > 83°C and lube-oil > 90°C.

### 3.2. Sampling lines and test-arrangement (on engine dynamometer)

2 sampling lines are used:

- sampling via Part-Flow-Dilution tunnel, or MD 19 Mini-diluter,
- for direct on-line size, count, and surface information using SMPS, NanoMet and ELPI,
- sampling of gas from the undiluted exhaust gas for the gaseous components.

### 3.3. Test Equipment for Exhaust Gas Emissions

The measurement is performed according to the Swiss exhaust gas emissions regulation for heavy duty vehicles (Directive 2005/55/ECE & ISO 8178):

Volatile components:

- Horiba exhaust gas measurement devices  
Type VIA-510 for CO<sub>2</sub>, CO, HCIR, O<sub>2</sub>,  
Type: Eco Physics CLD 822 for NO, NO<sub>x</sub>,
- Amluk exhaust gas measurement device  
Type FID 2010 for HCFID.

### 3.4. Particle counts & size analysis

To estimate the filtration efficiency of the DPF, the particle size and counts distributions were analysed with following apparatus:

- SMPS – Scanning Mobility Particle Sizer (DMA + CPC, TSI),
- MD19 tunable minidiluter – heated up to 80°C,
- Thermoconditioner (TC) (i.e. MD19 + postdilution, sample heating up to 300°C),
- ELPI – Electrical Low Pressure Impactor, DEKATI.

## 4. Size-Selective Analysis of NP-Composition

### 4.1. Sampling using ELPI

The ELPI (Electrical Low Pressure Impactor) as shown in block diagram Fig. 6 is a 13 stage cascade impactor that

measures particle number concentrations as a function of aero-dynamic diameter.

The 13 impactor stages of ELPI operate in sequence, each with a smaller cutoff diameter.

By means of charging electrically the particles before they enter the cascade impactor and by measuring the currents at each impactor stage the number size distributions can be calculated. More information about ELPI functions can be found in [13, 14, 15].

In the present investigation the electrical signals of ELPI were not used to determine the size distribution or the total mass sampled. The ELPI-instrument was only used to collect size-specific samples for follow-up chemical analysis with respect to the collected substances.

The whole range from 30 to 10'000 nm is split into 13 stages (13 impactors + filter for the rest). After the test the collected material is available on these 13 deposition discs, it can be weighed to determine the mass and can be analyzed. In order to improve the quality of the chemical analysis special deposition films were used on these discs (films), consisting of Polycarbonate, which proved to be a very pure material.

The size distribution on the ELPI-stages is as follows, Tab. 5.

Table 5. Size Distribution of ELPI according to the manufacturer DEKATI

Stage	1	2	3	4	5	6	7
D <sub>50%</sub> [µm]	0.03	0.06	0.108	0.17	0.26	0.41	0.65
D <sub>i</sub> [µm]	0.042	0.08	0.14	0.21	0.32	0.51	0.81

Stage	8	9	10	11	12	13	Backup
D <sub>50%</sub> [µm]	1.02	1.65	2.52	4.40	6.80	10	Smaller than stage 1
D <sub>i</sub> [µm]	1.30	2.04	3.28	5.50	8.20		

4.2. Sample preparation and analysis

All samples were digested with acid mixtures in a microwave oven. The vessels used for the digestion should be carefully pre-cleaned and validated before use to achieve best detection limits.

All cleaning digestions must be verified using highly sensitive analytical techniques like ICP-MS (inductively coupled plasma mass spectrometry) to ensure that the vessel background levels are low enough for such ultra-trace analysis. Only ultra-clean vessels should be used.

Depending on the filter material and the pertinent target elements, sampling filters were digested with the following acid mixtures in a microwave oven:

- Nitric acid HNO<sub>3</sub>
- a mixture of nitric acid HNO<sub>3</sub> and hydrogen peroxide H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>
- a mixture of nitric acid and hydrochloric acid HCl

To answer the question, how much metal do we find on each size-plate, the following analytical technique was used:

Q-ICP-MS: in order to use the inductively coupled plasma quadrupole mass spectrometry the films has been acid-digested and the quartz filters acid leached by a mixture of nitric acid and hydrochloric acid in a microwave oven. The sample is then vaporized by a nebulizer and the smallest droplets of the forming spray are transported into inductively coupled argon plasma. At about 6000 K they aridried and the resulting particles are atomized and ionised. The ions pass an interface that transfers them to a quadrupole mass spectrometer where they are separated according to mass a subsequently counted.

This analytical technique is extremely sensitive: detection limit for Pt as well for Pd is on the impressively low level of 0.0004 µg / ELPI-stage and 0.0006 µg/ELPI-stage respectively.

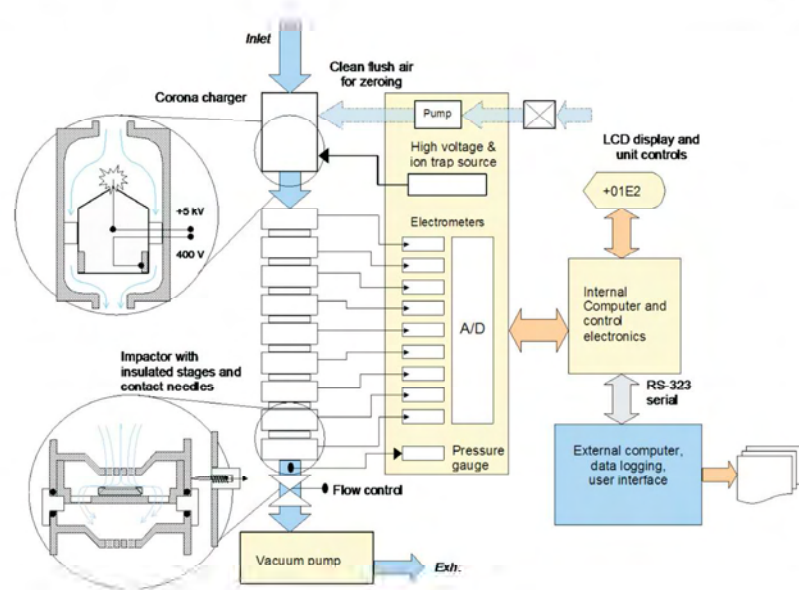


Fig. 6. ELPI block diagram (DEKATI)

Figure 7 shows an example of soot deposits on an ELPI filter plate.

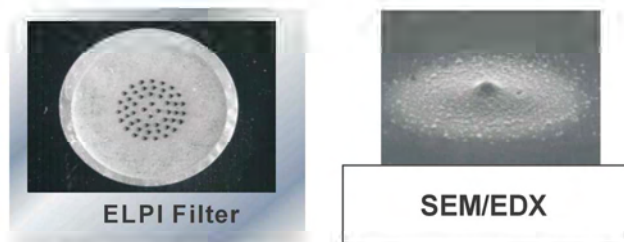


Fig. 7. Typical appearance of soot deposits on ELPI filter plates

Reliable results can only be achieved if the detection limit of the entire procedure, including sampling, sample preparation and analysis are determined. Therefore, blanks of fresh filter material and field-blanks (processed similarly to field sampling filters) need to be sampled, digested and determined.

Contamination risk and memory effects are not negligible especially for ubiquitous metals like Fe. Usually the metal determination is more limited by the sampling procedure and sampling preparation than by detection limits of the analytical method.

### 5. Results

The addition of DEA oil contained no supplementary metals or metal oxides as additive package. Therefore, from the point of view of generation the solid nanoparticles this variant is regarded as equal with baseline fuel. A separate baseline test was not performed in this project.

The results are presented in two parts: for gaseous and for particulate (NP) emissions and for the size selective PM-analysis.

#### 5.1. Gaseous emissions & nanoparticles

The relationships of the emissions are similar or even identical at all operating points, so only the representative examples are illustrated. For gaseous emissions the rated speed (2000 rpm) offers 4 operating points with the low load (10%) OP. For the representation of PSD's the lowest, the highest and the intermediate OP's were chosen.

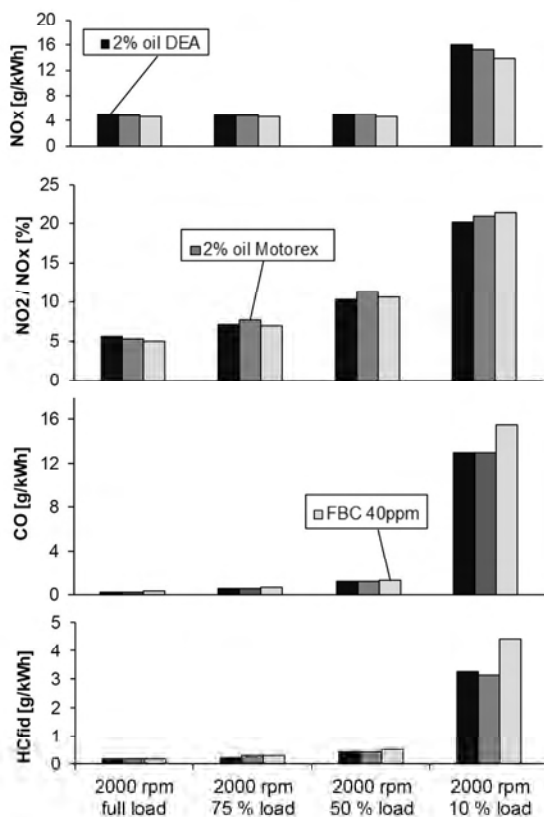


Fig. 8. Comparison of gaseous emissions at 2000 rpm  
Figure 8 shows exemplary the gaseous emission compo-

nents at 2000 rpm with the three variants of additives in fuel (no exhaust gas aftertreatment). With Motorex lube oil there is a slight tendency of becoming higher CO- and HC-values at 2000 rpm. With FBC the higher CO- and HC are still more pronounced and especially at low load and idling. This can be explained with an intensified soot & SOF-post oxidation after the end of combustion in the combustion chamber.

At the low load OP4 (2000 rpm/10%) there are quite low exhaust temperatures in the range of 230°C before and 195°C after turbine. It must be supposed, that the oxidation in the exhaust line is nearly stopped.

Interesting is the look on NO<sub>x</sub> and NO<sub>2</sub> at this OP4: with increasing amount of metals, or metal oxides (DEA → Motorex → FBC) there is a slight lowering of NO<sub>x</sub> and an increase of NO<sub>2</sub>. There is an abundance of oxygen (17.1%) and there are conditions in the combustion chamber after the end of combustion (t<sub>gas</sub>, O<sub>2</sub>, time), which enable a partial oxidation of NO to NO<sub>2</sub> under the catalytic influence of the present metals. This is not the case at other operating points, also the OP's at 1400 rpm and idling, which are not represented here.

Figure 9 represents the SMPS particle size distributions (PSD's) at three operating points (OP's, 1, 7, and 8) with the three variants of additives in fuel.

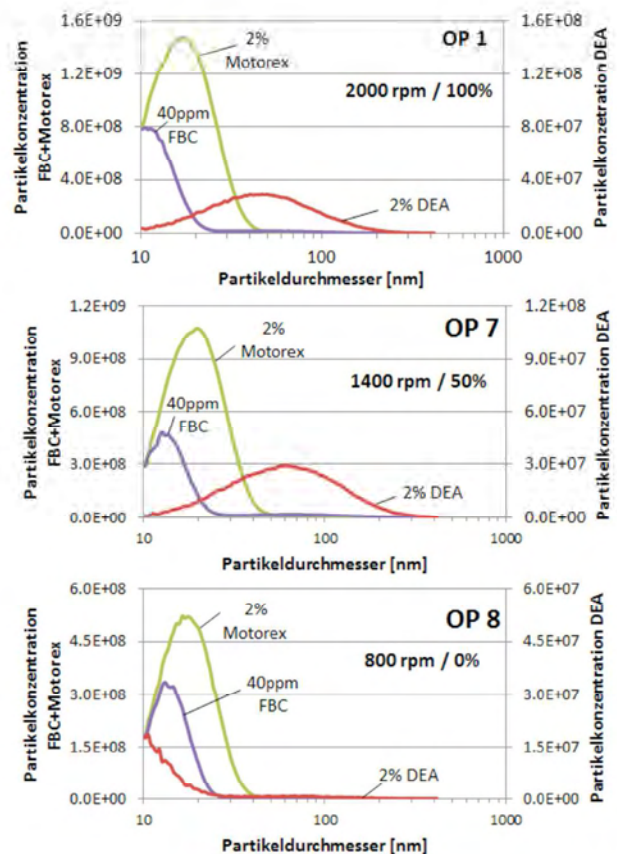


Fig. 9. SMPS size distribution OP's 1, 7, and 8

The highest NP count concentrations in nuclei mode (size range below approximately 30 nm) result for the blending of Motorex oil (2%) to the fuel. In this case the metal oxides particles from the additive package serve as condensation

seeds for heavier HC's, and the resulting mixture of solids and semi volatiles cannot be eliminated by the thermoconditioner.

The nuclei mode with FBC is also clearly increased but only to approximately half of the Motorex-level. FBC produces mostly solid NP's and it contains almost no heavy substances which would give origin to the heavy semi volatiles (SOF).

The PSD's with DEA oil (blended at 2%) show no increased nuclei mode at all (see another scale for DEA in Fig. 8). This is evident, when keeping in mind the composition of DEA oil (see data Tab. 2). The results with DEA can be regarded as reference, responding to the non-additives fuel.

At idling (OP8), nevertheless, DEA shows also an increased nuclei mode – nanoparticles originating from the engine lube oil.

The results at all other operating points (OP: 2, 3, 4, 5, 6 not represented here) show identical tendencies and relationships between these 3 variants, as OP 1 & OP 7.

It can be stated that the combined effects of metals or metal oxides from the additive packages and of the heavy HC's from the lube oil matrix contribute the most to the increase of nuclei mode.

**5.2. ELPI Size-selective emissions, 8 pts**

Figure 10 summarizes the amounts of Fe, Ca & Zn on the single stages of ELPI, collected during whole 8 pts-test. The back-up filter-plate collected the smallest fractions below 30 nm.

For Iron there are with FBC the highest amounts on the four lowest stages, which means that Fe produces the highest portion of mass emitted as nanoparticles below 108 nm of size. Comparing to the other fuels there is a clearly higher mass of Fe on almost all stages and the use of FBC (Fe) as tracer substance is well confirmed.

Regarding Calcium the very high emission for DEA in the back-up and in the 2nd stage is surprising.

On the other hand there are many stages (4, 7, 10, 11, and 13) with the highest amount of Ca for the fuel with FBC addition. The supplementary dosing of Ca with Motorex oil is visible only in four stages (1, 3, 5 and 8).

There are other sources of Ca-emission from the actual engine lube oil and it seems that the increased Ca-values are produced randomly in different particle size ranges.

Finally Ca must be regarded as not appropriate to be used as a tracer element.

Zink shows in all stages the highest amount for Motorex oil and a clear effect of the supplementary oil dosing in the fuel.

Table 6 summarizes the masses of elements Fe, Ca & Zn, which were found on the ELPI stages: all particle sizes, four smallest sizes and mass- percentage of the four smallest sizes. It can be stated that the trace substances Fe, Ca and Zn are present in the nanoaerosol in majority of mass (Fe 79%, Ca 75% and Zn 77%) at the lowest particle sizes below 100 nm. For Calcium (Motorex) nevertheless, it is not sure, how is the interference of other emission sources (like for Ca from DEA).

The summary masses of elements (Fe, Ca, and Zn) from all ELPI stages were recalculated for the entire exhaust gas mass, which passed through the engine during each respective 8 pts-test.

Moreover, the masses of elements which were dosed to the fuel during the tests were calculated (dosed tracer substances).

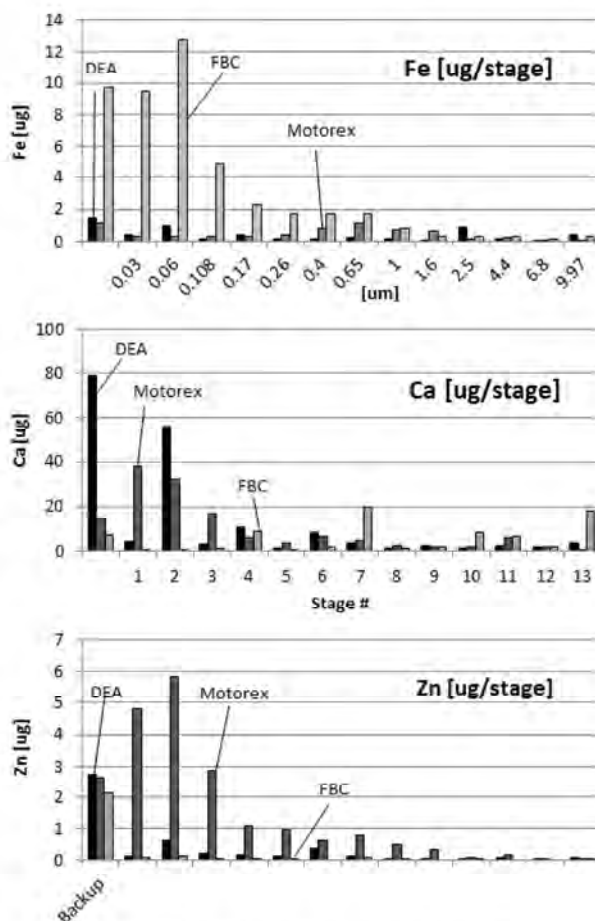


Fig. 10. Size-selective emissions in 8 pts-test

Table 6. Summary emissions on ELPI stages: all sizes, four smallest sizes and %-portion of four smallest sizes

		∑ all stages	∑ back-up + stage 1,2,3	% mass back-up + stage 1,2,3
Fe [ug]	DEA	5.84	3.02	51.8
	Motorex	6.65	2.13	32.0
	FBC	46.36	36.72	79.2
Ca [ug]	DEA	177.64	142.26	80.1
	Motorex	136.25	101.94	74.8
	FBC	77.89	9.44	12.1
Zn [ug]	DEA	4.99	3.78	75.6
	Motorex	20.87	16.11	77.2
	FBC	2.65	2.42	91.3

Figure 11 compares the integral emissions of Fe, Ca & Zn, which were measured on the ELPI-stages with the integral dosed masses introduced with fuel during the test.

For **Iron** it can be remarked:

- the variants of fuel DEA & Motorex emit similar masses of Fe (in the range 0.06 g/test),
- the fuel with FBC causes a clearly higher emission of 0.43 g/test,
- the dosed mass was 0.99 g/test Fe,
- from the Fe dosed with FBC 43.5% of mass was found as integral mass at all ELPI-stages.

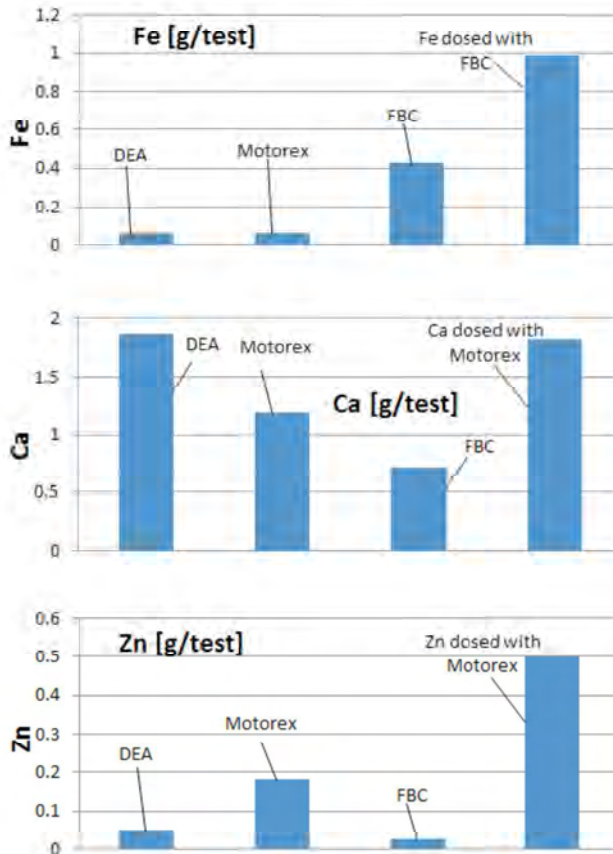


Fig. 11. Comparison of measured emissions & dosed tracer

Summarizing: the tracing with Fe is visible by increasing the Fe emission (here 7 times), nevertheless more than half of the dosed Fe stays in the engine.

For **Calcium** there are no logical relationships between the masses: “dosed” (Motorex) and “not dosed” (DEA & FBC) and contribution of the additives. It must be supposed that there are strong store/release effects of Ca in the system, which overlapped the testing efforts,

- from the Ca dosed with Motorex oil 65.5% of mass was found as integral mass at all ELPI-stages.

For **Zink** the emission with Motorex (dosed) is 3.5 – 7.3 times higher, than with DEA & FBC (not dosed), but it is also nearly 1/3 of the mass introduced by additives,

- from the Zn dosed with Motorex oil 36.6% of mass was found as integral mass at all ELPI-stages.

The effects which are observed with Zn are similar, as with Fe and both of them can be regarded as appropriate tracer substances.

## 6. Conclusions

The results can be summarized as follows:

- the SMPS particle size distributions show the highest increase of nanoparticle count concentrations in the nuclei mode (below 30 nm) with blending of 2% market oil (Motorex) to the fuel; with FBC 40ppm Fe this increased nuclei mode is lower and with 2% DEA oil there is no increase of NP-concentrations in nuclei mode,
- by blending of the market lube oil to the fuel the combined effects of metals or metal oxides from the additive packages and of the heavy HC's from the lube oil matrix contribute the most to the increase of nuclei mode,
- in the size-selective analysis Fe & Zn were found according to the dosing in majority of mass at the ELPI-stages below 100 nm: Fe 79% mass, Zn 77% mass,
- from the Fe dosed with FBC 43.5% of mass was found as integral mass at all ELPI-stages,
- from the Zn dosed with Motorex oil 36.6% of mass was found as integral mass at all ELPI-stages,
- Ca was found to be unappropriated as a tracer substance since the results were overlapped by other Ca-sources (engine lube oil) and some ELPI-stages without Ca-dosing showed higher emissions, than with Ca-dosing,
- from the Ca dosed with Motorex oil 65.5% of mass was found as integral mass at all ELPI-stages.

With these results it is confirmed, that the investigated metals, or metal oxides are emitted mostly in the lowest size range of the nanoaerosol, below 100 nm. The size selective sampling and analysis were confirmed as appropriate tools for investigations.

## Definitions/Abbreviations

AFHB	Abgasprüfstelle FH Biel, CH
BAFU	Bundesamt für Umwelt, (Swiss EPA)
BfE	Bundesamt für Energie
CFPP	cold filter plugging point
CLD	chemoluminescence detector
CNC	condensation nuclei counter
CPC	condensation particle counter
DC	Diffusion Charging sensor
DI	Direct Injection
DMA	differential mobility analyzer
DPF	Diesel Particle Filter
EC	Elemental carbon, European Community
ECU	electronic control unit
EDX	Energy dispersive x-ray detection
ELPI	Electric low pressure impactor
EMPA	Eidgenössische Material Prüf- und Forschungsanstalt, CH
FBC	Fuel Borne Catalyst = Fuel Additive = Regeneration Additive
FHNW	Fachhochschule Nordwest CH
FID	flame ionization detector
FOEN	Federal Office of Environment (BAFU), CH
HD	heavy duty
ICE	internal combustion engines
ICP-MS	Inductively coupled plasma mass spectrometry
JRC	EC Joint Research Center
LRV	Luftreinhalteverordnung, CH

ME	Matter Engineering, CH	PC	particle counts
MD19	heated minidiluter	PM	particulate matter, particle mass
NanoMet	NanoMetnanoparticle summary surface analyser (PAS + DC + MD19)	PSD	particle size distribution
NDIR	nondispersive infrared	PSI	Paul Scherrer Institute
NP	nanoparticles < 999 nm (SMPS-range)	SEM	Scanning Electron Microscopy
OAPC	Ordinance on Air Pollution Control	SMPS	Scanning Mobility Particle Sizer
OC	Organic carbon	TC	thermoconditioner, Total Carbon
OEM	original equipment manufacturer	TEM	Transient Electron Microscopy
OP	operating point	TTM	Technik Thermische Maschinen, CH
PAH	Polycyclic Aromatic Hydrocarbons	ULSD	ultra low sulfur Diesel
PAS	Photoelectric Aerosol Sensor	VERT	Verification of Emission Reduction Technologies (International Industry Association)

## Bibliography

- [1] Merkisz, J., Pielecha, J., Radzimirski, S. New Trends in Emission Control in the European Union. Springer 2014, VIII, 170 p. 131 illus. ISSN 2194-8119, ISBN 978-3-319-02704-3.
- [2] Mathis, U., Kaegi, R., Mohr, M., Zenobi, R. TEM analysis of volatile nanoparticles from particle trap equipped diesel and direct-injection spark-ignition vehicles. Atmospheric Environment 38 (2004) 4347-4355, April 2004
- [3] Liati, A., Schreiber, D., Dimopoulos Eggenschwiler, P., Dasilva, Y.A.R. Metal Particle Emissions in the Exhaust Stream of Diesel Engines: An Electron Microscope Study. Environmental Science & Technology, 2013, 47, 14495-14501.
- [4] Mayer, A., Czerwinski, J., Matter, U., Wyser, M., Scheidegger, Kieser, D., Weidhofer: VERT: Diesel Nano-Particulate Emissions: Properties and Reduction Strategies. SAE Technical Paper Nr. 980539, February 1998.
- [5] Mayer, A., Czerwinski, J., Ulrich, A., Wichser, A., Kasper, M., Mooney, J. Metal-Oxide Particles in Combustion Engines Exhaust. SAE Technical Paper 2010-01-0792.
- [6] Mayer, A., Czerwinski, J., Kasper, M., Ulrich, A., Mooney, J.J. Metal Oxide Particle Emissions from Diesel and Petrol Engines. SAE Technical Paper 2012-01-0841.
- [7] Buchholz, B.A., Dibble R.W., Rich, D., Cheng, A.S. Quantifying the contribution of lubrication oil carbon to particulate emissions from a diesel engine. SAE Technical Paper Nr. 2003-01-1987.
- [8] Bardasz, E.A., Cowling, S., Panesar, A., Durham, J., Tadrous, T.N. Effects of lubricant derived chemistries on performance of the catalyzed diesel particulate filters. SAE Technical Paper 2005-01-2168.
- [9] Vaaraslahti, K., Keskinen, J., Giechaskiel, B., Solla, A., Murtonen, T., Vesala, H. Effect of lubricant on the formation of heavy-duty diesel exhaust nanoparticles. Environmental Science & Technology, 2005, 39 (21), 8497-8504.
- [10] Kasper, M., Matter, U., Burtseher, H. NanoMet: On-Line Characterization of Nanoparticle Size and Composition. SAE Technical Paper 2000-01-1998.
- [11] Mayer, A., Ulrich, A., Czerwinski, J., Matter, U., Wyser, M. Retention of Fuel Borne Catalyst Particles by Diesel Particle Filter Systems. SAE Technical Paper 2003-01-0287.
- [12] Testing particle filter systems for internal combustion engines. Swiss Norm SN 277 206, Febr. 2011.
- [13] Marjamäki, M., Ntziachristos, L., Virtanen, A., Ristimäki, J., et al.. "Electrical Filter Stage for the ELPI." SAE Technical Paper 2002-01-0055, 2002, doi:10.4271/2002-01-0055.
- [14] <http://www.dekati.com>
- [15] Järvinen, A., Aitomaa, M., Rostedt, A., Keskinen, J., Yli-Ojanperä, J. Calibration of the new Electrical Low Pressure Impactor (ELPI+). Journal of Aerosol Science, vol 69, pp. 150-159.

Prof. Jan Czerwiński, DEng. – Laboratorium for IC-Engines and Exhaust Gas Control, University of Applied Sciences Biel-Bienne, Switzerland.

*Prof. dr Jan Czerwiński – Laboratorium Silników Spalinowych i Emisji Spalin, Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel-Bienne, Szwajcaria.*

e-mail: [jan.czerwinski@bfh.ch](mailto:jan.czerwinski@bfh.ch)



Andreas Mayer, MEng. – Technik Thermische Maschinen (TTM), Switzerland.

*Inż. Andreas Mayer – pracownik Termodynamicznej Techniki Maszyn (TTM), Szwajcaria.*

e-mail: [ttm.a.mayer@bluewin.ch](mailto:ttm.a.mayer@bluewin.ch)



Mr. Adrian Wichser – EMPA, Swiss Federal Laboratories for Material Testing and Research, Switzerland.

*Adrian Wichser – EMPA, Szwajcarskie Federalne Laboratorium Inżynierii Materiałowej i Technologii, Szwajcaria.*

e-mail: [Adrian.Wichser@empa.ch](mailto:Adrian.Wichser@empa.ch)



## Indexes of performance of combustion engines in hybrid vehicles during the UDC test

*An increased interest in hybrid drive systems allowing reduction of fuel consumption and emissions of harmful substances into the atmosphere, as well as their partial use as zero-emission vehicles promotes the development of these types of drive systems. The market analysis indicates an increased sale of hybrid drives in vehicles, and this means that actions taken towards reduction of fuel consumption are still valid. The aim of this article is to indicate the indexes of performance of combustion engines in hybrid vehicles during a part of the type-approval driving test. The article analyses Toyota hybrid vehicles with particular attention paid to the parameters of the hybrid drive system and the influence of the charge level of battery on the share of the combustion engine operation in the total time of the vehicle operation. The analysis was carried out for vehicles equipped with the Toyota Hybrid Synergy Drive system working with different types of high voltage battery.*

Key words: hybrid drive systems, combustion engine, electric motor, UDC drive test, energy recovery

### Użytkowe wskaźniki pracy silników spalinowych w pojazdach hybrydowych podczas testu UDC

*Zwiększone zainteresowanie układami napędu hybrydowego, które pozwalają na zmniejszenie zużycia paliwa, emisji składników szkodliwych do atmosfery, a także częściowe ich wykorzystanie jako pojazdów zeroemisyjnych skłania do rozwoju tych jednostek. Analizy rynkowe wykazują zwiększenie sprzedaży tych układów napędowych w pojazdach, co oznacza aktualność działań podejmowanych w celu zmniejszenia zużycia paliwa. Założeniem artykułu jest wykazanie użytecznych wskaźników pracy silnika spalinowego w pojazdach hybrydowych podczas części homologacyjnego testu jezdny. Dokonano analizy pojazdów hybrydowych firmy Toyota ze szczególnym uwzględnieniem parametrów układu napędu hybrydowego oraz wpływu stopnia naładowania akumulatorów na udział silnika spalinowego w ogólnym czasie pracy pojazdu. Analizy przeprowadzono dla pojazdów wyposażonych w system napędowy Toyota Hybrid Synergy Drive współpracujący z różnymi rodzajami akumulatorów wysokonapięciowych.*

Słowa kluczowe: układy napędu hybrydowego, silnik spalinowy, silnik elektryczny, test jezdny UDC, odzyskiwanie energii

#### 1. Introduction and justification of the subject of the research

Contemporary development of driving systems in vehicles involves the need to take into account often contradictory requirements concerning – on one hand – the environment protection by reducing emissions of harmful components of exhaust gases into the atmosphere, and – on the other hand – the need to obtain maximum performance parameters for these drive systems. Continuous reduction of the emissions of carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) limits promotes the search for new solutions of drive systems, enabling partial or total replacement of the combustion engine [8, 9, 10] according to the strategy of the share of drive systems shown in Fig. 1.

The analysis of the increase of the share of hybrid drive systems in population of all drive systems indicates significant potential for development of these drive systems (Fig. 2). This is a particularly important segment of vehicle market in the North America, however, the European market has also a significant share in the sale of such drive systems. The analysis conducted by the JDPower consulting company [5] indicates that the share of the vehicles with hybrid drive systems (HV – hybrid vehicle) in the market will increase from 2.2% in 2010 to 7.3% in 2020.

#### 1. Wprowadzenie i uzasadnienie tematyki badań

Obecny rozwój układów napędowych pojazdów związany jest z koniecznością uwzględniania często sprzecznych wymagań, które dotyczą – z jednej strony – ochrony środowiska przez ograniczanie emisji szkodliwych składników spalin do atmosfery, a z drugiej – dążenia do uzyskiwania maksymalnych wskaźników pracy tych jednostek. Ciągłe ograniczanie emisji dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>) skłania do poszukiwania nowych rozwiązań układów napędowych, umożliwiających częściowe lub całkowite zastąpienie silnika spalinowego [8, 9, 10], zgodnie z przedstawioną na rys. 1 strategią udziału napędów.

Wzrost udziału układów napędu hybrydowego w populacji wszystkich układów napędowych wskazuje na istnienie znacznego potencjału rozwojowego tych konstrukcji (rys. 2). Jest to szczególnie ważny segment rynku pojazdów w Ameryce Północnej, jednak rynek europejski ma także duży udział w sprzedaży tych napędów. Analiza firmy konsultingowej JDPower [5] wskazuje, że udział pojazdów z układami napędu hybrydowego (HV – hybrid vehicle) na rynku zwiększył się z 2,2% w 2010 roku do 7,3% w 2020 roku.

Stosowanie układów napędu hybrydowego w pojazdach umożliwiło firmie Toyota uzyskanie w 2012 roku średniej emisji drogowej CO<sub>2</sub> na poziomie 122 g/km. Firma ta

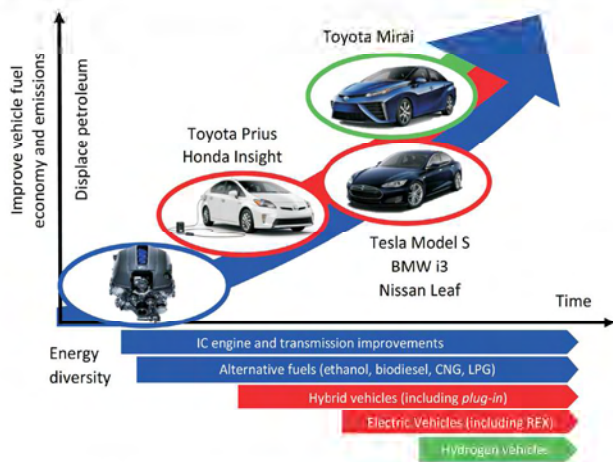


Fig. 1. Advanced propulsion technology strategy [7, 14]

Rys. 1. Strategia rozwoju układów napędowych pojazdów [7, 14]

Application of hybrid drives in vehicles enabled Toyota company to obtain in 2012 the average road emissions of CO<sub>2</sub> at a level of 122 g/km. This company has currently the largest share of vehicles in the fleet (23%) with the road emission of carbon dioxide below 100 g/km (these models are: iQ – 99 g/km, Aygo – 99 g/km, Yaris Hybrid – 79 g/km, Auris – 99 g/km, Auris Hybrid – 84 g/km, Auris Hybrid Touring Sports – 85 g/km, Prius – 89 g/km, Prius+ – 96 g/km, Prius plug-in Hybrid – 49 g/km, Lexus CT 200h – 87 g/km and Lexus IS 300h – 99 g/km).

### 2. Directions of research on the hybrid drives

The performance tests of the hybrid drive systems have been carried out since the beginning of their development. Currently a large emphasis is put on the co-operation of the combustion engine with the electric motor with particular attention paid to the significant share of the electric motor operation in total operation time of the hybrid drive system.

The research undertaken by the authors is a continuation of the subject concerning the analysis of the performance parameters of the hybrid drive systems [3, 10], the analysis of the influence of the charge level of battery on the operational conditions of these hybrid drive systems in the NEDC test [11] and the thermodynamic conditions of the combustion engine cooperating with the electric motor [2]. Currently carried out analysis concern the conditions of the hybrid drive system operation during the first part of the NEDC (New European Driving Cycle) test: driving in urban conditions (UDC test – urban driving cycle). These tests involved the latest designs of Toyota hybrid vehicles.

### 3. Hybrid Drives Development

The story of the sales of the mass-produced hybrid car by Toyota begins in 1997, when such propulsion was introduced into the market in Japan. In the first year 300 vehicles were sold, and a year later – 18 thousand. In 1999 there was

ma obecnie największy udział pojazdów we flocie (23%) z emisją drogową CO<sub>2</sub> poniżej 100 g/km (modelami firmy są: iQ – 99 g/km, Aygo – 99 g/km, Yaris Hybrid – 79 g/km, Auris – 99 g/km, Auris Hybrid – 84 g/km, Auris Hybrid Touring Sports – 85 g/km, Prius – 89 g/km, Prius+ – 96 g/km, Prius plug-in Hybrid – 49 g/km, Lexus CT 200h – 87 g/km oraz Lexus IS 300h – 99 g/km).

### 2. Kierunki badań układów napędu hybrydowego

Badania eksploatacyjne układów napędu hybrydowego prowadzone są od początku ich rozwoju. Obecnie duży nacisk jest położony na współpracę silnika spalinowego i elektrycznego, ze szczególnym uwzględnieniem znacznego udziału pracy silnika elektrycznego w całkowitym czasie pracy układu napędu hybrydowego.

Podjęte przez autorów artykułu badania są kontynuacją badań dotyczących analizy wskaźników eksploatacyjnych pojazdów hybrydowych [3, 10], wpływu naładowania aku-

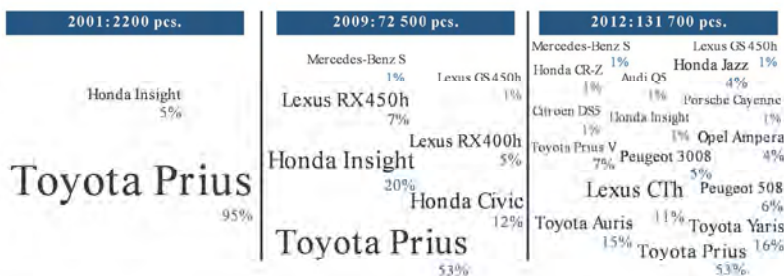


Fig. 2. Major manufacturers of hybrid drive systems in the European market [4]

Rys. 2. Główni producenci pojazdów hybrydowych na rynku europejskim [4]

mulatorów na warunki pracy układu napędu hybrydowego w teście NEDC [11] oraz termodynamicznych warunków pracy silnika spalinowego współpracującego z silnikiem elektrycznym [2]. Obecnie prowadzone badania dotyczą warunków pracy układu napędu hybrydowego podczas pierwszej części testu NEDC (new european driving cycle), czyli w teście miejskim UDC (urban driving cycle). Badania te związane są z najnowszymi konstrukcjami pojazdów hybrydowych firmy Toyota.

### 3. Rozwój układów napędu hybrydowego

Historia sprzedaży seryjnie produkowanych pojazdów hybrydowych przez firmę Toyota rozpoczęła się w 1997 roku, gdy takie pojazdy wprowadzono do sprzedaży w Japonii. W pierwszym roku sprzedano 300 pojazdów, a rok później – 18 tys. sztuk. W roku 1999 nastąpił wzrost sprzedaży prawie o 100% – do ponad 33 tys. sztuk.

Sprzedaż pojazdów Toyota Prius w Stanach Zjednoczonych rozpoczęła się w 2000 roku, jednak po zdobyciu nagrody Samochodu Roku na tym rynku w 2004 roku sprzedaż zwiększyła się z 36 tys. (2003 r.) do 47 tys., a okres oczekiwania na samochód wynosił do 6 miesięcy.

W roku 2007 w USA sprzedano ponad 180 tys. pojazdów Toyoty Prius, natomiast w następnym roku – 20 tys. miesięcznie. Do sukcesu sprzedaży modelu Prius na tym największym (poza Japonią) rynku przyczyniła się nota

nearly 100% increase in the sale – up to a level of over 33 thousand vehicles.

The sale of Toyota Prius in the United States started in 2000, however, after winning there the Car of the Year Award in 2004, the sale increased from 36 thousand (2003) up to 47 thousand vehicles, and waiting time for car amounted to 6 months.

In 2007 in the United States were sold more than 180 thousand Toyota Prius vehicles, while the next year the sale of this model achieved the level of 20 thousand cars per month. To the success of sales of Prius model on this largest (outside Japan) market contributed also a note from 2010 about Prius being the most economical car (the result: 50 miles (80 km) on one gallon of fuel (3.78 dm<sup>3</sup>)).

The first million of cars with the hybrid drive system Toyota sold after 9 years and 9 months since the beginning of the sale. Up to March 2014 (after 17 years of production), Toyota sold all over the world 6 million of such vehicles. Another million of vehicles with a hybrid drive system the company has sold in just six months, that is since September 2014 (Fig. 3).

The first Toyota Prius vehicle of the first generation was brought to Poland in 1999. This vehicle is currently used by the distributor of this company, i.e. Toyota Motor Poland with headquarters in Warsaw.

Currently in Poland five Toyota vehicles with hybrid drive system are available on the market (models: Yaris, Auris hatchback and estate, Prius of the 3rd generation sold since 2009 and Prius *plug-in*, as well as the biggest one – Prius+).

In recent years in Poland there has been a significant increase in the sales of cars with hybrid drives. Data from the last 4 years is shown in Fig. 4.

Every fourth Toyota vehicle sold in Poland is the Auris model (60% of sold vehicles are the hybrid vehicles of the estate type – Touring Sports).

The sale of the two most popular models of Toyota's hybrid drives in Poland in the years 2012-2014 is shown in Fig. 5.

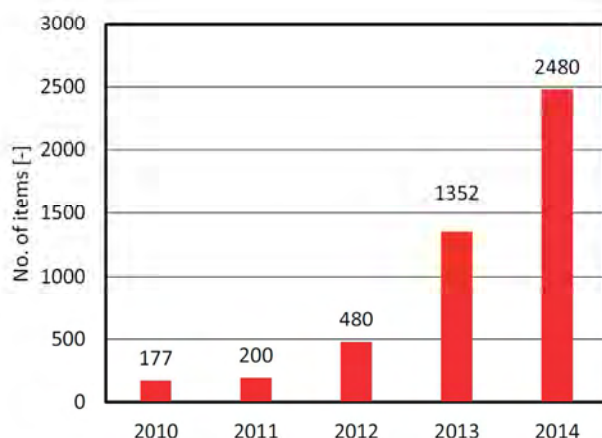


Fig. 4. The sale of Toyota hybrid vehicles in Poland in years 2010-2014 [12]  
Rys. 4. Sprzedaż pojazdów hybrydowych firmy Toyota w Polsce w latach 2010-2014 [12]

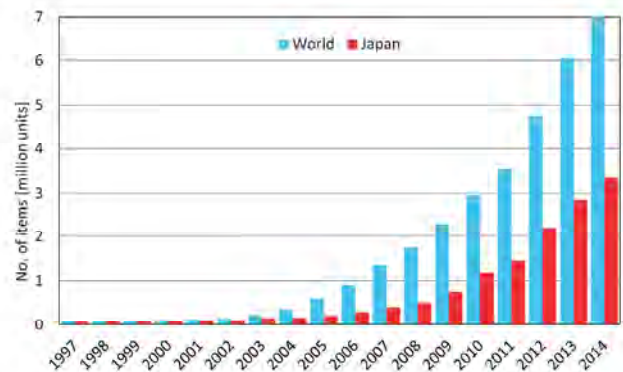


Fig. 3. The global sale of Toyota hybrid vehicles [15]

Rys. 3. Światowa sprzedaż samochodów hybrydowych firmy Toyota [15]

z 2010 roku o najbardziej ekonomicznym samochodzie (wynik 50 mil (80 km) na jednym galonie paliwa (3,78 dm<sup>3</sup>)).

Pierwszy milion samochodów z układami napędu hybrydowego firma Toyota sprzedała po 9 latach i 9 miesiącach od rozpoczęcia sprzedaży. Do marca 2014 roku (po 17 lat produkcji) firma Toyota sprzedała na całym świecie 6 milionów tych samochodów. Kolejny milion samochodów hybrydowych firma sprzedała w pół roku, czyli do września 2014 roku (rys. 3).

Pierwszy egzemplarz samochodu Toyota Prius I, generacji sprowadzono do Polski w 1999 roku. Samochód ten obecnie jest eksploatowany przez dystrybutora tej firmy, tj. Toyotę Motor Poland z siedzibą w Warszawie. Obecnie w Polsce sprzedawanych jest pięć modeli pojazdów firmy Toyota z napędem hybrydowym (model Yaris, Auris z nadwoziem hatchback oraz kombi, Prius 3. generacji, sprzedawany od 2009 roku oraz Prius *plug-in* i największy z nich – Prius+).

W ostatnich latach w Polsce nastąpił duży wzrost sprzedaży samochodów z napędem hybrydowym. Dane z ostatnich 4 lat przedstawiono na rys. 4.

Co czwarty sprzedawany w Polsce model Toyoty to Auris (60% sprzedaży pojazdów dotyczy modelu z napędem hybrydowym z nadwoziem kombi – Touring Sports), w Polsce

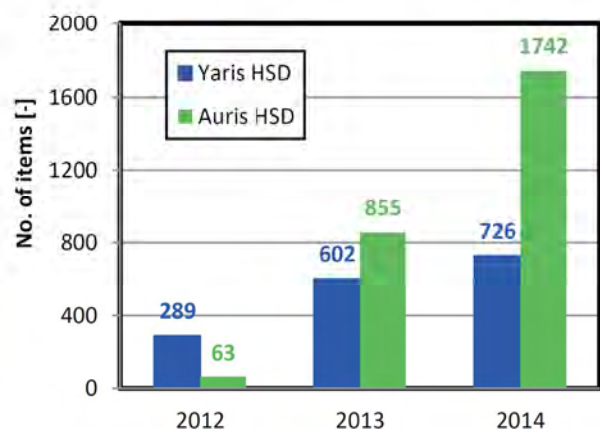


Fig. 5. The sale of popular models of Toyota hybrid drives in Poland [12]  
Rys. 5. Wielkość sprzedaży popularnych modeli firmy Toyota z napędem hybrydowym w Polsce [12]

#### 4. Research methodology

Tests of hybrid vehicles in conditions of driving test were conducted with the use of three models of vehicles from Toyota (Table 1). These vehicles had the same solutions of the hybrid drive system, but different types and capacities of the high voltage electric batteries [13, 14]. The research concerned the influence of the charge level of battery (SOC – state of charge) on the share of operation of the combustion engine and electrical motor in the UDC drive test.

The tests of hybrid vehicles in the UDC drive tests were carried out on the chassis dynamometer at the Motor Transport Institute in Warsaw: the bench tests were conducted on the chassis dynamometer of RPL 1220/12 113/GPM 200 type by Zöllner with a roller of 48" diameter with electric simulation of the movement resistance and vehicle inertia (Fig. 6). The measurements, for the purpose of the com-

parison, were performed during the UDC drive test, which reflects the urban traffic conditions. The main performance indexes of the drive system were measured with the use of the diagnostic tester: the combustion engine speed –  $n$ , electric motor speed –  $n_{MG2}$ , generator speed –  $n_{MG1}$ , charge level of the high voltage battery – SOC and vehicle speed –  $V_{veh}$ . Based on these parameters, the performance indexes for the drive system were calculated for the EV

#### 4. Metodyka badań

Wielkość sprzedaży dwóch najbardziej popularnych modeli Toyoty z napędem hybrydowym w Polsce w latach 2012-2014 przedstawiono na rys. 5.

Badania pojazdów hybrydowych w warunkach testu jezdnego prowadzono z wykorzystaniem trzech modeli firmy Toyota (tabl. 1). Pojazdy te cechowały się jednakowymi rozwiązaniami układu napędu hybrydowego przy zróżnicowanych rodzajach i pojemnościach elektrycznych akumulatorów wysokonapięciowych [13, 14]. Badania dotyczyły wpływu stopnia naładowania akumulatorów (SOC – *state of charge*) na udział pracy silnika spalinowego i elektrycznego w teście UDC.

W artykule przedstawiono badania pojazdów hybrydowych w testach jezdnych UDC przeprowadzonych na hamowni podwoziowej w Instytucie Transportu Samochodo-

Table 1. Types and characteristics of batteries of the hybrid vehicles and the test conditions [14, 15]

Tablica 1. Rodzaje i charakterystyka akumulatorów pojazdów hybrydowych oraz warunki prowadzenia badań [14, 15]

Quantity/wielkość		Toyota Prius <i>plug-in</i>	Toyota Prius+	Toyota Auris Touring Sport Hybrid
Battery type/rodzaj akumulatorów		Li-Ion	Li-Ion	NiMH
No. of cell/liczba ogniw	szt.	56 (4 x 14)	56 (2 x 28)	168 (6 x 28)
Battery capacity/pojemność elektryczna akumulatorów	A·h	21.5	5	6.5
Nominal voltage/napięcie znamionowe	V	207.2	←	201.6
ICE displacement/objętość skokowa silnika spalinowego	cm <sup>3</sup>	1798	←	←
Maximum power output/maksymalna moc wyjściowa układu	kW	100	←	←
Maximum speed/prędkość maksymalna	kph	180	165	175
Acceleration 0–100 kph/przyspieszenie 0–100 km/h	s	10.7	11.3	11.2
EV mode vehicle range/zasięg pojazdu w trybie EV	km	24	2	←
Test conditions/warunki prowadzenia badań				
SOC min	%	20	40	40
SOC max	%	85	70	60

parison, were performed during the UDC drive test, which reflects the urban traffic conditions. The main performance indexes of the drive system were measured with the use of the diagnostic tester: the combustion engine speed –  $n$ , electric motor speed –  $n_{MG2}$ , generator speed –  $n_{MG1}$ , charge level of the high voltage battery – SOC and vehicle speed –  $V_{veh}$ . Based on these parameters, the performance indexes for the drive system were calculated for the EV

dowego w Warszawie. Badania stanowiskowe wykonano na hamowni podwoziowej firmy Zöllner typu RPL 1220/12 C 221 113/GPM 200 z rolką o średnicy 48" z elektryczną symulacją oporów ruchu i bezwładności pojazdu (rys. 6). Do celów porównawczych prowadzono badania w teście UDC, który odwzorowuje miejskie warunki ruchu pojazdu. Główne wskaźniki operacyjne układu napędu hybrydowego mierzono z użyciem testera diagnostycznego: prędkość

obrotową silnika spalinowego –  $n$ , prędkość obrotową silnika elektrycznego –  $n_{MG2}$ , prędkość obrotową generatora –  $n_{MG1}$ , stopień naładowania akumulatora wysokonapięciowego – SOC oraz prędkość pojazdu –  $V_{veh}$ . Na podstawie powyższych wielkości obliczono wskaźniki oceny pracy układu napędowego w trybie EV (elektrycznym) oraz w trybie HV (hybrydowym). Stopień naładowania akumulatora – SOC był wielkością bazową



Fig. 6. Test stand: 1 – chassis dynamometer, 2 – tested vehicle, 3 – protection belts, 4 – fan, 5 – diagnostic computer, 6 – monitor showing the UDC drive test parameters

Rys. 6. Stanowisko badawcze: 1 – hamownia podwoziowa, 2 – pojazd badawczy, 3 – pasy zabezpieczające, 4 – wentylator, 5 – komputer diagnostyczny, 6 – monitor wyświetlający parametry testu UDC

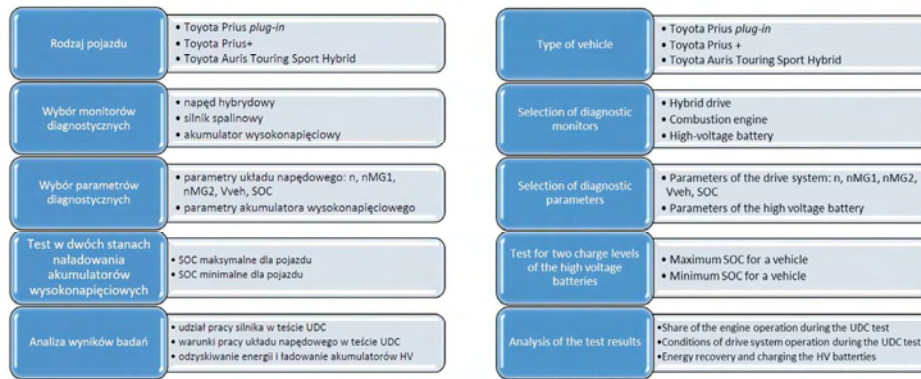


Fig. 7. Systematics of the conducted research on the hybrid drives

Rys. 7. Systematyka prowadzonych badań pojazdów hybrydowych

mode (electric mode) and HV mode (hybrid mode). The charge level of the battery – SOC was the basis for each test, as one of the purposes of the work was to compare the dependency of the frequency of starts and time of operation of the combustion engines on the charge level of the battery. For so formulated research aim, two tests of each of the three vehicles were conducted. The first test run involved the determined minimum SOC level for a given drive system, and the other – the maximum possible charge level of battery for a given vehicle.

The analysis of the operation conditions was conducted in accordance with the diagram shown in Fig. 7.

## 5. Characteristics of operation of the hybrid drive system in the UDC drive test

### 5.1. Influence of the charge level of battery on the number of engine starts

The tests of the hybrid drives were carried out for the UDC drive test, during which the influence of the charge level of battery on the operational conditions of these drives was determined. In Figure 8 is shown a change of the SOC value in relation to the speed of the vehicle observed during the tests. Test UDC drive tests includes four elementary ECE R15 cycles, during which the vehicle is accelerated to the speed of 50 kph [1, 6]. The average speed of the vehicle in the UDC drive test achieved  $V_{av} = 17.5$  kph. Table 2 shows the difference between the registered initial and final values of SOC.

The hybrid drive of the tested vehicles allows operation of the combustion engines and electric motors in several modes: EV (electric propulsion) – propulsion only using electricity accumulated in the high voltage battery and HV (hybrid propulsion) – propulsion utilising the combustion engine and electric motor. A characteristic feature in this division is the number of starts of the combustion engine during the UDC drive test. Figure 9 shows the number of starts of combustion engine taking into account the initial charge level of the battery.

Analysis of Fig. 9 shows that number of starts of the combustion engine in the UDC drive test is the same for all tested vehicles (apart from Prius *plug-in* model), but the conditions of starting and the operation time are different. For

w każdym teście, gdyż jednym z celów pracy było porównanie częstości uruchomień i czasu pracy silnika spalinowego od stanu naładowania akumulatora. Dla tak sformułowanego celu badawczego przeprowadzono po dwa testy każdego z trzech pojazdów. Pierwszy przejazd dotyczył ustalonego minimalnego poziomu SOC dla danego układu napędowego, a drugi – maksymalnego możliwego dla danego pojazdu stopnia naładowania akumulatorów.

Analizę warunków pracy układów napędowych prowadzono zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 7.

## 5. Charakterystyka pracy układu napędu hybrydowego w teście UDC

### 5.1. Wpływ stopnia naładowania akumulatora na liczbę uruchomień silnika

Badania pojazdów hybrydowych wykonano w teście UDC, podczas którego określono wpływ stopnia naładowania akumulatorów na warunki pracy napędów. Na rysunku 8, na tle zadanej prędkości pojazdu, przedstawiono zmianę wartości SOC podczas trwania testów. Test UDC składa się z czterech elementarnych cykli ECE R15, podczas których pojazd rozpędzany jest do prędkości 50 km/h [1, 6]. Średnia prędkość pojazdu w teście UDC wynosiła  $V_{sr} = 17,5$  km/h. W tabelicy 2 przedstawiono różnicę między zarejestrowanymi początkowymi i końcowymi wartościami SOC.

Układy napędu hybrydowego badanych pojazdów umożliwiają pracę w kilku trybach wykorzystania silników spalinowego i elektrycznego: EV (*electric propulsion*) – napęd wyłącznie z wykorzystaniem energii elektrycznej zgromadzonej w akumulatorze wysokonapięciowym oraz HV (*hybrid propulsion*) – napęd wykorzystujący silnik spalinowy i silnik elektryczny. Charakterystycznym elementem tego podziału jest liczba uruchomień silnika spalinowego podczas testu UDC. Na rysunku 9 przedstawiono liczbę uruchomień silnika spalinowego uwzględniającą początkową wartość naładowania akumulatora.

Analiza rysunku 9 wskazuje na jednakową liczbę uruchomień silnika spalinowego w teście UDC (poza pojazdem Prius *plug-in*), jednak warunki uruchomienia silnika i czas pracy są odmienne. Dla małych wartości SOC silnik spalinowy uruchamiany był już podczas minimalnego lub częściowego przyspieszenia, natomiast dla dużego SOC – podczas zwiększonego obciążenia wynikającego z warunków testu. Przykładowe warunki, których spełnienie umożliwia uruchomienie trybu elektrycznego zestawiono w tabelicy 3.

### 5.2. Warunki pracy układu napędowego

Liczba uruchomień silnika spalinowego umożliwiła wyznaczenie czasu jego pracy w teście UDC (rys. 10),

Table 2. Changes in the charge level of batteries of the tested vehicles in the UDC drive test

Tablica 2. Zmiany stopnia naładowania akumulatorów w badanych pojazdach podczas testu UDC

Vehicle/pojazd	SOCstart	SOCend	ΔSOC
Prius plug-in	19.2	19.2	0
	85.4	74.1	-11.3
Prius+	39.6	49.4	+9.8
	70.1	50.9	-19.2
Auris	41.9	48.2	+6.3
	60.7	47.8	-12.9

small values of SOC the combustion engine was started even for minimal or partial acceleration, while for larger values of SOC – during an increased load ensuing from the test conditions. Examples of driving conditions for which activation of the electric mode is possible are shown in Table 3.

5.2. Operating conditions of the drive system

The number of starts of combustion engine enables determining its operation time during the UDC drive test (Fig. 10), with the division into the elementary parts. The operation time share of the combustion engine is highest in tests with the minimum charge level of the battery. It is also the highest for the first cycle of the UDC drive test in which the combustion engine operates longer because of the warm-up phase and its function as a generator.

The operation of the combustion engine in conditions of varying speeds and loads in the function of the charge level of the batteries is shown in Fig. 11. The analysed characteristics do not indicate the existence of the dependency between the manner of combustion engine operation and the charge

z podziałem na elementarne fragmenty. Czas pracy silnika spalinowego jest największy w testach przy minimalnym stopniu naładowania akumulatorów. Jest on również największy dla pierwszego cyklu UDC, w którym silnik spalinowy pracował dłużej (niż w innych fragmentach tego testu) ze względu na fazę jego rozgrzewania oraz pełniąc funkcję generatora.

Pracę silnika spalinowego w zmiennych warunkach prędkości i obciążenia w zależności od stopnia naładowania akumulatorów przedstawiono na rys. 11. Analizowane charakterystyki nie wskazują na istnienie zależności między warunkami pracy silnika spalinowego a wielkością naładowania akumulatorów. Analiza pracy tych jednostek napędowych wskazuje równocześnie na uzyskiwanie niewielkich prędkości obrotowych silników spalinowych przy

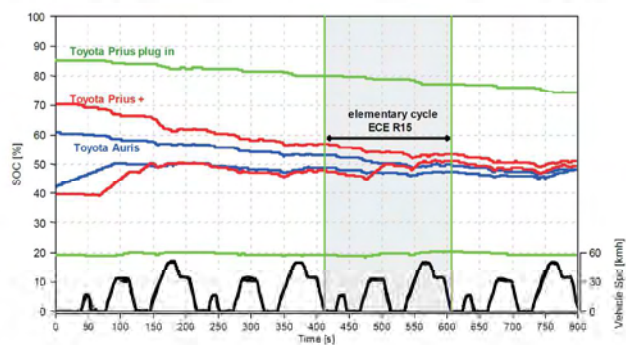


Fig. 8. The analysis of the charge level of batteries of hybrid vehicles in the UDC drive test

Rys. 8. Analiza stopnia naładowania akumulatorów pojazdów hybrydowych w teście jeżdżym UDC

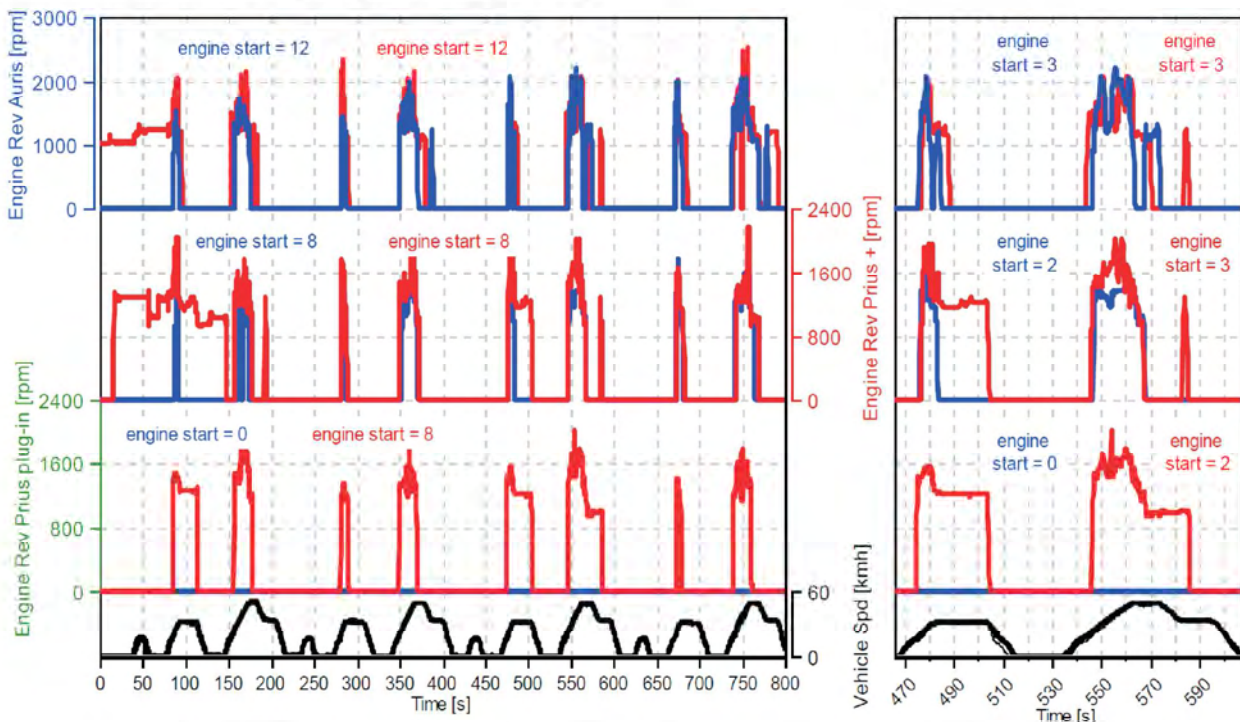


Fig. 9. An analysis of the number of combustion engine starts (red – SOCmin, blue – SOCmax)

Rys. 9. Analiza liczby uruchomień silnika spalinowego (kolor czerwony – SOCmin, niebieski – SOCmax)

Table 3. Selected conditions required to activate EV mode in a vehicle [15]  
 Tablica 3. Wybrane warunki wymagane do uruchomienia pojazdu w trybie EV [15]

Vehicle/pojazd	Activation conditions/warunki działania
Auris/Prius+	<ul style="list-style-type: none"> <li>– temperature of the engine coolant is approx. 0°C or higher/temperatura płynu chłodzącego silnika wynosi ok. 0°C lub więcej,</li> <li>– the battery charge level (SOC) is at least 50%/wartość stanu naładowania SOC wynosi co najmniej 50%.</li> <li>– the vehicle speed is approx. 30 kph or lower (when the engine is cold)/prędkość pojazdu – ok. 30 km/h lub mniej (przy zimnym silniku),</li> <li>– the vehicle speed is approx. 45 kph or lower (when the engine is warm)/prędkość pojazdu – ok. 45 km/h lub mniej (przy rozgrzanym silniku),</li> <li>– rear window heating is turned off/ogrzewanie tylnej szyby jest wyłączone.</li> <li>– the system maintaining constant driving speed is turned off/układ utrzymywania stałej prędkości jazdy jest wyłączony</li> </ul>
Prius plug-in	<ul style="list-style-type: none"> <li>– the vehicle speed is approx. 100 kph or lower/prędkość pojazdu wynosi ok. 100 km/h lub mniej,</li> <li>– the position of the accelerator pedal is within the range/położenie pedału przyspieszenia jest w zakresie:               <ul style="list-style-type: none"> <li>a) below 40% for higher speeds/poniżej 40% dla dużych prędkości,</li> <li>b) below 80% for lower speeds/poniżej 80% dla małych prędkości,</li> </ul> </li> <li>– no air conditioning activated/brak wymuszenia działania układu klimatyzacji</li> </ul>

level of the battery. The analysis of operation of those drive systems indicates simultaneously obtaining insignificant combustion engine speeds at quite significant loads. It means that these systems use the operational ranges of the engine with high general efficiency. Quite characteristic is formation of the conditions of engine operation for higher engine speeds (above idling) in conditions of minimum loads, and much higher loads for speeds of 1000–1500 rpm. Similar characteristics were obtained by the authors during tests of another of the hybrid drive system [11].

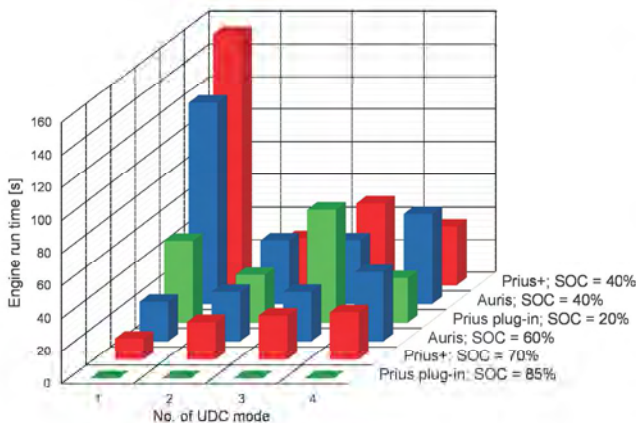


Fig. 10. The operation time share of the combustion engine in particular phases of the UDC test depending on the charge level of the batteries

Rys. 10. Czas pracy silnika spalinowego w poszczególnych fazach testu UDC w zależności od stopnia naładowania akumulatorów

The above-mentioned analysis does not allow obtaining a full characterization of performance parameters of combustion engines; therefore the frequency of their operation was determined for ranges of the engine speeds (Fig. 12). The analysis of this figure indicates the existence of significant share (sampling was carried out at regular intervals) of engine operation time for speeds from within the range of 1200–1600 rpm. Regardless of the charge level of the battery, the share of operation time of the combustion engine in the mentioned range of engine speeds was the highest.

dość znacznym ich obciążeniu. Oznacza to, że jednostki te wykorzystują obszary pracy o dużej sprawności ogólnej silnika. Charakterystyczne jest kształtowanie warunków pracy silnika podczas podwyższonej prędkości obrotowej (powyżej biegu jałowego) w warunkach minimalnego obciążenia oraz znaczne zwiększenie obciążenia przy prędkości 1000–1500 obr/min. Podobne charakterystyki uzyskano podczas badań innego układu napędu hybrydowego [11].

Powyższe analizy nie dały pełnej charakterystyki warunków pracy silników spalinowych i dlatego wyznaczono częstości ich pracy w przedziałach prędkości obrotowych – rys. 12. Analiza tego rysunku wskazuje na istnienie znacznego udziału czasu pracy (próbkiowanie odbywało się w stałych przedziałach czasu) silnika przy prędkości obrotowej w zakresie 1200–1600 obr/min. Niezależnie od stopnia naładowania akumulatorów udział czasu pracy silnika spalinowego we wspomnianym przedziale prędkości obrotowych jest największy.

Czas pracy silnika spalinowego posłużył do wyznaczenia drogi przebytej przez pojazd w trybie hybrydowym oraz elektrycznym (tryb ten rozpoznawano przez analizę zerowej prędkości obrotowej silnika spalinowego). Na rysunku 13 przedstawiono skumulowane wartości drogi przebytej przez pojazdy w takich trybach jazdy. Większy początkowy stopień naładowania akumulatorów umożliwia uzyskanie większego zasięgu pojazdów w trybie elektrycznym. Z przeprowadzonych badań wynika, że zasięg pojazdu w trybie elektrycznym zależy nie tylko od stopnia naładowania akumulatorów, ale również od ich pojemności. Dla pojazdów Toyota Auris, Prius+ oraz Prius plug-in uzyskano podobne zasięgi w trybie elektrycznym przy zróżnicowanych wartościach SOC. Pojazd Toyota Prius plug-in ma zastosowane akumulatory o większej pojemności elektrycznej (Li-Ion), dzięki czemu przy mniejszej wartości początkowego SOC, w porównaniu do pozostałych badanych pojazdów, zasięg w trybie EV jest jednakowy. Jednakże ogólna tendencja wskazuje na zwiększenie zasięgu w trybie elektrycznym wraz ze zwiększeniem stopnia naładowania akumulatorów. Po przekroczeniu wartości SOC = 70% udział pracy silnika spalinowego w napędzie pojazdu jest minimalny. Dla pojazdu o wartości naładowania akumulatorów SOC = 85% (pełne naładowanie

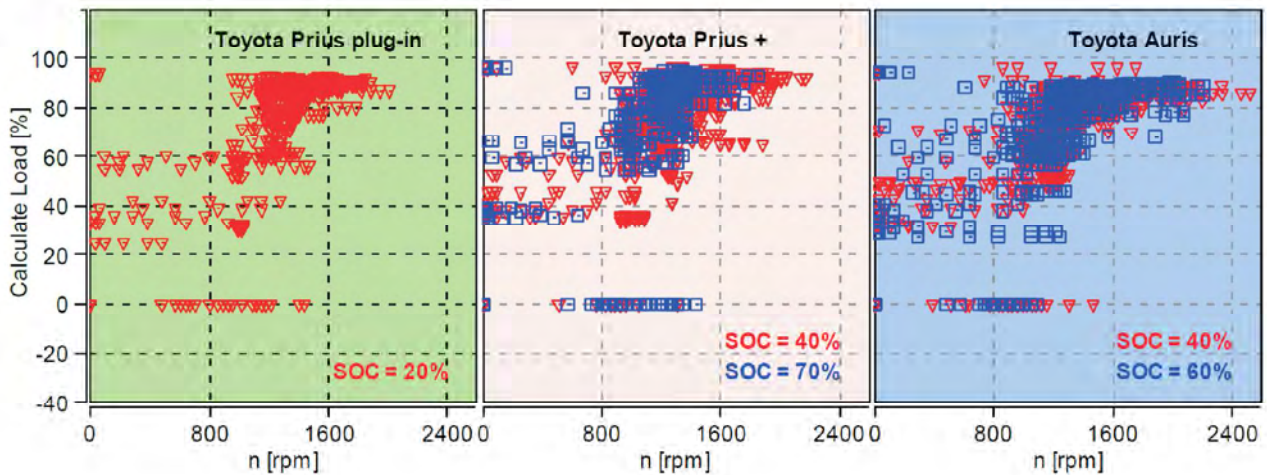


Fig. 11. The operational range of the combustion engine for different initial charge levels of accumulators (frequency of sampling – below 500 ms)  
 Rys. 11. Obszary pracy silnika spalinowego przy zróżnicowanych poziomach początkowego stopnia naładowania akumulatorów (częstotliwość próbkowania poniżej 500 ms)

The share of combustion engine operation time was used to determine the distance travelled by the vehicle in hybrid and electric mode (this mode was recognised on the basis of zero speed of the combustion engine). Figure 13 shows the cumulative distance travelled by vehicles in such driving modes. Higher initial charge level of batteries enabled obtaining further distances of the vehicle in the electric mode. The test results indicate that the distance travelled by the vehicle in the electric mode depends not only on the charge level of batteries but also on their capacity. For Toyota Auris, Prius+ and Prius *plug-in* vehicles were obtained similar distances in the electric mode for different values of SOC. Toyota Prius *plug-in* uses battery with higher electric capacity (Li-Ion) due to which at lower value of initial SOC, compared to the remaining vehicles, the distances travelled in EV mode were identical. However, the overall trend indicates an increase of the distances travelled in the electric mode with the increasing charge level of the battery. After obtaining

z gniazda sieciowego) nie występuje uruchomienie silnika spalinowego w teście jezdnym UDC. Oznacza to, że duże wartości naładowania akumulatorów mogą zapewnić duży zasięg pojazdu w trybie elektrycznym, szczególnie podczas jazdy miejskiej.

Na rysunku 14 przedstawiono procentowy udział wybranego układu napędowego w czasie testu. Z analizy tego rysunku wynika, że udział pracy pojazdu z wykorzystaniem tylko napędu elektrycznego wynosi ponad 50% całego testu UDC. Wartości takie otrzymano przy minimalnym poziomie naładowania akumulatorów. Zwiększenie stopnia naładowania akumulatorów powoduje, że udział ten wynosi ponad 65%. Dla pojazdu Toyota Prius *plug-in*, dla którego poziom naładowania akumulatorów wynosił 85%, przejazd całego testu UDC odbywał się w trybie elektrycznym.

Podczas poruszania się pojazdu w trybie elektrycznym (EV) napęd na koła realizowany jest tylko przez silnik elektryczny (MG2). Na rysunku 15 przedstawiono obszary

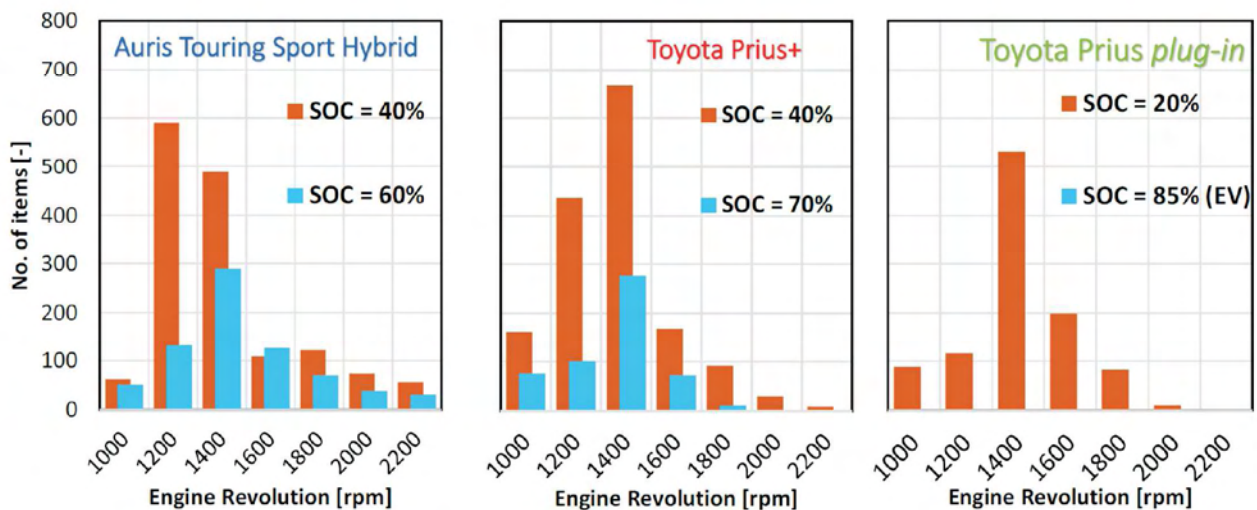


Fig. 12. The interval analysis of combustion engine speeds within particular ranges in the UDC drive test

Rys. 12. Analiza przedziałowa prędkości obrotowej silnika spalinowego w teście UDC

the SOC value = 70% the share of the combustion engine in the vehicle propulsion is minimal. For a vehicle with charge level of batteries SOC = 85% (fully charged from the mains socket) the combustion engine in the UDC drive test is not activated at all. It means that large values of charge level of battery (SOC) can provide significant range of operation of a vehicle in the electric mode, especially when driving in urban conditions.

Figure 14 shows the percentage share of the selected propulsion modes during the test. From the analysis of this figure ensues that the share of vehicle operation using only electric motor amounts to more than 50% of the whole time of the UDC drive test. Such values were obtained only for minimum charge level of batteries. An increase in the charge level of the batteries caused an increase in this share to more than 65%. For Toyota Prius *plug-in* vehicle, for which the charge level of battery was 85%, the whole UDC test run was in electric mode.

During the vehicle operation in the electric mode (EV) the wheels are propelled only by the electric motor (MG2). Figure 15 shows operation areas of this engine in the UDC drive test. From the operation conditions of the vehicle (the same drive test) ensue characteristic operation ranges of the engine MG2. A slightly larger load of the electric motor mounted in the Toyota Auris vehicle should be noted, particularly for low speeds of this engine. Electric propulsion of Toyota Prius+ uses lower values of the torque at high engine speeds; however, the conditions of energy recovery are similar for all tested vehicles (negative torque values are shown in Fig. 15).

The analysis of the share of combustion engine operation time in the UDC drive test enables estimating not only the time of its operation (Fig. 16a), but also allows detailed analysis of operating conditions. The figure shows the conditions of combustion engine and electric motor operation at the minimum charge level of the battery. The results of the analysis indicate the minimum share of idling (it applies to each vehicle). A significant share of operation time of the combustion engine in the time of the entire drive test (the shares at levels of 0.05) applies to large loads at average engine speeds. These are ranges of high efficiency of the combustion engine. Additionally, the results of the analysis are shown as the function of the relative load, which does

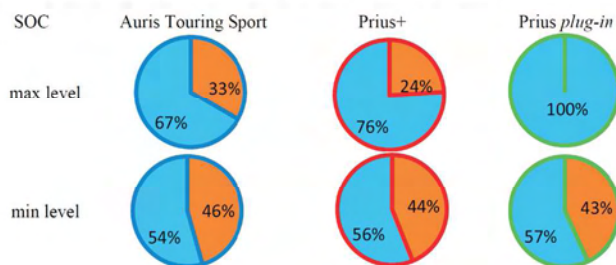


Fig. 14. The percentage share of the distance travelled with the use of electric propulsion (EV – blue) and hybrid propulsion (HV – orange) in the UDC drive test

Rys. 14. Udział procentowy przebytej drogi z wykorzystaniem układu napędu elektrycznego (EV – niebieski) oraz hybrydowego (HV – pomarańczowy) w teście UDC

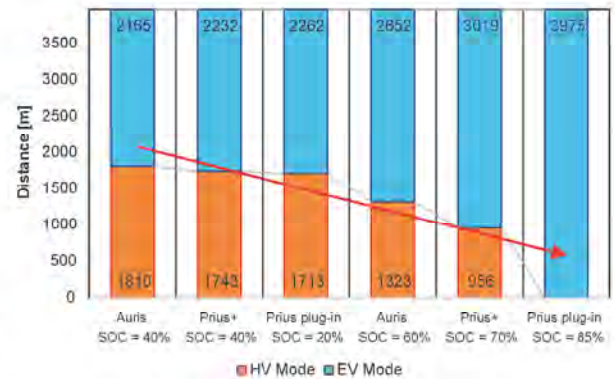


Fig. 13. Accumulated distances travelled by a vehicle in EV and HV modes depending on the initial charge level of accumulators in the UDC drive test

Rys. 13. Skumulowany zasięg pojazdu w trybie EV i HV w zależności od początkowego stopnia naładowania akumulatorów w teście UDC

pracy tego silnika w teście UDC. Z warunków pracy pojazdu (ten sam test jezdny) wynikają charakterystyczne obszary pracy silnika MG2. Należy zauważyć nieco większe obciążenia silnika elektrycznego zamontowanego w pojeździe Toyota Auris, szczególnie przy jego małych prędkościach obrotowych. Układ napędu elektrycznego Toyoty Prius+ wykorzystuje mniejsze wartości momentu obrotowego przy dużych prędkościach obrotowych, jednak warunki odzyskiwania energii są zbliżone dla wszystkich badanych pojazdów (ujemne wartości momentu obrotowego widoczne na rys. 15).

Analiza pracy silnika spalinowego w teście UDC pozwala na oszacowanie nie tylko czasu jego pracy (rys. 16a), ale również umożliwia szczegółową ocenę warunków pracy. Na rysunku tym przedstawiono warunki pracy silników spalinowego i elektrycznego przy minimalnym stopniu naładowania akumulatorów. Wyniki analiz wskazują na minimalny udział biegu jałowego (dotyczy to każdego z pojazdów). Znaczny czas pracy silnika spalinowego w całym teście (z udziałami na poziomie 0,05) dotyczy dużych obciążeń w zakresie średnich prędkości obrotowych. Są to obszary dużej sprawności silnika spalinowego. Wyniki tych analiz dodatkowo przedstawiono w odniesieniu do względnego obciążenia, co nie wskazuje jednoznacznie na wartości momentu obrotowego (jest to obciążenie względne przy danej prędkości obrotowej). Z tego powodu przy mniejszych prędkościach obrotowych wyznaczone są znaczne obciążenia.

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że mały stopień naładowania akumulatorów zwiększa czas pracy silnika spalinowego w teście UDC. Początkowe zwiększenie stopnia naładowania akumulatora o 10% zmniejsza czas pracy silnika spalinowego o około 60 s (dla Toyoty Prius+ oraz Toyoty Auris) oraz o około 30 s dla Toyoty Prius plug-in (wynika to z większej pojemności elektrycznej akumulatorów).

Warunki pracy silnika elektrycznego (rys. 16b) dotyczą obszarów zróżnicowanych pod względem sprawności. Jednak duży udział pracy tego silnika w całym zakresie testu UDC przypada przy dużych wartościach sprawności (obszar

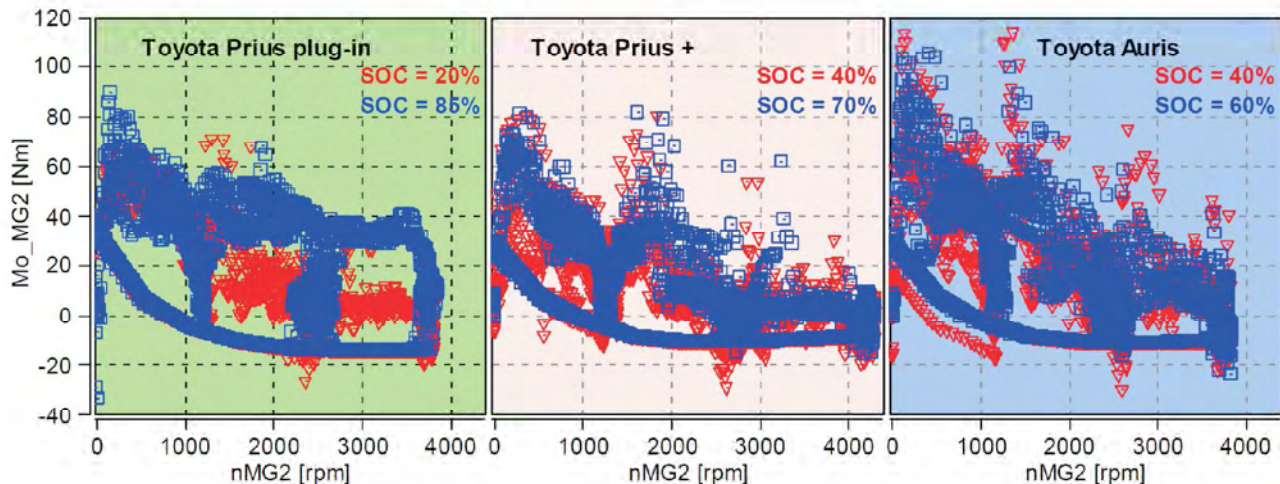


Fig. 15. Ranges of operation of electric motor MG2

Rys. 15. Obszary pracy silnika elektrycznego MG2

not clearly indicate the torque values (this is the relative load at a given engine speed). For this reason, at lower engine speeds occur significant loads.

On the basis of tests conducted, it was concluded that low charge level of the battery increases the combustion engine operation time in the UDC drive test. The initial increase of the charge level of battery by 10% reduces the combustion engine operation time to approximately 60 s (for Toyota Prius+ and Toyota Auris) and to approximately 30 s for Toyota Prius *plug-in* (which is associated with higher electric capacity of the battery).

Conditions of operation of electric motor (Fig. 16b) apply to ranges differing in terms of efficiency. However, significant share of this engine operation in the whole range of the UDC test falls within high values of efficiency (range from 1600 to 3200 rpm and partial load). In all conducted tests a significant share of electric motor operation time was found for speed of 2400 rpm (or slightly higher depending on the main gear ratio of the vehicle) and significant load (share over 8%). These points correspond to the constant speeds of vehicle of approximately 50 kph resulting from the test phase.

### 5.3. Conditions for energy recovery and battery charging in the UDC drive test

Charging battery while driving a vehicle increases its travelling distance, however it causes also an increase of the share of operation time of combustion engine in the entire UDC drive test. Figure 17 shows the values of battery charging energy resulting from the generator operation and vehicle braking. For lower initial charge level of batteries, their charging starts even during the first part of the UDC drive test. High level of initial charge of batteries results in insignificant changes in their charging during the entire UDC drive test. The minimal initial charge level of batteries of Toyota Auris vehicle during the UDC test changed from the value of 41.9% to 48.2% (difference of 6.3%). For Toyota Prius+ vehicle those values amounted to, respectively, 39.6% and 49.4% (difference of 9.8%). Only for the Toyota

w zakresie 1600–3200 obr/min oraz częściowym obciążeniu). We wszystkich prowadzonych badaniach stwierdzono duży udział czasu pracy silnika elektrycznego przy prędkości 2400 obr/min (lub nieco większej w zależności od przełożenia przekładni głównej pojazdu) i znacznym obciążeniu (udział powyżej 8%). Punkty te odpowiadają stałym prędkościom pojazdu około 50 km/h wynikającym z faz testu.

### 5.3. Warunki odzyskiwania energii i ładowania akumulatorów pojazdów w teście UDC

Ładowanie akumulatorów w czasie jazdy pojazdu zwiększa jego zasięg, jednak powoduje zwiększenie udziału czasu pracy silnika spalinowego w całym teście UDC. Na rysunku 17 przedstawiono wartości energii ładowania akumulatorów wynikające z pracy generatora oraz z hamowania pojazdem. Przy mniejszym początkowym stopniu naładowania akumulatorów ich ładowanie rozpoczyna się już w pierwszym fragmencie testu UDC. Duży stopień początkowego naładowania akumulatorów skutkuje niewielkimi zmianami w ich ładowaniu podczas całego testu UDC. Minimalny początkowy stopień naładowania akumulatorów pojazdu Toyota Auris podczas testu UDC zmienił się z wartości 41,9% do 48,2% (zmiana o 6,3%). Dla pojazdu Toyoty Prius+ wartości te wyniosły odpowiednio: 39,6% oraz 49,4% (zmiana o 9,8%). Jedynie dla pojazdu Toyoty Prius *plug-in* przy początkowym naładowaniu akumulatorów o wartości 19,2% nie nastąpiła jego zmiana po ukończeniu testu. Wynika to ze strategii pracy układu napędu hybrydowego wyposażonego w złącze umożliwiające doładowanie z sieci elektrycznej, gdy akumulatory są doładowane i rozładowane w zakresie niewielkich zmian SOC. Występuje tu tzw. doładowanie podtrzymujące, które nie prowadzi do znacznych (dodatnich) zmian stopnia naładowania akumulatorów. Jest to cecha pojazdów hybrydowych określanymi mianem *plug-in*.

Na rysunku 17 przedstawiono wartości energii zgromadzonej w akumulatorach wynikające z dwóch warunków: doładowania akumulatorów w wyniku pracy silnika spalinowego i generatora oraz w wyniku hamowania regeneracyjnego. Energię hamowania określono w warunkach ujemnego

a) combustion engine/silnik spalinowy

b) motor/silnik elektryczny

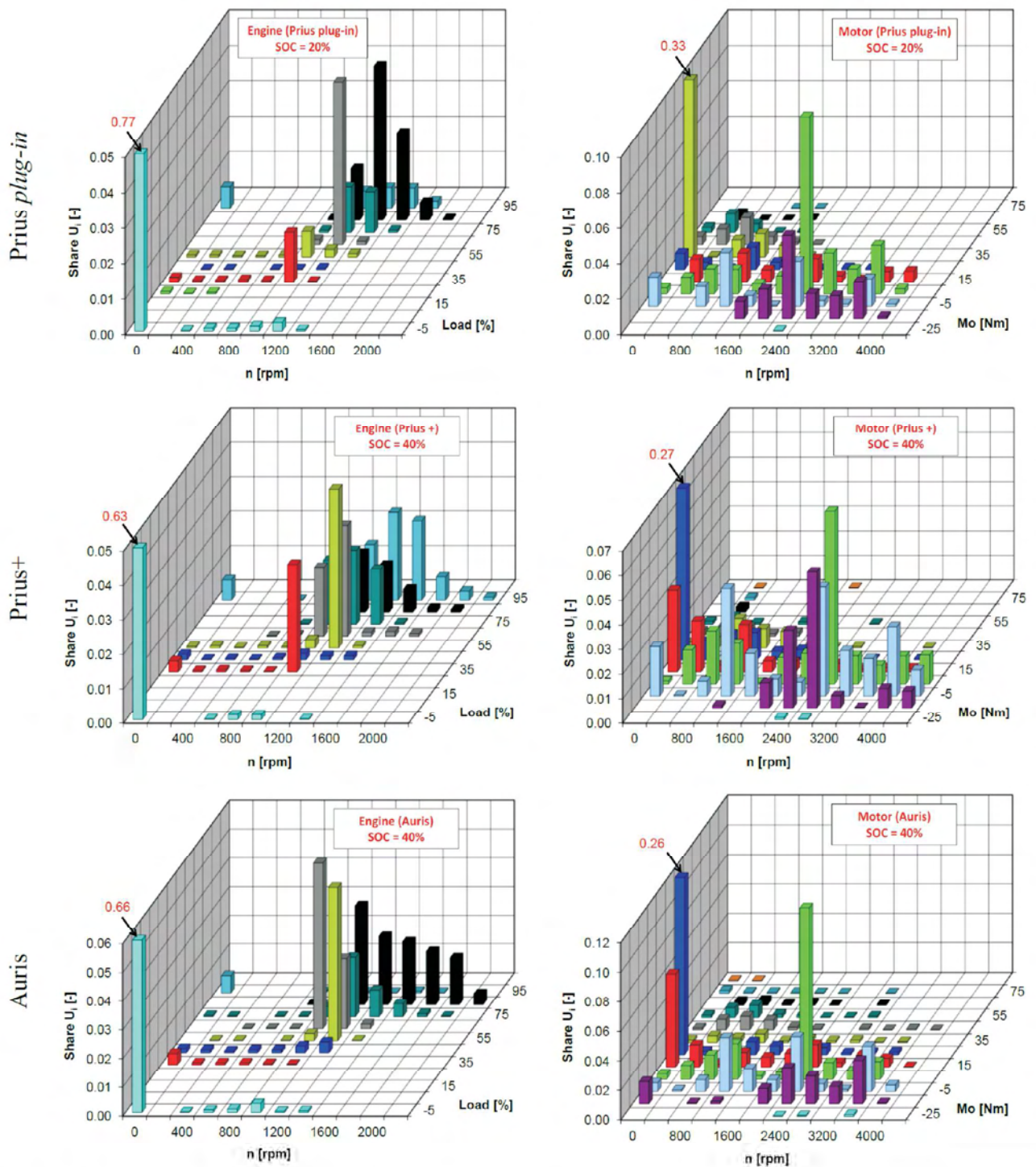


Fig. 16. The characteristics of time density of operation of the combustion engine (a) and electric motor (b) of the vehicles with hybrid drive system.  
 Rys. 16. Charakterystyki gęstości czasowej pracy silnika spalinowego (a) i silnika elektrycznego (b) badanych pojazdów z układem napędu hybrydowego.

Prius *plug-in* vehicle with the initial charge level of battery of 19.2% there was no change in this parameter on completion of the test. This is due to the strategy of operation of the hybrid drive system equipped with a socket enabling charging from the mains when the battery is recharged and

przyspieszenia pojazdu (hamowania) oraz wyłączonego silnika spalinowego.

Zestawienie wartości energii ładowania dla badanych pojazdów wskazuje na istnienie związku ze stopniem naładowania akumulatorów (rys. 18). Energia ładowania aku-

discharged within the range of insignificant changes of SOC. There occurs so-called charge sustaining which does not lead to substantial (positive) changes of the charge level of batteries. This is a unique feature of the hybrid vehicles called plug-in.

Figure 17 shows the values of energy accumulated in batteries depending on two conditions: recharging batteries through operation of the combustion engine and the generator operation caused by energy recovering braking of the vehicle. The braking energy was determined in conditions of vehicle deceleration (braking) and for deactivated combustion engine.

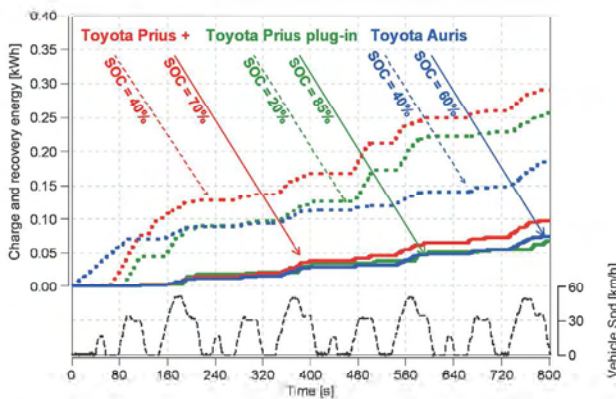


Fig. 17. Conditions of recharging high-voltage accumulator with the use of combustion engine and the vehicle's kinetic energy

Rys. 17. Warunki ładowania akumulatorów wysokonapięciowych przy wykorzystaniu silnika spalinowego oraz energii kinetycznej pojazdu

The summary of the recharging energy for the tested vehicles shows the existence of a relation with the charge level of battery (Fig. 18). The recharging energy of the batteries in the UDC drive test is higher when the initial charge level of batteries is lower. This trend, however, although predictable, takes into account also the electric capacity of the batteries (ability of storing energy). The analysis of the battery recharging energy presented in Fig. 18 indicates that increasing this energy does not always lead to the increase of SOC.

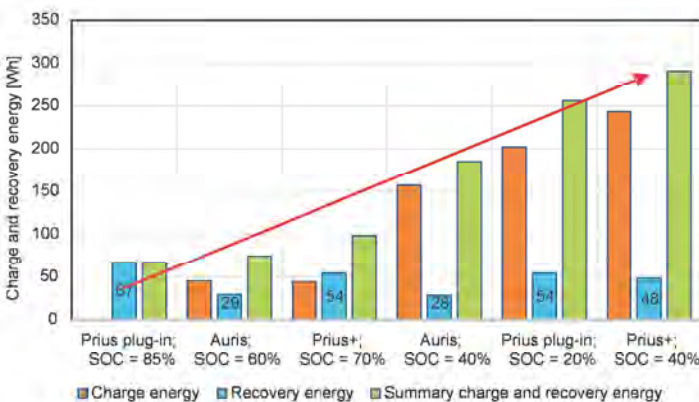


Fig. 18. The values of energy recovered from vehicle braking and recharging with the use of combustion engine

Rys. 18. Wartości energii odzyskanej z hamowania pojazdu oraz z ładowania silnikiem spalinowym

mulatorów w teście UDC jest większa, gdy początkowe ich naładowanie jest mniejsze. Jednakże tendencja ta, mimo że przewidywalna, uwzględnia również pojemność elektryczną akumulatorów (możliwości gromadzenia energii). Analiza energii ładowania akumulatorów przedstawiona na rys. 18 wskazuje, że jej zwiększenie nie zawsze jest związane ze zwiększeniem stopnia SOC.

Duży stopień naładowania akumulatorów skutkuje niewielkimi zmianami w ich ładowaniu podczas całego testu UDC. Końcowe wartości energii ładowania podczas dużego początkowego SOC zawierają się w granicach 60–100 W·h. Dla wszystkich pojazdów (przy dużym początkowym SOC) znaczny udział energii ładowania przypada na hamowanie odzyskujące (dla pojazdu Toyota Prius+ silnik spalinowy nie został załączony w całym teście UDC, więc 100% zgromadzonej energii stanowiła ta, którą odzyskano podczas hamowania). Energia ładowania dla początkowego minimalnego SOC akumulatorów pojazdów wynosiła 180–290 W·h. Wartości powyżej 250 W·h uzyskano dla pojazdów Prius plug-in oraz Prius+. Wartości odzyskiwanej energii są tym większe, im początkowy stopień naładowania akumulatorów jest mniejszy. Sterownik układu napędowego dąży do szybkiego doładowania akumulatorów przy wykorzystaniu silnika spalinowego jako generatora.

Analiza rysunku 18 pozwala na stwierdzenie, że wartości odzyskanej energii hamowania nie zależą od początkowego stopnia naładowania akumulatorów. Wartości te są zbliżone i charakterystyczne dla danego pojazdu w teście UDC i wynoszą (dane z dwóch przejazdów przy różnym początkowym SOC): dla pojazdu Toyota Prius plug-in 67 W·h i 54 W·h, dla pojazdu Toyota Prius+ 54 W·h i 48 W·h oraz dla Toyoty Auris 29 i 28 W·h.

Zwiększenie energii ładowania przy mniejszym SOC spowodowane było odmiennym trybem sterowania układem napędowym. Na rysunku 19 przedstawiono wybrany fragment testu, na którym obserwowane jest wydłużenie czasu pracy silnika spalinowego oraz zwiększona prędkość obrotowa. Wydłużenie czasu pracy z około 8 s do 28 s umożliwiło odzyskanie przez układ 10-krotnie większej energii (z 4 do 43 W·h). Zwiększenie natomiast prędkości obrotowej z 1300 do 1700–2000 obr/min skutkowało dwukrotnym zwiększeniem odzyskiwanej energii z 7 W·h do 14 W·h.

Zmniejszenie udziału czasu pracy silnika spalinowego w teście UDC wynika częściowo z możliwości odzyskiwanej energii kinetycznej podczas hamowania pojazdu. Warunki takie występują przez około 74 s testu UDC (po zsumowaniu wszystkich czterech elementarnych cykli ECE R15 testu), co stanowi około 9% czasu trwania testu UDC. Dla badanych pojazdów dokonano obliczeń odzyskiwanej energii przy założeniach, że przyrost prędkości jest ujemny (hamowanie pojazdem) oraz silnik spalinowy jest wyłączony (przy włączonym silniku nie można określić wielkości energii odzyskanej z energii kinetycznej, gdyż nie jest znana wartość energii wytworzonej w generatorze napędzonym przez silnik spalinowy).

High charge level of batteries causes insignificant changes in their charging during the entire UDC drive test. Final values of the recharging energy for the initially high SOC fall within the range from 60–100 W·h. For all the vehicles (with high initial SOC) a significant share of the recharging energy falls within the energy recovering braking (for the Toyota Prius+ vehicle the combustion engine was not activated during the entire UDC test, thus 100% of the accumulated energy was the energy recovered during braking). The recharging energy for the initial minimal SOC for the vehicle batteries amounted to 180–290 W·h. The values above 250 W·h were obtained for Prius *plug-in* and Prius+ vehicles. Energy recovery is thus the higher the lower is the initial charge level of the battery. The drive system controller aims at fast recharging of batteries with the use of the combustion engine as a generator.

The analysis of Fig. 18 shows that the values of recovered braking energy do not depend on the initial charge level of the battery. These values are similar and characteristic for a given vehicle in the UDC drive test and amount to, respectively (data from two runs for different initial SOC): 67 W·h and 54 W·h for Toyota Prius *plug-in*, 54 W·h and 48 W·h for Toyota Prius+ and 29 and 28 W·h for Toyota Auris.

Increase of the recharging energy for smaller SOC was caused by different mode of controlling the drive system. Figure 19 shows the selected part of the test, in which the prolonged combustion engine operation and increased engine speed are observed. Prolonging the operation time from 8 s to 28 s allowed the system recovery of 10 times more energy (from 4 to 43 W·h). Increase of the engine speed from 1300 to 1700–2000 rpm caused, on the other hand, twofold increase in the energy recovered (from 7 W·h to 14 W·h).

Reduction of the share of operation time of combustion engine in the UDC test ensues partially from the ability of recovering the kinetic energy during vehicle braking. Such conditions last for about 74 s of the UDC drive test (after summing up all four elementary ECE R15 cycles of the test), which constitutes approximately 9% of the duration time of the UDC drive test. For the tested vehicles the recovered energy was calculated, assuming that the vehicle speed decelerates (vehicle braking) and the combustion engine is deactivated (for the activated combustion engine it is impossible to determine the amount of the energy recovery from kinetic energy, as the value of the energy generated in the generator driven by the combustion engine is not known).

Figure 20 shows narrowed range of analysis presenting the difference between high-voltage battery recharging by combustion engine during the accelerating and the value of the kinetic energy recovered during the vehicle braking. Differences in the operation time of combustion engine during acceleration indicate an increased value of battery charging – 19 W·h for the initial SOC = 40% compared to 8 W·h for SOC = 70%. This means obtaining an increased load and increased value of the combustion engine speed for the reduced SOC. Toyota Prius+ vehicle braking is characterised

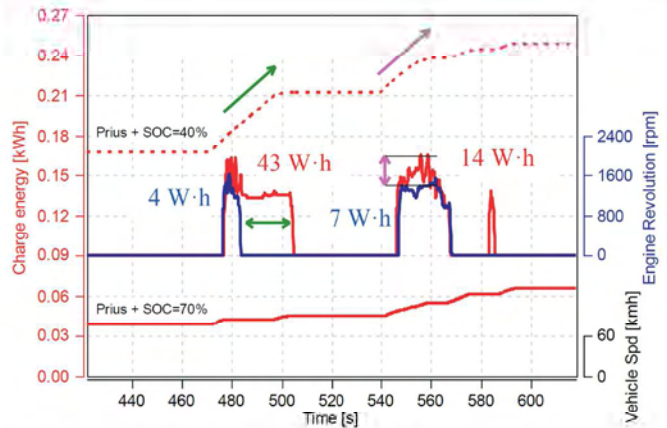


Fig. 19. Analysis of recharging the high-voltage accumulator with the use of different variants of combustion engine operation

Rys. 19. Analiza procesu ładowania akumulatorów wysokonapięciowych przy różnych wariantach pracy silnika spalinowego

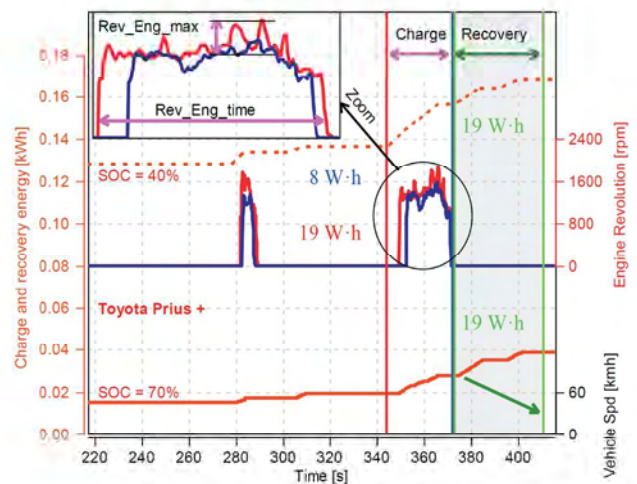


Fig. 20. The division of the energy recovered into the energy from the combustion engine and energy recovered during braking

Rys. 20. Podział odzyskiwanej energii na ładowanie silnikiem spalinowym i rekuperację podczas hamowania

Przedstawiony na rysunku 20 zawężony zakres analizy przedstawia różnicę między ładowaniem akumulatorów wysokonapięciowych przez silnik spalinowy podczas zwiększania prędkości oraz wartości odzyskiwanej energii kinetycznej pojazdu podczas hamowania. Różnice w czasie pracy silnika spalinowego podczas przyspieszania wskazują na zwiększoną wartość ładowania akumulatorów – 19 W·h przy początkowym SOC = 40% w porównaniu do 8 W·h przy SOC = 70%. Oznacza to uzyskiwanie zwiększonego obciążenia i zwiększonej wartości prędkości obrotowej silnika spalinowego przy mniejszym SOC. Fragment hamowania pojazdem Toyota Prius+ charakteryzuje się stałą wartością odzyskiwanej energii na poziomie 11 W·h (zmniejszanie prędkości od 50 km/h do zera w czasie 37 s), niezależnie od początkowego stopnia naładowania akumulatorów.

## Wnioski

Warunki pracy nowoczesnych układów napędu hybrydowego zależą od wskaźników operacyjnych silników

by constant value of the energy recovered at the level of 11 W·h (reduction of the speed from 50 kph to zero in 37 s) regardless of the initial charge level of the batteries.

### Conclusions

Conditions of operation of the modern hybrid drive systems depend on the performance parameters of combustion engines, electric motors and their batteries. Currently the most important component of the vehicle with the hybrid drive system is its battery: on its capacity depends the strategy of controlling the system.

The conducted tests allow formulation of the following conclusions:

- a) increase of the capacity of the battery significantly improves the distance travelled by a vehicle in the electric mode; high initial charge level of battery enabled covering the test run in the UDC test entirely in the electric mode.
- b) low charge level of the battery increases the share of operation time of combustion engine in the UDC test; an increase of the initial charge level of battery by 10% reduces the combustion engine operation time to approximately 60 s (for Toyota Prius+ and Toyota Auris) and to approximately 30 s for Toyota Prius *plug-in* (which is associated with higher electric capacity of the battery).
- c) the dependency between the travelled distance of the test run in the electric mode and the charge level of battery was established (Fig. 21); this indicates that every 10% increase of the initial charge level of battery increases the distance travelled in this mode by 258 m;
- d) the values of the recovered braking energy do not depend on the initial charge level of the battery; these values are similar and characteristic for a given vehicle in the UDC drive test; these values amount to, respectively (data from two runs for different initial SOC): 67 W·h and 54 W·h for Toyota Prius *plug-in*, 54 W·h and 48 W·h for Toyota Prius+ and 29 and 28 W·h for Toyota Auris.

The obtained dependencies allow for conclusion that the charge level of the battery can comprise the basis for determination of:

- the distance travelled by the vehicle in the electric mode in the UDC drive test; the error value for those calculations does not exceed 1 m,
- the share of combustion engine operation time in the drive test.

The presented studies indicate importance of the conducted works concerning the processes of charging and discharging the high-voltage batteries for determining the actual efficiency of the hybrid drive systems.

spalinowych, silników elektrycznych oraz akumulatorów tych pojazdów. Obecnie najważniejszym elementem pojazdu hybrydowego jest jego akumulator i od jego pojemności elektrycznej zależy strategia sterowania układem.

Przeprowadzone badania pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

- a) zwiększenie pojemności akumulatora znacznie zwiększa zasięg pojazdu hybrydowego w trybie elektrycznym; duży stopień początkowego naładowania akumulatora pozwala na przejazd testu UDC całkowicie w trybie elektrycznym,
- b) mały stopień naładowania akumulatora zwiększa czas pracy silnika spalinowego w teście UDC; początkowe zwiększenie stopnia naładowania akumulatora o 10% zmniejsza czas pracy silnika spalinowego o około 60 s (dla Toyoty Prius+ oraz Toyoty Auris) oraz o około 30 s dla Toyoty Prius *plug-in* (wynika to z większej pojemności elektrycznej akumulatorów),
- c) uzyskano stałą zależność długości testu przebytego w trybie elektrycznym od stopnia naładowania akumulatorów (rys. 21); wskazuje ona, że każde 10-procentowe zwiększenie początkowego stopnia naładowania akumulatora zwiększa odcinek drogi przebytej w tym trybie o 258 m,
- d) wartości odzyskanej energii hamowania nie zależą od początkowego stopnia naładowania akumulatorów – są one zbliżone i charakterystyczne dla danego pojazdu w teście UDC; wartości te wynoszą (dane z dwóch przejazdów przy różnym początkowym SOC): dla pojazdu Toyota Prius *plug-in* 67 W·h i 54 W·h, dla pojazdu Toyota Prius+ 54 W·h i 48 W·h oraz dla Toyoty Auris 29 i 28 W·h.

Uzyskane zależności pozwalają na stwierdzenie, że stopień naładowania akumulatorów może stanowić podstawę wyznaczenia:

- zasięgu pojazdu w trybie elektrycznym w teście UDC; wielkość błędów tych obliczeń dla badanych pojazdów nie przekracza 1 m,
- udziału czasu pracy silnika spalinowego w teście jeźdźnym.

Przedstawione badania wskazują na istotność prowadzonych prac dotyczących procesów ładowania i rozładowywania akumulatorów wysokonapięciowych w celu określenia rzeczywistej efektywności układów napędu hybrydowego.

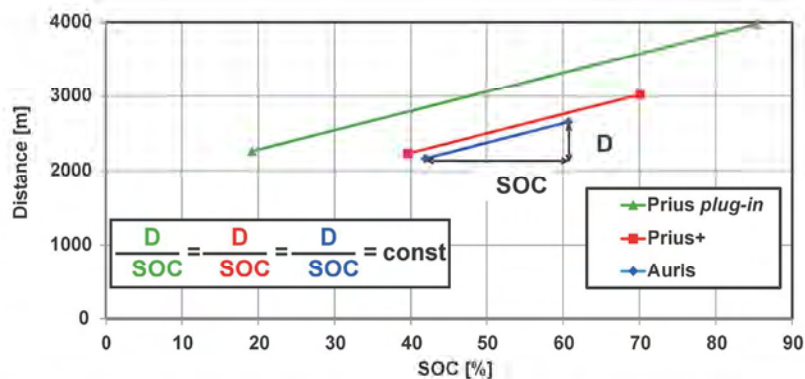


Fig. 21. The dependency between the distances travelled in the UDC drive test in the electric mode and the charge level of battery of the tested vehicles

Rys. 21. Zależność pokonanej drogi testu UDC w trybie elektrycznym od stopnia naładowania akumulatorów badanych pojazdów

## Definitions/Oznaczenia

EV	electric vehicle/ <i>tryb elektryczny napędu</i>	nMG2	motor/generator2 speed/ <i>prędkość obrotowa silnika elektrycznego MG2</i>
HDS	hybrid synergy drive/ <i>układ napędu hybrydowego firmy Toyota</i>	nMG1	motor/generator1 speed/ <i>prędkość obrotowa generatora MG1</i>
HV	hybrid vehicle/ <i>tryb napędu hybrydowego</i>	SOC	state of charge/ <i>stopień naładowania akumulatorów</i>
n	engine speed/ <i>prędkość obrotowa silnika spalinowego</i>	UDC	urban driving cycle/ <i>test miejski</i>
NEDC	new european driving cycle/ <i>nowy europejski test jezdny</i>	Vveh	vehicle speed/ <i>prędkość pojazdu</i>

This article was financially supported within the project "Engineer of the Future. Improving the didactic potential of the Poznan University of Technology" – POKL.04.03.00-00-259/12, implemented within the Human Capital Operational Programme, co-financed by the European Union within the European Social Fund.

Publikacja powstała w ramach realizacji projektu "Inżynier przyszłości. Wzmocnienie potencjału dydaktycznego Politechniki Poznańskiej", nr POKL.04.03.00-00-259/12, współfinansowanego ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego.

## Bibliography/Bibliografia

- [1] Barlow T.J., Latham S., McCrae I.S., Boulter P.G. A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions. Transport Research Laboratory, Berkshire 2009.
- [2] Cieślak W., Pielecha I. Thermodynamic indexes of Atkinson cycle combustion engine operation under simulated traffic conditions. Journal of Mechanical and Transport Engineering Vol. 66 No. 1, 2014, 5-17, ISSN 2300-3596.
- [3] Cieślak W., Pielecha I., Szalek A., Vanhaelst R. Wpływ naładowania akumulatorów na parametry pracy napędu hybrydowego plug-in w rzeczywistych warunkach ruchu. Logistyka 6/2014, 2796-2805, ISSN 1231-5478.
- [4] European vehicle market statistics. Pocketbook 2013. www.theicct.org/sites/default/files/publications/EU\_vehicle\_market\_pocketbook\_2013\_Web.pdf (dostęp z dnia 2.01.2015).
- [5] JDPower. www.jdpower.com (dostęp z dnia 2.01.2015).
- [6] Merkiś J., Pielecha I., Emisja cząstek stałych ze źródeł motoryzacyjnych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej 2014.
- [7] Merkiś J., Pielecha I., Radzimirski S. New trends in emission control in the European Union. Springer Tracts on Transportation and Traffic, Volume 4, New York, 2014, ISSN 2194-8119.
- [8] Ohde B., Ślaski G. Modelowanie procesu rozładowywania akumulatora dla potrzeb symulacyjnego szacowania zasięgu samochodu elektrycznego. Logistyka 3/2014, 4777-4786, ISSN 1231-5478.
- [9] Pielecha I., Cieślak W., Borowski P., Czajka J., Bueschke W. Reduction of the number of cylinders in internal combustion engines – contemporary trends in downsizing. Combustion Engines, 2014, 159(4), 12-25, ISSN 2300-9896.
- [10] Pielecha I., Cieślak W., Czajka J., Borowski P., Bueschke W. The development of combustion engines for hybrid drive systems. Combustion Engines, 2014, 158(3), 23-35, ISSN 2300-9896.
- [11] Pielecha I., Czajka J., Wislocki K., Borowski P., Cieślak W. Wpływ stopnia naładowania akumulatorów na warunki pracy napędu hybrydowego w teście NEDC. Technika Transportu Szybnego 10/2013, 1261-1269, ISSN 1232-3829.
- [12] Toyota Motor Poland Ltd. Sp. z o.o. www.toyota.pl (dostęp z dnia 20.01.2015).
- [13] www.epa.gov/nvfel/testing/dynamometer.htm (dostęp z dnia 19.01.2015).
- [14] www.toyota-global.com (dostęp z dnia 19.01.2015).
- [15] www.toyota-tech.eu (dostęp z dnia 19.01.2015).

Ireneusz Pielecha, DSc., DEng. – professor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha, prof. PP – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

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



Wojciech Cieślak, MEng. – postgraduate at the Faculty of Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Wojciech Cieślak – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [wojciech.m.cieslik@doctorate.put.poznan.pl](mailto:wojciech.m.cieslik@doctorate.put.poznan.pl)



Andrzej Szalek, DEng. – technical instructor in Toyota and Lexus Academy in Toyota Motor Poland Company Sp. z o. o. in Warsaw.

*Dr inż. Andrzej Szalek – wykładowca Akademii Toyoty i Lexusa w Toyota Motor Poland Company Sp. z o. o. Warszawa.*

e-mail: [andrzej.szalek@toyota.com.pl](mailto:andrzej.szalek@toyota.com.pl)



## Impact of external interferences on vibroacoustic signals coming from combustion engine during cold test

*In the paper is presented impact of external interferences on vibroacoustic signals coming from a spark ignition engine's vibrations in cold test performed on engine assembly line. As the basis to the analysis were used signals of piezoelectric sensor mounted on cylinder block of the engine driven by electric motor. In course of the testing it has been used the order tracking analysis of the vibrations during the cold test, while experimental results were used to statistic analysis of significance of influence with use of the MiniTab computer program. The main objective of the investigations was to verify actually obtained vibroacoustic signals and to minimize interferences coming from the measuring system. It should contribute to reduction of tolerance limits and improved detection of faulty engines with use of vibroacoustic methods. The investigations have shown significant impact of contact surface of the cylinder block with the sensor and impact of deformations of compression spring on results of recorded vibroacoustic signal. Such impact should be taken into considerations in numerical analysis of the signal. It has been proposed to perform activities to reduce influence of the interferences on recorded signals. Results of the investigations have been already utilized in production cold tests of spark ignition engines.*

Key words: vibroacoustics, cold test, order tracking analysis

## Wpływ zakłóceń zewnętrznych na sygnały wibroakustyczne silnika spalinowego podczas testu zimnego

*W artykule przedstawiono wpływ zakłóceń zewnętrznych na sygnały wibroakustyczne drgań silnika o zapłonie iskrowym podczas testu zimnego na linii produkcyjnej. Podstawą analiz były sygnały czujnika piezokwarcowego pochodzące z korpusu silnika spalinowego napędzanego silnikiem elektrycznym. W badaniach wykorzystano analizę rzędową drgań podczas testu zimnego, a wyniki doświadczalne poddano analizie statystycznej istotności oddziaływania z wykorzystaniem programu MiniTab. Podstawowym celem badań była weryfikacja aktualnie uzyskiwanych sygnałów wibroakustycznych i minimalizacja zakłóceń pochodzących od układu pomiarowego. Powinno to prowadzić do zmniejszenia limitów tolerancji i poprawy wykrywalności silników wadliwych metodami wibroakustycznymi. Badania wykazały istotny wpływ stanu powierzchni styku czujnika z kadłubem i odkształcenia sprężyny dociskowej na wyniki rejestrowanego sygnału wibroakustycznego. Wpływ ten należy uwzględnić w numerycznych analizach sygnału. Zaproponowano zabiegi zmniejszające oddziaływanie zakłóceń na rejestrowany sygnał. Wyniki badań mogą być już obecnie wykorzystane w produkcyjnych testach zimnych silników o zapłonie iskrowym.*

Słowa kluczowe: wibroakustyka, test zimny, analiza rzędowa

### 1. Introduction

The vibroacoustic signals are used increasingly for diagnosis of mechanical devices, both in manufacturing and in operation, aimed at detection of a defects having effect on correct operation of such devices. Vibroacoustic signal received from measurement of some physical quantities (the most often velocity and acceleration), characterizes vibrations of the tested object. Based on level of the vibrations it is possible to qualify the devices as good ones or faulty ones

In recent years the vibroacoustic signals have been used in manufacturing process of combustion engines, during final stages of assembly cycle in assembly line, during so called cold test. Complete combustion engine is driven by electric motor, while the vibroacoustic signals are recorded at predetermined rotational speeds; and the signals are subsequently processed by computer program and compared to reference values. It enables to qualify the engines as good ones and faulty ones, and very often to identify a source of increased vibrations. All manufactured engines are subjected to such test, while the cold test stations are fully automated [7].

### 1. Wstęp

Sygnały wibroakustyczne w coraz szerszym zakresie są wykorzystywane do diagnostyki urządzeń mechanicznych zarówno w procesie produkcji, jak i eksploatacji do wykrywania defektów wpływających na poprawną ich pracę. Sygnał wibroakustyczny otrzymany przez pomiar pewnych wielkości fizycznych (najczęściej prędkości i przyspieszenia) charakteryzuje drgania obiektu badanego. Na podstawie poziomu drgań można kwalifikować urządzenia jako dobre i wadliwe.

W ostatnich latach sygnały wibroakustyczne wykorzystywane są w procesie produkcji silników spalinowych, na końcowych etapach linii montażowej, podczas tzw. testu zimnego. Kompletny silnik spalinowy jest napędzany silnikiem elektrycznym i przy określonych prędkościach obrotowych rejestrowane są sygnały wibroakustyczne, które następnie są obrabiane przez programy komputerowe i porównywane z wartościami referencyjnymi. Pozwala to kwalifikować silniki na dobre i wadliwe oraz często wskazywać źródło zwiększonych drgań. Badaniom takim

Faulty engines are transferred to so called hot test, during this test a scope of repair can be determined or final qualification of the engine is performed. Regardless of the cold test results, to the hot test is directed some percentage of the engines, even these qualified as OK in the cold test. It results from manufacturing standards of engine manufacturers, specific for each engine manufacturer.

During the cold tests of combustion engines the most often are used two vibroacoustic sensors attached to cylinder head and to cylinder block. Piezoelectric acceleration sensors are used the most often. Output signal from the sensor is proportional to acceleration of inertial mass of the sensor attached on the tested object (1).

$$\text{vibrations(dB)} = 20 \cdot \log_{10} \frac{a}{a_{\text{ref}}} \quad (1)$$

where: vibrations (dB) – number of decibels,  $a$  – measured acceleration,  $a_{\text{ref}}$  – reference level of accelerations, the most often the assumption is that  $a_{\text{ref}} = 10^{-5} \text{ m/s}^2$ .

In the Fig. 1 is presented uniaxial sensor of accelerations of the ICP type, model 352C68, produced the PCB Piezotronics, used in course of diagnostic tests of combustion engines in cold test cabins, detailed description of this sensor can be found in the publication [7].

To analysis of recorded vibroacoustic signals of the engine the order tracking analysis was implemented [7–9], which effectively makes use of average values of amplitude of the vibrations in groups of orders with division of complete range of the orders into so called classes [8]. This method is often used to analysis of vibrations coming from single sources, and to analysis of complex vibrations.

During the cold test, control of complete engine sub-assemblies comprises verification of all manufactured engines. The control is performed automatically and in case of positive result, the engine is transferred to successive operations of the manufacturing process. Control of amplitude of engine vibrations is performed to eliminate assembly defects or faulty components of the engine. In the present paper is analyzed an influence of external interferences on the vibroacoustic signal of tested combustion engines.

## 2. Attachment of the sensor on the engine

Vibroacoustic control of combustion engine is performed using piezoelectric sensor, through direct contact of the sensing unit, perpendicularly to surface of cylinder block (Fig. 2). Due to serial production of combustion engines, measuring unit can't be permanently attached to the engine.

Within scope of the cold test is performed monitoring of vibrations during complete cycle of the test, and is performed a single control at rotational speed of 1500 rpm. In result of performed earlier stand tests it has been proposed to increase initial rotational speed from 1000 rpm to 1500 rpm, what according to the authors has increased effectiveness of detection of some engine defects [9].

poddawane są wszystkie produkowane silniki, a stanowiąca do testu zimnego są całkowicie zautomatyzowane [7]. Silniki wadliwe są przekazywane do tzw. testu ciepłego, podczas którego ustala się zakres napraw, albo dokonuje się ostatecznej kwalifikacji silnika. Niezależnie od wyników testu zimnego, do testu gorącego przeznaczana jest pewna część silników nawet tych, które w teście zimnym są zakwalifikowane jako dobre. Wynika to z norm fabrycznych producentów, indywidualnych dla każdej z firm.

Podczas testu zimnego silników spalinowych najczęściej stosowane są dwa czujniki wibroakustyczne mocowane do głowicy i kadłuba. Stosowane są najczęściej piezoelektryczne czujniki przyspieszeń. Sygnał wyjściowy czujnika jest proporcjonalny do przyspieszenia, jakiemu poddana jest masa bezwładna czujnika zamocowanego na badanym obiekcie (1), gdzie: drgania (dB) – liczba decybeli,  $a$  – mierzone przyspieszenie,  $a_{\text{ref}}$  – poziom odniesienia przyspieszeń, najczęściej przyjmuje się  $a_{\text{ref}} = 10^{-5} \text{ m/s}^2$ .

Na rysunku 1 przedstawiono jednoosiowy czujnik przyspieszeń drgań firmy PCB Piezotronics typu ICP model 352C68, stosowany w czasie badań diagnostycznych silników spalinowych podczas testów zimnych, a jego szczegółowy opis jest zawarty w pracy [7].

Do analizy rejestrowanego sygnału wibroakustycznego silnika spalinowego zastosowano analizę rzędową [7–9], która wykorzystuje skutecznie średnie wartości amplitudy

drgań w grupach rzędów z podziałem całego zakresu rzędów na tzw. klasy [8]. Metoda ta jest często stosowana do analizy drgań pochodzących ze źródeł pojedynczych i przy drganiach złożonych.



Fig. 1. Acceleration sensor of the ICP type, 352C68 model, made by the PCB Piezotronics [11]

Rys. 1. Czujnik przyspieszeń drgań PCB Piezotronics typu ICP model 352C68 [11]

Podczas testu zimnego kontrola kompletnego silnika obejmuje weryfikację wszystkich produkowanych silników. Próba odbywa się automatycznie i przy uzyskaniu wyniku pozytywnego silnik przechodzi do dalszych etapów produkcyjnych. Kontrola podlega sprawdzanie amplitudy drgań silnika, w celu eliminacji wad montażowych lub wad części silnika. W tym artykule przedstawiono analizę wpływu zakłóceń zewnętrznych na sygnał wibroakustyczny badanego silnika spalinowego.

## 2. Mocowanie czujnika na silniku

Kontrola wibroakustyczna silnika spalinowego wykonywana jest czujnikiem piezoelektrycznym przez bezpośredni styk zespołu czujnika prostopadle do powierzchni korpusu (rys. 2). Ze względu na produkcję seryjną silników spalinowych zespół pomiarowy nie jest mocowany trwale do silnika.

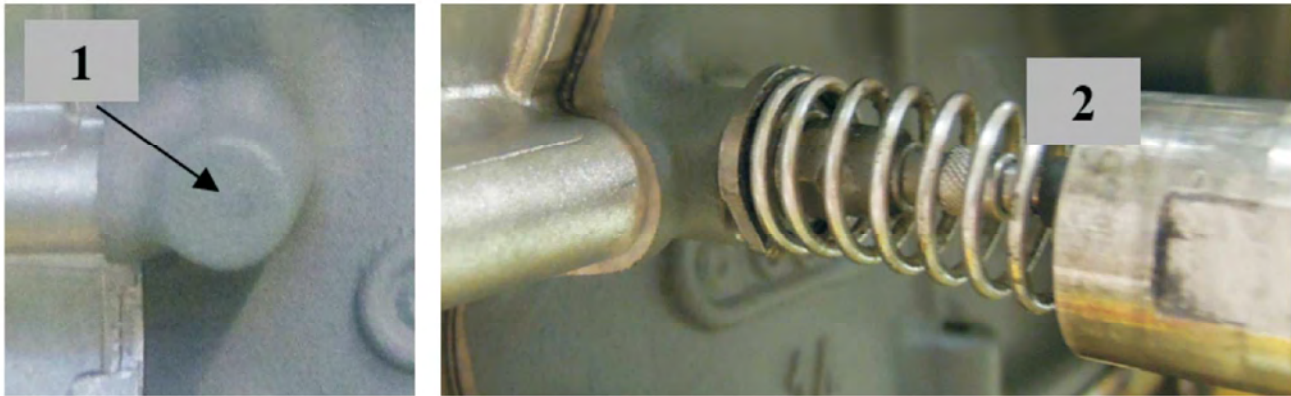


Fig. 2. Attachment of the piezoelectric sensor (measurement of vibrations of the cylinder block): 1 – position of contact of the cylinder block with the sensor, 2 – sensing unit during operation

Rys. 2. Mocowanie czujnika piezoelektrycznego (pomiar drgań korpusu): 1 – miejsce styku czujnika z kadłubem, 2 – zespół czujnika podczas pracy

### 3. Impact of external interferences on the vibroacoustic signal

The main recommendations of the sensor and diagnostic system manufacturers, concerning accelerometric test of a combustion engine, comprise:

- suitable fixing position,
- suitable method of attachment on a tested object,
- elimination of external interferences during operation of the accelerometer,
- ambient conditions (humidity, temperature, corrosive substances, etc.).

General cause and effect system and residual processes arisen during cold test of the combustion engine are shown in the Fig. 3.

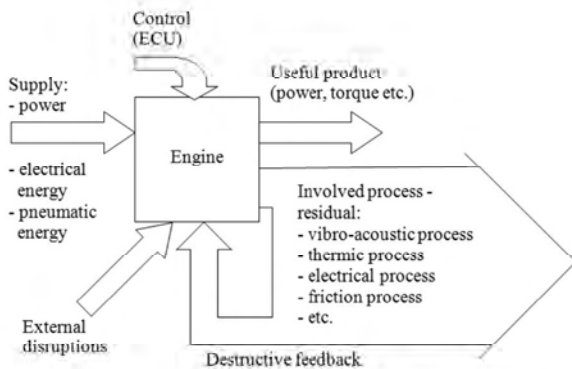


Fig. 3. Combustion engine as the cause system and generator of residual processes [3]

Rys. 3. Silnik spalinowy jako system działaniowy i generator procesów resztkowych [3]

The sensor is in contact with the cylinder block, being a tested object. Recommended measurement of the signal from radial direction occurs for the crankshaft, counterbalance shaft with bearings, and toothed wheels of the gear with ratio 1:1.

To external interferences belong:

- deformations of the mount (object of the test),

W ramach testu zimnego przeprowadzany jest monitoring wibracji podczas całej próby oraz punktowa kontrola przy prędkości obrotowej 1500 obr/min. W wyniku przeprowadzonych badań stanowiskowych zaproponowano zwiększenie pierwotnej prędkości obrotowej z 1000 obr/min do 1500 obr/min, co, zdaniem autorów, zwiększyło skuteczność wykrywalności niektórych wad silnika [9].

### 3. Wpływ zakłóceń zewnętrznych na sygnał wibroakustyczny

Podstawowe zalecenia producenta czujnika i systemu diagnostycznego dotyczące testu akcelerometrem silnika spalinowego obejmują:

- odpowiednią pozycję montażową,
- właściwy sposób mocowania z obiektem badań,
- eliminacje zakłóceń zewnętrznych dla pracy akcelerometru,
- warunki środowiskowe (wilgotność, temperatura, substancje korozyjne itp.).

Ogólny system działaniowo-skutkowy oraz procesy resztkowe powstałe podczas testu zimnego silnika spalinowego przedstawiono na rys. 3.

Dla badanego obiektu styka się z korpusem silnika. Zalecany pomiar sygnału z kierunku promieniowego odbywa się dla wału korbowego, wałka wyrównowazającego z łożyskami oraz dla kół zębatych przekładni 1:1.

Do zakłóceń zewnętrznych należą:

- odkształcenia podstawy (obektu badań),
- chropowatość podstawy,
- naprężenia zespołu pomiarowego,
- szumy w przewodach elektrycznych (tryboelektryczne, akustyczne),
- wibracje poprzeczne,
- promieniowanie radioaktywne oraz pola magnetyczne,
- hałas.

Przy zachowaniu prawidłowych warunków prowadzenia testu można założyć, że pozycja i sposób mocowania czujnika dla pomiaru drgań pochodzących z korpusu są właściwe. Umożliwia to analizę wpływu następujących zakłóceń zewnętrznych: odkształcenia zespołu pomiarowego, szumów w

- surface roughness of the mount,
- stresses of the measuring system,
- interference in electric wiring (triboelectrical, acoustic),
- lateral vibrations,
- radioactive radiation and magnetic field,
- noise.

While maintaining proper performance conditions for the test it is possible to assume that position and attachment method of the sensor to measurement of the vibrations coming from the cylinder block is appropriate. It enables analysis of effects of the following external interferences: deformations of the measuring system, interferences in electric wiring (triboelectrical) and roughness of the cylinder block on contact surface with the piezoelectric sensor. It is important to pay attention that ambient conditions (humidity, temperature, etc.) are normal.

### 3.1. Impact of deformations of the sensing unit on the vibroacoustic signal

Improper and non-uniform stresses in the measuring system (springs together

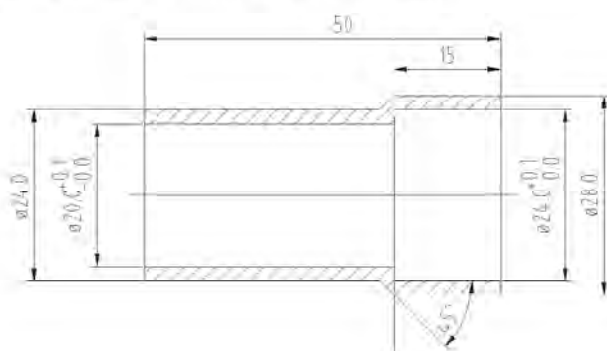


Fig. 5. The sleeve stabilizing spring of the sensor

Rys. 5. Tulejka stabilizująca sprężynę czujnika

with accelerometer; Fig. 4) could create a source of significant interferences in measured vibrations. This effect can be minimized by use of a special sleeve stabilizing working path of the spring (Fig. 5 and 6).

Use of the stabilizing sleeve resulted in considerable reduction of amplitude of the vibrations in range of higher orders, higher than 65 (Fig. 7). Whereas in case of lower orders  $Ord < 25$ , amplitudes of vibrations indicated by the system with the sleeve are higher, what should be read as an additional interference introduced by the sleeve.

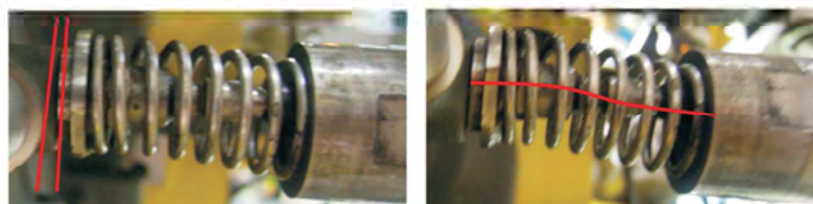
### 3.2. Impact of triboelectric interference arisen in case of free hanging wiring cable of the measuring system

In case of vibrations of the electric cable of the sensor it is possible to generate

przewodach (tryboelektryczne) oraz chropowatości kadłuba na powierzchni styku z czujnikiem piezoelektrycznym. Należy przy tym zwracać uwagę, aby warunki środowiskowe (wilgotność, temperatura itp.) były w normie.

### 3.1. Wpływ odkształcenia zespołu czujnika na sygnał wibroakustyczny

Niewłaściwe i nierównomierne naprężenia zespołu pomiarowego (sprężyny wraz z akcelerometrem, rys. 4) mogą być przyczyną znacznych zakłóceń wyników zmierzonych drgań. Efekt ten można zminimalizować przez zastosowanie specjalnej tulejki stabilizującej tor pracy sprężyny (rys. 5 i 6).



Deviations of the measuring system

Deformation of spring of the measuring system

Fig. 4. Possible deformations of the measuring system

Rys. 4. Możliwe odkształcenia układu pomiarowego

Zastosowanie tulejki stabilizującej spowodowało istotne zmniejszenie amplitudy drgań w zakresie wyższych rzędów, większych od 65 (rys. 7), natomiast dla małych rzędów  $< 25$ , amplitudy drgań wykazywane przez zespół z tulejką są większe, co należy odczytywać jako dodatkowe zakłócenie wprowadzone przez tulejkę.

### 3.2. Wpływ zakłócenia tryboelektrycznego powstałego przy swobodnym przewodzie elektrycznym układu pomiarowego

Podczas drgań przewodu elektrycznego czujnika mogą powstawać dodatkowe zakłócenia tryboelektryczne powodowane dynamicznymi naprężeniami w zespole pomiarowym. Zmniejszenie oddziaływania tych zakłóceń można osiągnąć dzięki zastosowaniu odpowiedniego przewodu oraz umocowanie go do układu pomiarowego za pomocą odpowiednich opasek (lub taśm), rys. 8.

Zamocowanie przewodu elektrycznego powoduje zwiększenie masy bezwładnej układu pomiarowego. W efekcie sygnał wibroakustyczny wykazuje większe amplitudy drgań w zakresie niższych  $Ord < 80$  i większych  $Ord > 150$  rzędów, rys. 9. W zakresie średnich rzędów  $80 < Ord < 150$  amplitu-

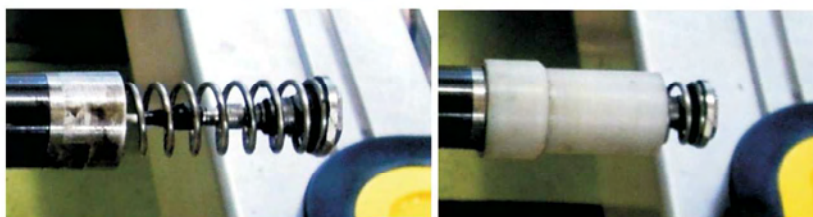


Fig. 6. View of the measuring system

Rys. 6. Widok układu pomiarowego

additional triboelectrical interferences caused by dynamic strain within the measuring system. Reduction of interaction of these interferences can be attained by use of a suitable wiring cable, and by fixing it to the measuring system with use of proper clamps (or tapes), Fig. 8.

Fixed wiring cable results in increased inertial mass of the measuring system. In result, the vibroacoustic signal shows a higher amplitudes of the vibrations in range of lower Ord < 80 and higher Ord > 150 orders. Fig. 9. In range of medium orders 80 < Ord < 150, amplitudes of the vibrations shown by the system with fixed cable are lower.

### 3.3. Impact of surface roughness in area of contact of the sensor with the tested object

In course of the test, the sensor is in contact with cylinder block of the engine on surface as obtained from casting process. Its roughness is not controlled, and depending on batch of raw castings, or supplier of the casting, can be different. It is possible, therefore,

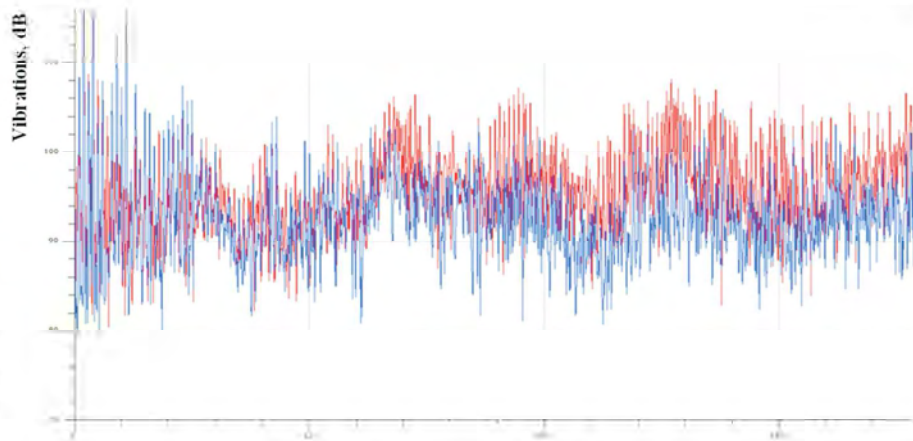
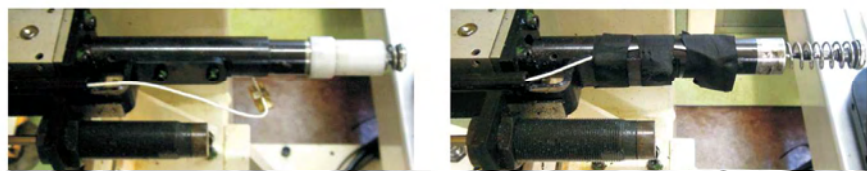


Fig. 7. Comparison of the signal from the order tracking analysis: blue colour – system with stabilizing sleeve, red colour – system without stabilizing sleeve

Rys. 7. Porównanie sygnału drgań analizy rzędowej: kolor niebieski – układ z tulejką stabilizującą, kolor czerwony – układ bez tulejki stabilizującej



Free hanging wiring cable

Wiring cable fixed with elastic tape

Fig. 8. Measuring system during the experiment: with free hanging wiring cable, and fixed with use of elastic tape

Rys. 8. Układ pomiarowy podczas doświadczenia: z przewodem swobodnym i mocowanym przy użyciu taśmy elastycznej

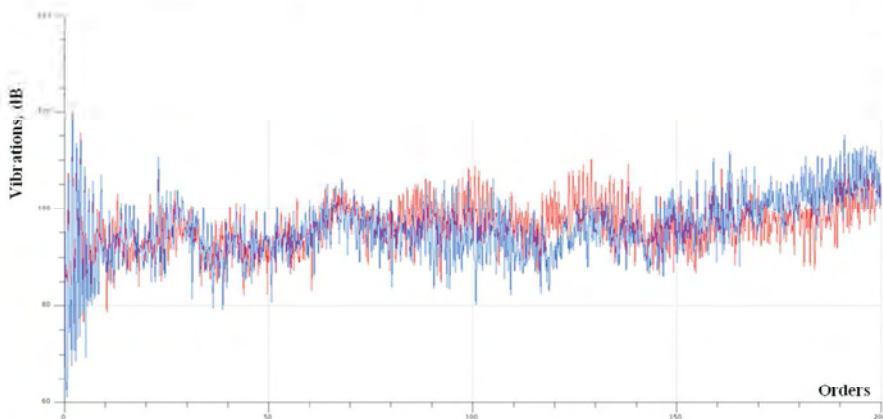


Fig. 9. Comparison of vibration signal of the order tracking analysis: blue colour – the measuring system with fixed wiring cable, red colour – the system with free hanging cable

Rys. 9. Porównanie sygnału drgań analizy rzędowej: kolor niebieski – układ z przewodem elektrycznym zamocowanym, kolor czerwony – układ z przewodem swobodnym

to conclude that at constant pressing force of the sensor it could have an effect on recorded vibroacoustic signal.

To find influence of the contact surface's condition on results of the measurement it has been performed comparison of signals recorded by the sensor in contact with raw surface (raw casting) and with machined surface, Fig. 10.

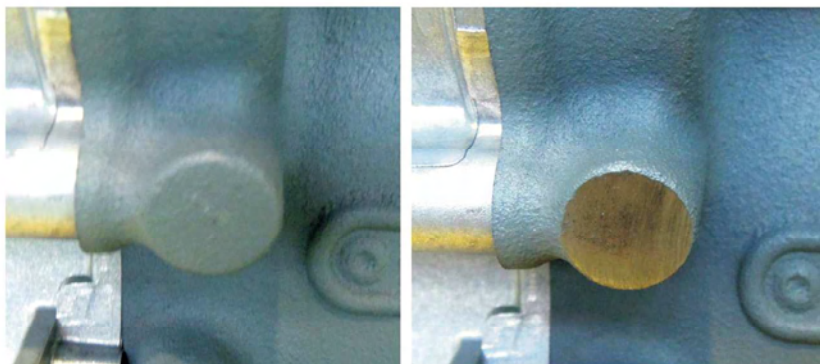
dy drgań wykazywane przez układ z zamocowanym przewodem są mniejsze.

### 3.3. Wpływ chropowatości powierzchni styku czujnika z obiektem badanym

Podczas badań silnika czujnik styka się z kadłubem silnika na powierzchni powstałej podczas odlewu. Jej gładkość nie jest kontrolowana i w zależności od partii odlewów lub producenta może być różna. Można zatem przypuszczać, że przy stałej sile docisku czujnika będzie to miało wpływ na rejestrowany sygnał wibroakustyczny.

W celu określenie wpływu stanu powierzchni styku na wynik pomiarów porównano sygnały rejestrowane przez czujnik przy styku z powierzchnią surową (odlew) i powierzchnią obrabianą, rys. 10.

Porównanie sygnałów przedstawione na rys. 11 wskazuje na istotne zmniejszenie amplitudy drgań dla wyższych rzędów Ord > 50. W zakresie mniejszych rzędów Ord < 50 wpływ obrabianej powierzchni jest nieznaczny.



Raw contact surface with the sensor (casting)

Machined contact surface with the sensor

Fig. 10. Surface of the cylinder block

Rys. 10. Powierzchnia korpusu silnika

Comparison of the signals shown in the Fig. 11 points at considerable reduction of amplitude of the vibrations in case of higher orders  $\text{Ord} > 50$ . In area of a lower orders  $\text{Ord} < 50$ , impact of the machined surface is insignificant.

### 3.4. Numerical valuation of impact of interferences on results of the measurements

To assess influence of investigated interferences on the vibroacoustic signal it has been implemented the DoE (Design of Experiments) tool of commercial MiniTab program. It enables to assess what is a significance of impact of the input parameters (interferences) on obtained results of the vibroacoustic signal.

To numerical processing of the measurement results the following three input factors were taken according to presented earlier plan of the experiment, Fig. 12:

- original measuring system with sensing unit and the system with stabilizing sleeve,

### 3.4. Numeryczna ocena wpływu zakłóceń na wyniki pomiarów

W celu oceny wpływu badanych zakłóceń na sygnał wibroakustyczny zastosowano narzędzie DoE (*Design of Experiments*) komercyjnego programu MiniTab. Pozwala ono na ocenę istotności wpływu parametru wejściowego (zakłócenia) na uzyskiwane wyniki sygnału wibroakustycznego.

Do numerycznej obróbki wyników pomiarów przyjęto trzy czynniki wejściowe zgodnie z przedstawionym wcześniej planem eksperymentu (rys. 12):

- układ pomiarowy zespołu czujnika oryginalny i z tulejką stabilizującą,
- układ z przewodem elektrycznym czujnika swobodnym i mocowanym,
- powierzchnia korpusu silnika surowa (odlew) lub obrabiana.

W programie przyjęto następujące założenia: test z powtórzeniem oraz wartość współczynnika alfa równa 0,05 (maksymalne akceptowane ryzyko błędu).

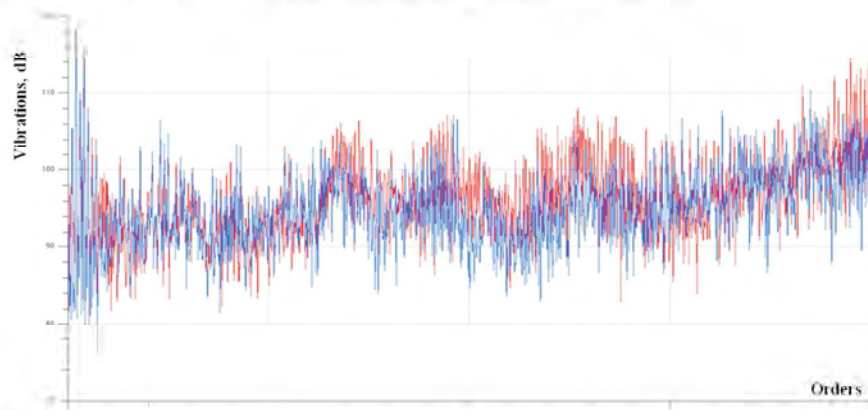


Fig. 11. Comparison of the signal of vibrations of the order tracking analysis for raw and machined contact surface: red colour – raw surface (die-casting), blue colour – machined contact surface

Rys. 11. Porównanie sygnału drgań analizy rzędowej dla surowej i obrabianej powierzchni styku: kolor czerwony – powierzchnia surowa (odlew ciśnieniowy), kolor niebieski – powierzchnia styku obrabiana

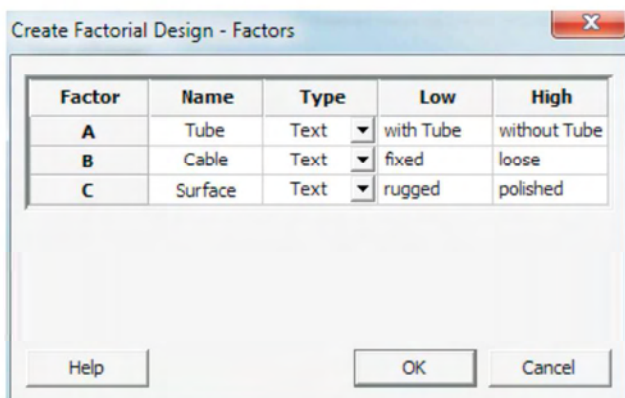


Fig. 12. View of control panel to input of the initial parameters

Rys. 12. Widok panelu wprowadzania parametrów wejściowych

Parametrem wyjściowym analizy numerycznej jest średnia wartość drgań dla 200 rzędów oznaczona symbolem  $\text{Order99000\_Mean}$  – rys. 13.

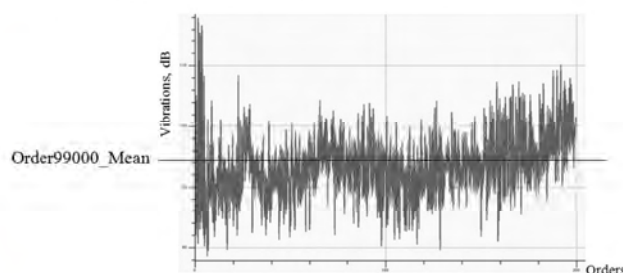


Fig. 13. Average value of the vibrations for 200 orders

Rys. 13. Średnia wartość drgań dla 200 rzędów

- the system with free hanging wiring cable and with fixed cable.
- raw surface of the cylinder block (casting) or machined surface.

The following assumptions were taken in the program: the test with repetition and value of the alfa coefficient equal to 0.05 (maximally accepted risk of error).

As the output parameter from the numerical analysis the average value of vibrations for 200 orders was taken, marked with the simbol Order99000\_Mean, Fig. 13.

The analysis was accomplished according to the sequence shown in the Table 1, which additionally specifies values of the vibrations measured during the test.

#### 4. Analysis of results of the numerical investigations

In the Fig. 14 are presented coefficients of obtained mathematical model, described by the equation (2). According to performed experiment, the real conditions are reflected by the model shown below in more than 99 percent.

$$D = 94.447 + 0.281 \cdot x_1 - 0.078 \cdot x_2 + -1.204 \cdot x_3 - 0.094 \cdot x_1 x_2 - 0.440 \cdot x_1 x_3 + + 0.080 \cdot x_2 x_3 - 0.040 \cdot x_1 x_2 x_3 \quad (2)$$

where: D – value of vibrations,  $x_1$  – sleeve,  $x_2$  – wiring cable,  $x_3$  – surface.

To the mathematical model were taken values of the variables according to the Tab. 2.

The Pareto diagram (Fig. 15) shows statistical significance of investigated factors during the experiment, and the red line depicting significance limit of the input factors.

Correctness of the model is confirmed by the residual diagrams, Fig. 16. Difference between anticipated values and measured values are acceptable.

Confirmation of creation of the mathematical model, suitable for the experiment, is enabled by finding optimal conditions to minimization of values of the vibrations. Target value of obtained vibrations equal to 93.5 dB was taken to the project.

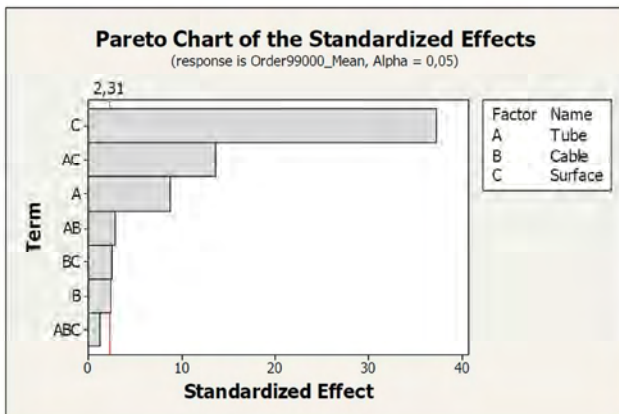


Fig. 15. Pareto diagram of the effects  
Rys. 15. Wykres efektów Pareto

Table 1. Results of the experiment for three input variables  
Tabela 1. Wyniki eksperymentu dla trzech zmiennych wejściowych

No.	Sleeve	Wiring cable	Surface	Order99000_Mean [dB]
1.	with sleeve	loose	grinded	93.505
2.	with sleeve	loose	grinded	93.571
3.	with sleeve	attached	rough	95.118
4.	with sleeve	attached	grinded	93.267
5.	without sleeve	attached	rough	96.772
6.	without sleeve	loose	grinded	93.009
7.	without sleeve	loose	grinded	92.896
8.	without sleeve	attached	rough	96.396
9.	without sleeve	attached	grinded	93.122
10.	without sleeve	loose	rough	96.257
11.	without sleeve	loose	rough	96.060
12.	with sleeve	loose	rough	94.858
13.	with sleeve	loose	rough	94.792
14.	with sleeve	attached	grinded	93.265
15.	with sleeve	attached	rough	94.950
16.	without sleeve	attached	grinded	93.312

Analizę wykonano według sekwencji podanej w tabeli 1, w której podano również dodatkowo wartości drgań zmierzonych podczas badań.

#### 4. Analiza wyników badań numerycznych

Na rysunku 14 przedstawiono współczynniki otrzymanego modelu matematycznego określonego wzorem (2), gdzie: D – wartość drgań,  $x_1$  – tulejka,  $x_2$  – przewód,  $x_3$  – powierzchnia.

Factorial Fit: Order99000\_Mean versus Tube; Cable; Surface

Estimated Effects and Coefficients for Order99000\_Mean (coded units)

Term	Effect	Coeff	SE Coef	T	P
Constant		94.447	0.03223	2930.03	0.000
Tube	0.562	0.281	0.03223	8.72	0.000
Cable	-0.157	-0.078	0.03223	-2.43	0.041
Surface	-2.407	-1.204	0.03223	-37.94	0.000
Tube*Cable	-0.188	-0.094	0.03223	-2.92	0.019
Tube*Surface	-0.880	-0.440	0.03223	-13.64	0.000
Cable*Surface	0.160	0.080	0.03223	2.49	0.038
Tube*Cable*Surface	-0.080	-0.040	0.03223	-1.24	0.250

S = 0,128937 PRESS = 0,531988  
R-Sq = 99,53% R-Sq(pred) = 98,10% R-Sq(adj) = 99,11%

Fig. 14. Data to the mathematical model: 1 – coefficients, 2 – accuracy of the mathematical model

Rys. 14. Dane dla modelu matematycznego: 1 – współczynniki, 2 – dokładność modelu matematycznego

Table 2. Value of initial factors for the mathematical model

Tabela 2. Wartości czynników wejściowych dla modelu matematycznego

Sleeve	with sleeve	without sleeve
	-1	1
Wiring cable	attached	loose
	-1	1
Surface	rough	grinded
	-1	1

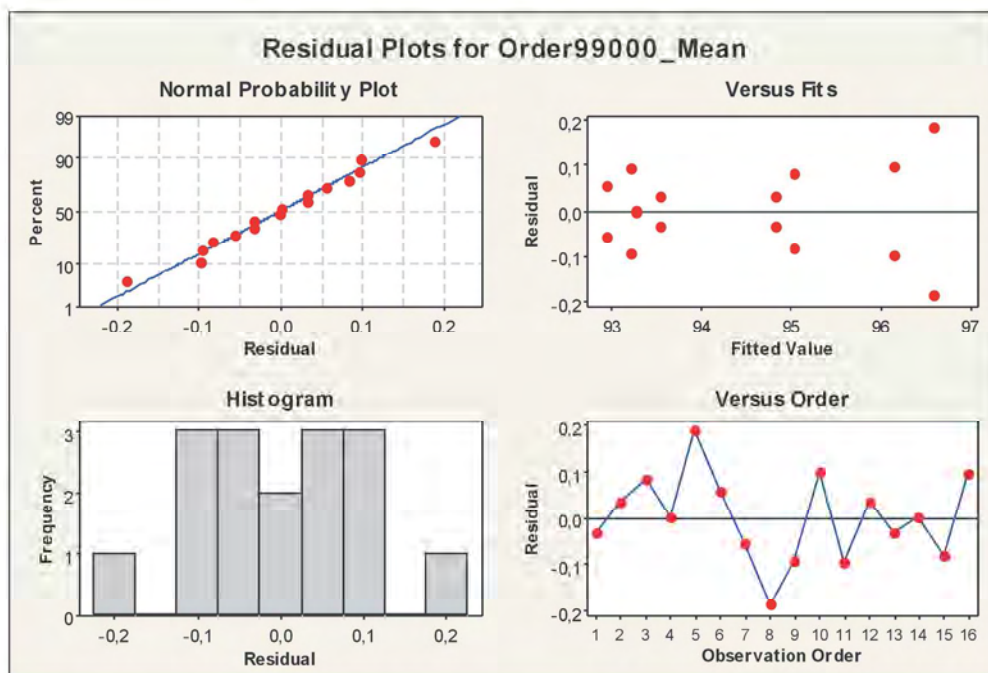


Fig. 16. Diagram of probability and residual diagram

Rys. 16. Wykres prawdopodobieństwa oraz resztowy

Results of the analysis of conditions are shown in the Fig. 17, with marked optimal factors (red colour): spring with sleeve, loose wiring cable and grinded surface.

Impact of the contact surface with the sensor is significant and additionally results in decrease of average amplitude of measured vibrations and considerable reduction of scatter of the results (Fig. 18 and 19). Moreover, use of the stabilizing sleeve has an effect on reduction of amplitude of recorded vibrations and scatter of obtained results. Influence of attachment of the wiring cable is pointing at its small signifi-

Potwierdzenie utworzenia poprawnego modelu matematycznego dla doświadczenia umożliwia znalezienie optymalnych warunków, w celu minimalizacji wartości drgań. Przyjęto do projektu wartość docelową otrzymywanych drgań – 93,5 dB.

Wynik analizy warunków przedstawiono na rys. 17 z zaznaczonymi czynnikami optymalnymi (kolor czerwony): sprężyna z tulejką, przewód luźny oraz powierzchnia szlifowana.

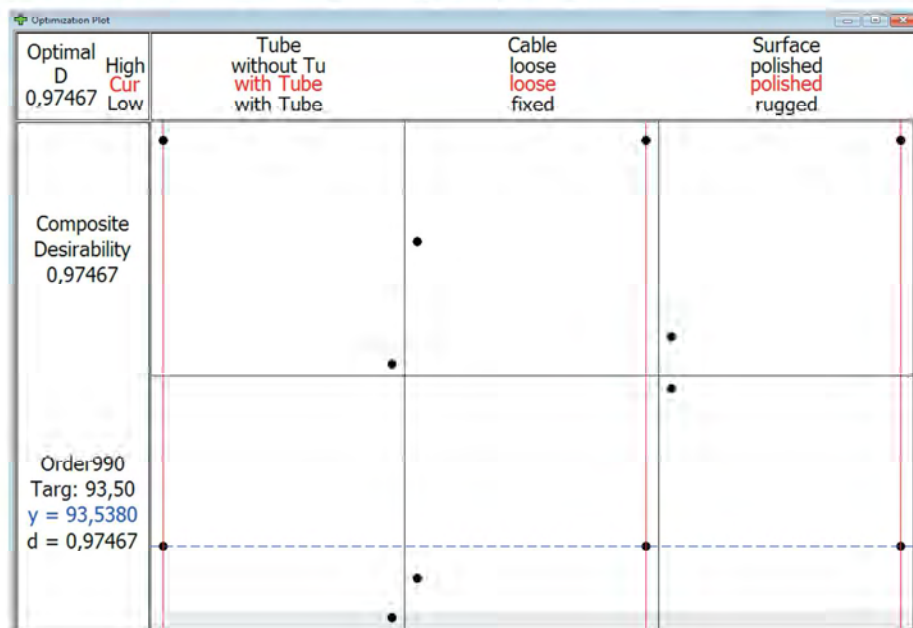


Fig. 17. Optimal input factors to minimization of measured vibrations

Rys. 17. Optymalne czynniki wejściowe dla minimalizacji mierzonych drgań

Według przeprowadzonego doświadczenia model ten odzwierciedla warunki rzeczywiste w ponad 99 procentach.

Dla modelu matematycznego przyjmujemy wartości zmiennych w tabeli 2.

Wykres Pareto (rys. 15) przedstawia statystyczną istotność badanych czynników podczas doświadczenia wraz linią czerwoną wskazującą granicę istotności czynników wejściowych.

Poprawność modelu matematycznego potwierdzają wykresy resztowe (rys. 16). Różnice pomiędzy wartościami przewidywanymi a wartościami zmierzonymi są akceptowalne.

Wpływ zmiany stanu powierzchni styku czujnika jest istotny i powoduje dodatkowo zmniejszenie średniej amplitudy mierzonych drgań oraz znaczne zmniejszenie rozrzutu wyników (rys. 18 i 19). Również zastosowanie tulejki stabilizującej wpływa na zmniejszenie amplitudy rejestrowanych drgań i rozrzutu otrzymywanych wyników. Wpływ mocowania przewodu wskazuje na jego małą istotność w procesie pomiaru drgań silnika spalinowego metodami wibroakustycznymi

## 5. Wnioski

Przeprowadzone badania wpływu zakłóceń na sygnał wibroakustyczny podczas testu zimnego silnika wskazują na istotne znaczenie dwóch czynników: stanu powierzchni styku czujnika

**Two-Sample T-Test and CI: Order99000\_Mean; Tube**

Two-sample T for Order99000\_Mean

Tube	N	Mean	StDev	SE Mean
with Tube	8	94,166	0,828	0,29
without Tube	8	94,73	1,77	0,63

Difference = mu (with Tube) - mu (without Tube)

Estimate for difference: -0,562

95% CI for difference: (-2,126; 1,002)

T-Test of difference = 0 (vs not =): T-Value = -0,81 P-Value = 0,437 DF = 9

**Two-Sample T-Test and CI: Order99000\_Mean; Cable**

Two-sample T for Order99000\_Mean

Cable	N	Mean	StDev	SE Mean
fixed	8	94,53	1,50	0,53
loose	8	94,37	1,32	0,47

Difference = mu (fixed) - mu (loose)

Estimate for difference: 0,157

95% CI for difference: (-1,369; 1,683)

T-Test of difference = 0 (vs not =): T-Value = 0,22 P-Value = 0,828 DF = 13

**Two-Sample T-Test and CI: Order99000\_Mean; Surface**

Two-sample T for Order99000\_Mean

Surface	N	Mean	StDev	SE Mean
polished	8	93,243	0,230	0,081
rugged	8	95,650	0,801	0,28

Difference = mu (polished) - mu (rugged)

Estimate for difference: -2,407

95% CI for difference: (-3,086; -1,728)

T-Test of difference = 0 (vs not =): T-Value = -8,17 P-Value = 0,000 DF = 8

Fig. 18. Results of the 2t test for the following factors: sleeve, wiring cable, surface

Rys. 18. Wyniki testu 2t dla czynników: tulejka, przewód, powierzchnia

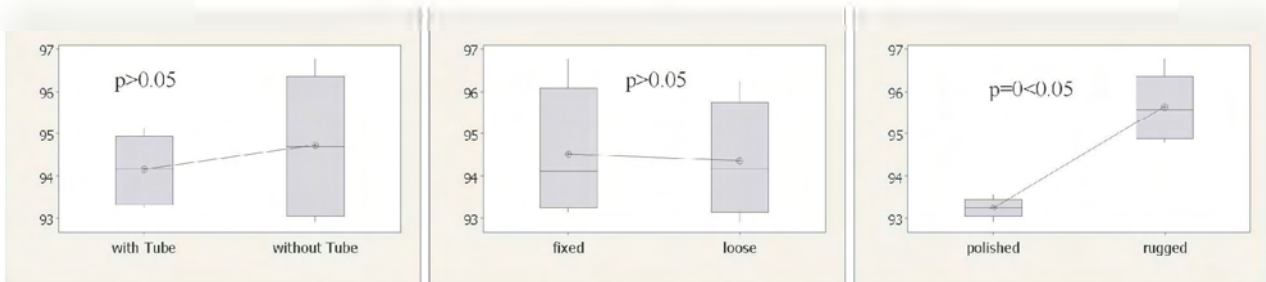


Fig. 19. Graphic presentation of the 2t test results for the input factors: sleeve, wiring cable, surface

Rys. 19. Graficzne przedstawienie wyników testów 2t dla czynników wejściowych: tulejka, przewód i powierzchnia

cance in measuring process of engine vibrations with use of vibroacoustic methods.

**5. Conclusions**

Performed investigations of influence of the interferences on vibroacoustic signal during cold test of the engine are pointing at significance of two factors: conditions of contact surface of the cylinder block with the sensor and deformations of the compression spring. Effect of wiring cable of the sensor (free hanging or attached to cylinder block) is very small and can be considered as insignificant. Contact surface, machined with grinder, and use of the sleeve stabilizing deformations of the pressing spring should be considered as optimal conditions for carrying out the measurements.

Among investigated factors, use of grinding operation of contact surface on the cylinder block with piezoelectric sensor effects in the biggest changes of the vibroacoustic signal. Results obtained for many investigated engines are pointing at reduction of average amplitude of the vibrations for 200 orders shown in the DoE program. Simultaneously, it should be underlined that real vibrations of the engine are independent of whether the contact surface is raw or ma-

z kadłubem silnika oraz odkształceń sprężyny dociskowej czujnika. Wpływ przewodu elektrycznego czujnika (swobodny i mocowany do korpusu) jest bardzo mały i może być uznany za nieistotny. Za optymalne warunki przeprowadzenia pomiarów należy uznać powierzchnię styku obrabianą szlifierką oraz zastosowanie tulejki stabilizującej odkształcenia sprężyny dociskowej.

Zastosowanie obróbki powierzchni styku czujnika piezokwarcowego z kadłubem przez szlifowanie szlifierką powoduje największe zmiany sygnału wibroakustycznego spośród badanych czynników. Wyniki uzyskane dla wielu egzemplarzy silnika wskazują na zmniejszenie średniej amplitudy drgań dla 200 rzędów wykazywanych przez program DoE. Należy równocześnie zaznaczyć, że drgania rzeczywiste silnika są niezależne od tego, czy powierzchnia styku jest chropowata, czy obrabiana. Fakt ten należy uwzględnić przy analizach sygnałów wibroakustycznych.

Najważniejszym praktycznym efektem obróbki powierzchni styku z czujnikiem piezoelektrycznym jest zmniejszenie rozrzutu sygnału wibroakustycznego. Powoduje to zmniejszenie wartości średniej amplitudy drgań w całym zakresie badanych rzędów Ord = 0–200. Umożliwia to

chined. This fact should be taken into considerations during analysis of vibroacoustic signals.

The most important practical effect of machining of the contact surface with the piezoelectric sensor is reduction of scatter of the vibroacoustic signal. It results in reduction of average value of amplitude of the vibrations in full range of investigated orders  $Ord = 0 \div 200$ . It allows conscious restriction of control process limits of the engine during final test, what increases probability of separation of faulty engines.

Usage of the stabilizing sleeve in the sensing unit results in decrease of average amplitude of recorded vibrations. The tests have shown that such usage has considerably lower statistic significance within implemented mathematical model, comparing to grinding of the contact surface on the cylinder block.

Due to low significance of the interferences connected with change of position of the wiring cable, it has been decided to give up idea of attachment of the cable to body of the sensing unit.

In result of performed investigation, it has been already submitted proposal of additional machining of the cylinder block in area of contact with piezoelectric sensor, and actually the sleeves stabilizing the measuring unit in all cabins of the cold test have been installed. It should reduce scatter of recorded vibroacoustic signals and improve detection of faulty engines.

świadome zaostrzenie limitów procesu kontrolnego silnika podczas testu końcowego, co zwiększa prawdopodobieństwo separacji wadliwych silników.

Zastosowanie tulejki stabilizującej w zespole czujnika powoduje zmniejszenie średniej amplitudy rejestrowanych drgań. Badania wykazały, że ma to jednak znacznie mniejszą istotność statyczną w zastosowanym modelu matematycznym w stosunku do szlifowania powierzchni styku korpusu silnika.

Ze względu na małą istotność zakłóceń związanych ze zmianą położenia przewodu elektrycznego postanowiono zrezygnować z mocowania go do obudowy zespołu czujnika.

W wyniku przeprowadzonych badań zgłoszono propozycję dodatkowej obróbki korpusu silnika w miejscu styku z czujnikiem piezokwarcowym i już obecnie zamontowano tulejki stabilizujące zespół pomiarowy we wszystkich kabinach testów zimnych. Powinno to zmniejszyć rozrzuty rejestrowanych sygnałów wibroakustycznych i poprawić wykrywalność wadliwych silników.

## Bibliography/Literatura

- [1] Barański R. Wavelet transfer function in analysis of vibrations in the system „manual tool – operator’s hand”. Falkowa funkcja przejścia w analizie drgań układu „narzędzie ręczne – ręka operatora”. AGH Kraków, praca doktorska, 2007.
- [2] Brüel & Kjaer, Vibrations and shocks, Wibracje i wstrząsy, broszura, Naerum, Dania 1984.
- [3] Cempel C. Fundamentals of vibroacoustic diagnostics of machines. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, WTN, Warszawa 1982.
- [4] Janczewski L. Diagnostics of a selected self-ignition engine’s units during cold test (vibroacoustic analysis). Diagnostyka uszkodzeń wybranych zespołów silnika o zapłonie samoczynnym podczas testu zimnego (analiza wibroakustyczna). ATH, Bielsko-Biala, praca doktorska, 2013.
- [5] Lipski J. Diagnostics of manufacturing processes. Diagnostyka procesów wytwarzania, Politechnika Lubelska, Lublin 2013.
- [6] Madej H. Processing methods of vibroacoustic signals in diagnostics of combustion engines. Metody przetwarzania sygnałów wibroakustycznych w diagnozowaniu silników spalinyowych. Zeszyty Naukowe Transport, Politechnika Śląska, nr 69/2010, s. 97-104.
- [7] Stelmasiak Z., Rudnicki M. Use of vibroacoustic signals in diagnostics of automotive engines in cold test. Wykorzystanie sygnałów wibroakustycznych w diagnostyce silników samochodowych w teście zimnym. Logistyka 3/2014.
- [8] Stelmasiak Z., Rudnicki M. Detection of damaged gear of combustion engines with use of vibroacoustic methods. Wykrywalność uszkodzeń przekładni zębatej silników spalinyowych metodami wibroakustycznym, Combustion Engines 3/2014.
- [9] Stelmasiak Z., Rudnicki M. Vibroacoustic analysis of cold test for a gear and camshaft of automotive engine. Analiza wibroakustyczna testu zimnego dla przekładni zębatej i wałka rozrządu silnika samochodowego., Konferencja Konmot, Kraków 25-26.09.2014.
- [10] [www.ec-diagnostics.pl](http://www.ec-diagnostics.pl)
- [11] [www.pcb.com](http://www.pcb.com)
- [12] [www.statsoft.pl](http://www.statsoft.pl)

Prof. Zdzisław Stelmasiak, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biala.

Prof. dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak – kierownik Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

e-mail: [zstelmasiak@ath.bielsko.pl](mailto:zstelmasiak@ath.bielsko.pl)



Mariusz Rudnicki, MEng. – doctoral student at the Faculty of Machine Design and Information Technology, University of Bielsko-Biala.

Mgr inż. Mariusz Rudnicki – doktorant na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

e-mail: [mariusz.rudnicki@fiat.com](mailto:mariusz.rudnicki@fiat.com)



## Deposits in spark ignition engines – formation and threats

*The paper reports on both the processes of harmful deposits formation in spark ignition engines and their threats related to engine operation. The connection of a dynamic development of piston engines and fuel injection systems with increasing problems of deposits formation on various engine parts has been discussed at length. The effect of fuel composition, engine design and its operating parameters on the formation of a variety of engine deposits has been described. Possible causes of deposits formation have also been indicated. The paper confirms great importance of modern deposit control detergents and state-of-the-art technology of manufacturing of injection systems components in counteracting this detrimental phenomenon.*

Key words: engine deposits, engine fuels, detergents, operation of combustion engines

### Osady w tłokowych silnikach spalinowych ZI – tworzenie i zagrożenie

*W artykule omówiono procesy tworzenia szkodliwych osadów w tłokowych silnikach spalinowych ZI i zagrożenia, jakie one stwarzają podczas eksploatacji silników. Przedyskutowano powiązanie rozwoju silników tłokowych oraz układów wtrysku paliwa z narastającymi problemami powstawania osadów na różnych elementach silników. Opisano wpływ kompozycji paliwa, konstrukcji silnika i warunków jego eksploatacji na różne osady silnikowe. Wskazano możliwe przyczyny tworzenia osadów. Podkreślono ogromne znaczenie dodatków detergentowych, a także zmian w technologii wykonywania i obróbki elementów układów wtrysku paliwa w przeciwdziałaniu szkodliwym procesom tworzenia osadów.*

Słowa kluczowe: osady silnikowe, paliwa silnikowe, dodatki detergentowe, eksploatacja silników spalinowych

### 1. Introduction

The phenomenon of deposit formation on the inner parts of the engine components and the inner and outer parts of the fuel injection system components (particularly injectors and high pressure pumps) has been an issue for many years. However, only after the introduction of exhaust emission reduction legislation, has extended research been initiated aiming at determining of the causes for the deposits, the mechanisms of their formation, the factors facilitating the growth of the deposits and detergents preventing the formation of the same on vital operating elements of engines and fuel systems. The need for such research originated in the necessity to meet stringent environment protection legislation. This led to the introduction of increasingly sophisticated designs of engines and implementation of strategies of control of multiple fuel injection, mixture formation and combustion process. It turned out, however, that the deposits formed inside the engines could significantly disturb the efficient coexistence of these technologies and solutions. Initially, only organic deposits (composed of carbon and hydrogen, but also containing oxygen, sulfur, nitrogen and other elements) were subjected to analysis. The deposits form on the surfaces of: combustion chambers in the cylinder heads, piston crowns, intake and exhaust valves, intake and exhaust ducts and manifolds as well as injection nozzles (formerly also carburetor mixing chambers). It has also been confirmed that deposits appear on key components of both diesel and gasoline engines. It has also been rather quickly ascertained that for gasoline engines the greatest perils (in terms of engine performance) are deposits forming in the combustion chambers, on intake valves, inside the intake ducts and on the injection nozzles. The size and composition

### 1. Wstęp

Zjawisko powstawania osadów na wewnętrznych powierzchniach elementów tłokowych silników spalinowych oraz zewnętrznych i wewnętrznych powierzchniach podzespołów układów wtrysku paliwa (zwłaszcza wtryskiwaczy i wysokociśnieniowych pomp wtryskowych) jest znane od wielu lat. Jednak dopiero od czasu wprowadzenia przepisów zmniejszających emisję składników szkodliwych do atmosfery przez silniki spalinowe rozpoczęto szerokie badania mające na celu ustalenie przyczyn powstawania osadów, mechanizmów ich tworzenia, czynników sprzyjających procesom przyrostu osadów, a zwłaszcza środków zapobiegających ich osadzaniu się na powierzchniach kluczowych, roboczych elementów silników oraz układów paliwowych. Potrzeby takich badań wynikały z konieczności spełniania przez silniki coraz ostrzejszych przepisów w zakresie ochrony środowiska naturalnego człowieka. Wiązało się to z wprowadzaniem coraz bardziej złożonych konstrukcji silników oraz strategii sterowania procesami precyzyjnego, dzielonego na części wtrysku paliwa, zaawansowanych strategii tworzenia mieszanki palnej i sterowania procesami spalania w silnikach. Okazało się jednak, że współdziałanie tak złożonych technologii i rozwiązań silników może być w sposób istotny zakłócające tworzoneymi w nich osadami. Początkowo badaniom poddawano wyłącznie osady organiczne składające się głównie z węgla i wodoru, ale często zawierające również tlen, siarkę, azot i inne pierwiastki. Osady takie powstają na powierzchniach: komór spalania w głowicach, denek tłoków, zaworów dolotowych i wylotowych, przewodów oraz kanałów dolotowych i wylotowych, a także końcówek wtryskiwaczy układów wtrysku paliwa (wcześniej także komór mieszkowych gaźników) tłokowych silników

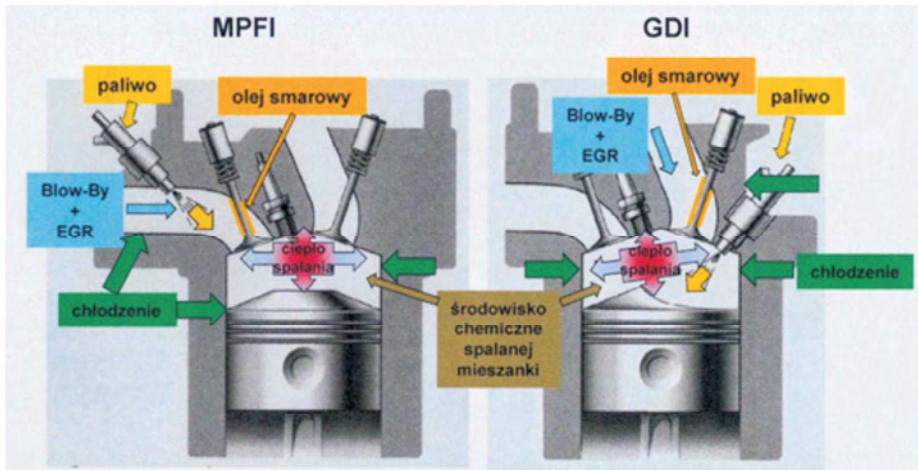


Fig. 1. Phenomena and factors influencing the formation of deposits in MPFI and GDI spark ignition engines

Rys. 1. Zjawiska i czynniki oddziałujące na tworzenie osadów w silnikach ZI z MPFI oraz ZI z GDI [Legenda: paliwo – fuel, olej smarowy – engine oil, chłodzenie – cooling, ciepło spalania – combustion heat, środowisko chemiczne spalanej mieszanki – chemical environment of the combusted mixture]

of these deposits are influenced by a variety of phenomena as shown in Fig. 1.

The most important in the formation of coke deposits and resins are the processes of thermodynamic oxidation and degradation of fuel and engine oil during operation. The deposits also form following incomplete combustion of fuel and engine oil (inside engine combustion chambers). Deposits on intake valve heads are formed because the engine oil needed to lubricate the valve guides flows down the valve stems and penetrates the valve seals (depending on the engine deterioration level and engine viscosity) to get to the hot valve heads. Fuel thermal stability (depending on its molecular composition) is important in the formation of deposits. In terms of thermal stability of fuel, we may distinguish two ways of deposit formation – low-temperature self-oxidation referred to as the ‘contamination’ and high-temperature thermal decomposition (pyrolysis) referred to as the ‘coking’ [1]. For the formation of the precursors of deposits, compounds containing oxygen, nitrogen and sulfur are of vital importance, let alone small amounts of metals contained in the fuel that catalyze the oxidation process (zinc and copper). The polarity of compounds forming the precursors of deposits and the interaction between them on the surface of metals on which they deposit also have great influence on the formation of deposits. Extensive research allowed establishing that the most important for carbon deposit formation are the components of fuel of the highest boiling temperature in the following order: aromates, diolefins, olefins, naphthenes and, to a lower extent, paraffins [2, 3]. The heating of the metal surface to a temperature higher than the boiling temperature of the fuel components prevents or limits the formation of deposits and leads to flaking and detaching of the deposits already formed, thus accelerating the process of self-cleaning. However, even at the temperature of above 350 °C, the formation of carbon deposits is possible. They form as a result of decomposition of hydrocarbons to free carbon and hydrogen or a condensation/polymerization of

spalinowych. Stwierdzono też, że występują one na kluczowych, roboczych elementach zarówno silników ZI, jak i ZS. Szybko też ustalono, że dla silników ZI osadami najbardziej zagrażającymi ich poprawnej pracy, w rozumieniu zachowania deklarowanych przez producentów osiągnięć w czasie oraz walorów użytkowo-eksploatacyjnych, są te, które tworzą się w komorach spalania, na zaworach dolotowych, w kanałach dolotowych i na końcówkach wtryskiwaczy paliwa. Na wielkość i skład tych osadów ma wpływ wiele zjawisk i czynników, które przedstawiono na rys. 1.

Największe znaczenie w tworzeniu osadów koksowych,

a także w postaci żywicy odgrywają procesy termicznego utleniania i degradacji paliwa oraz oleju smarowego w warunkach pracy silnika. Osady takie powstają też na skutek procesów niezupełnego spalania paliwa i oleju smarowego np. w komorach spalania silników. W odniesieniu do osadów na grzybkach zaworów dolotowych, olej smarowy niezbędny do smarowania prowadnic zaworowych spływa po trzonkach zaworowych, a następnie przedostając się przez uszczelniacze (w stopniu uzależnionym od wielkości zużycia silnika i lepkości oleju), spływa na gorące grzybki zaworów, tworząc osady. W tworzeniu osadów istotna jest też stabilność termiczna paliwa zależna od jego budowy cząsteczkowej. Biorąc pod uwagę stabilność termiczną paliwa, można wyróżnić dwie drogi tworzenia osadów, tj. przez niskotemperaturowe samoutlenianie zwane „zanieczyszczeniem” oraz wysokotemperaturowy rozkład termiczny (piroliza) zwany „zakoksowywaniem” [1]. Dla formowania prekursorów osadów mają znaczenie związki zawierające tlen, azot oraz siarkę, a także znajdujące się w paliwach, najczęściej w śladowych ilościach, metale stanowiące katalizatory procesów utleniania paliwa (np. cynk i miedź). Duże znaczenie w powstawaniu osadów przypisuje się też polarności związków tworzących prekursorów osadów i interakcjom pomiędzy nimi a powierzchnią metali, na której się osadzają. Szerokie badania pozwoliły ustalić, że najistotniejsze dla tworzenia osadów węglowych mają składniki paliwa o najwyższej temperaturze wrzenia, a zatem w kolejności: aromaty, diolefiny, olefiny, nafteny i w mniejszym stopniu parafiny [2, 3]. Nagrzewanie się powierzchni metali do temperatury wyższej od temperatury wrzenia składników paliwa zapobiega lub ogranicza powstawanie osadów, a dla osadów już osadzonych na takiej powierzchni powoduje ich łuszczenie i odrywanie, a zatem przyspiesza procesy samooczyszczania. Jednak nawet przy temperaturze powyżej 350 oC możliwe jest tworzenie osadów węglowych. Powstają one na skutek rozkładu

hydrocarbons to larger, polynuclear aromatic hydrocarbons (PAH) that form the deposits as a consequence [1]. Metallic catalysts usually accelerate the process of formation of deposits by polymerization and thermal decomposition of fuel. Often, the fuel additives, including detergents, have a higher boiling temperature and a lower thermal resistance than the components of the base fuel. Consequently, the deposit formation intensifies on the surface of the engine components heating to temperatures lower than the boiling temperature of these additives [3]. For example, in indirect injected gasoline engines the temperature of the injection nozzles may reach above 100 °C and in direct injected gasoline engines this temperature reaches approx. 180 °C. In direct injected diesel engines the temperature of the nozzles is 300–350 °C [3, 4]. The temperature of the upper surface of the intake valve heads of spark ignition engines

węglowodorów do wolnego węgla i wodoru, lub kondensacji/polimeryzacji węglowodorów do większych wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych (PAH), które następnie tworzą osady węglowe [1]. Metaliczne katalizatory zazwyczaj przyspieszają procesy inicjowania i powstawania osadów przez polimeryzacje i termiczny rozkład paliwa. Często składniki pakietów uszlachetniających paliwa, w tym dodatki detergentowe, mają wyższą temperaturę wrzenia niż składniki paliwa bazowego, a przy tym niską odporność termiczną. W wyniku tego na powierzchniach elementów silnika nagrzewających się do temperatury niższej niż temperatura wrzenia tych dodatków intensyfikują one procesy tworzenia osadów [3]. Przykładowo, w odniesieniu do silników ZI z pośrednim wtryskiem paliwa temperatura, do której nagrzewają się końcówki wtryskiwaczy sięga powyżej 100 °C, a w silnikach ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa do oko-

ło 180 °C. Z kolei w silnikach ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa do około 300–350 °C [3, 4]. Temperatura górnych powierzchni grzybków zaworów dolotowych silników ZI dochodzi do 350 °C. Równocześnie średnia temperatura powierzchni komór spalania zmienia się w szerokim zakresie począwszy od 120 °C w obszarze kanałów przepływu czynnika chłodzącego silnik do około 320 °C w obszarze gniazd zaworów wylotowych silnika i do ponad 800 °C na powierzchni zaworów wylotowych [4]. Gdy stosuje się EGR, gazy spalinowe doprowadzane do układu dolotowego silnika, zawierają gorące cząstki i produkty spalania, a także prekursorosadów. Sprzyja to procesom formowania osadów oraz ich wzrostowi, zwłaszcza w przewodach i kanałach dolotowych, na końcówkach wtryskiwaczy silników ZI z SPI i MPFI oraz na zaworach dolotowych. Na rysunku 2 przedstawiono najważniejsze czynniki mające wpływ na procesy tworzenia i wzrostu osadów węglowych.

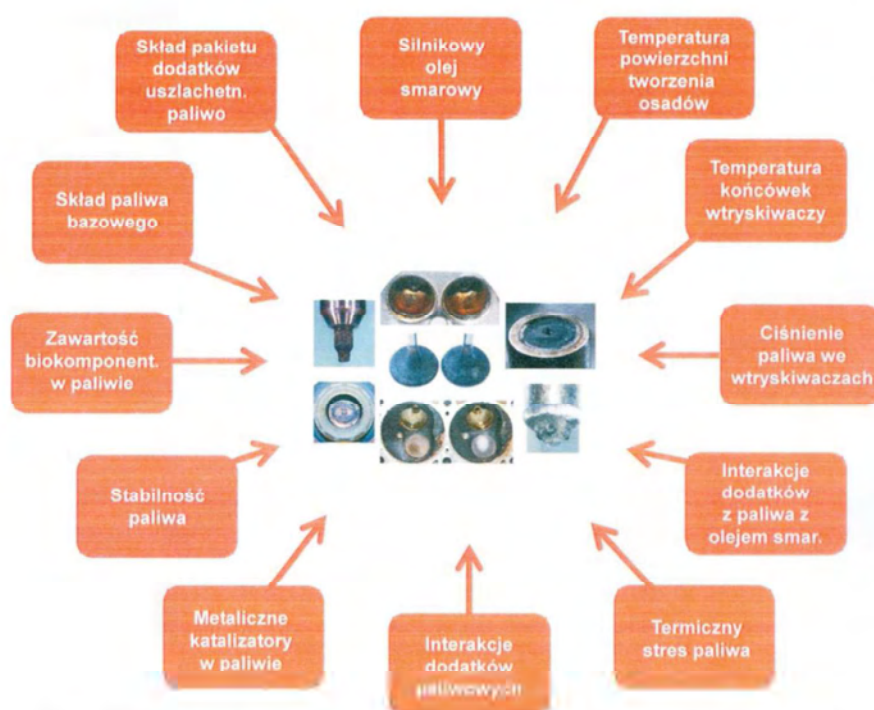


Fig. 2. Factors influencing the formation and buildup of deposits in piston combustion engines

Rys. 2. Najważniejsze czynniki szczegółowe wpływające na tworzenie, wzrost i skład osadów w tłokowych silnikach spalinowych [Legenda kolejno od 12 zgodnie z ruchem wskazówek zegara: engine oil, temperature of the deposit formation surface, temperature of the injection nozzles, fuel pressure in the injectors, interaction of the fuel additives and the engine oil, fuel thermal stress, interactions of the fuel additives, metallic catalysts in the fuel, fuel stability, content of bio-components in the fuel, composition of base fuel, composition of the fuel additives]

reaches 350 °C. At the same time the average temperature on the surface of combustion chambers varies widely starting from 120 °C in the area of the cooling ducts, 320 °C in the area of the exhaust valves and 800 °C on the surface of the exhaust valves [4]. If EGR is applied, the exhaust gas is fed to the engine intake system, containing hot products of combustion and the precursors of deposits. This facilitates the increase of the process of deposit formation particularly in the intake ducts, injection nozzles of SPI and MPFI spark

## 2. Osady na wtryskiwaczach silników ZI z pośrednim wtryskiem paliwa (SPI i MPFI)

Wtryskiwacze układów SPI oraz MPFI są precyzyjnie wykonane i muszą odmierzać, w sposób bardzo dokładny, ilość wtryskiwanego do kolektora/ów dolotowego/ych paliwa. Do ich poprawnego działania niezbędne jest utrzymanie czystych powierzchni (bez osadów) w obszarach otwórka wylotowego paliwa i części czopika iglicy poruszającej

ignition engines and the intake valves. Figure 2 presents the most significant factors influencing the processes of carbon deposit formation and buildup.

## 2. Deposits on the injectors of SPI and MPFI indirect injected spark ignition engines

SPI and MPFI injectors are precisely manufactured and must accurately measure the amount of fuel injected into the manifold. For the injectors to operate properly, clean deposit-free surfaces near the injector outlet hole and the pintle are necessary, which is also the case for the fuel flow channels and the edges of the injector holes (single and multi-hole injectors). In order to obtain the required precision of fuel dosage and its proper atomization, the circumferential gap between the edge of the fuel dosing hole and the pintle must be of approx. 0.05 mm. Any contamination by the adhered coke deposits has direct influence on the amount of fuel released by the injector. This, in turn, may result in uncontrolled changes of the excess air coef-

się w otworze wylotowym paliwa, a dla wtryskiwaczy jedno- lub wielootworowych kanału/ów wypływu paliwa i krawędzi otworków wylotowych. W celu uzyskania wymaganej precyzji ilościowego dozowania paliwa oraz jego właściwego rozpylenia, obwodowa szczelina pomiędzy krawędzią otworka dozującego paliwo a poruszającym się w nim czopikiem iglicy wtryskiwacza ma szerokość około 0,05 mm. Zatem jej jakiegokolwiek zanieczyszczenie przez przywierające do niej osady koksowe ma bezpośredni wpływ na wielkość wypływu paliwa. To z kolei może wpływać na niekontrolowane zmiany współczynnika nadmiaru powietrza tworzonej mieszanki palnej oraz związane z tym konsekwencje. Przykładowo, w układach jednopunktowego wtrysku benzyny (SPI) wymagana jest zazwyczaj symetryczna struga paliwa wtryskiwanego do wspólnego dla wszystkich cylindrów silnika odcinka kanału dolotowego. Jeśli w wyniku zanieczyszczenia otworka wylotowego wtryskiwacza nastąpi zniekształcenie i zmiana kierunku rozpylanej strugi paliwa, to powstaną duże różnice w rozkładzie ilości paliwa doprowadzanego do poszczególnych cylindrów silnika. Będzie to prowadziło do zwiększenia emisji szkodliwych składników spalin do atmosfery, trudności w uruchamianiu silnika, nierównej pracy podczas nagrzewania silnika, a nawet wypadania zapłonów. Dla układów wielopunktowego wtrysku paliwa (MPFI), zniekształcone, na skutek powstałych osadów, strugi paliwa poszczególnych wtryskiwaczy będą częściowo trafiały w ścianki kanałów układu dolotowego. Przy równocześnie gorszej jakości rozpylanego paliwa i różnicach w natężeniu dopływu paliwa do poszczególnych cylindrów doprowadzi to do narastających różnic w składzie mieszanki palnej tworzonej w cylindrach silnika i związanych z tym konsekwencji. Jak stwierdzono, praca silnika w warunkach ustalonych, niezależnie czy na biegu jałowym, czy przy wyższych prędkościach obrotowych nie sprzyja powstawaniu osadów na tego typu wtryskiwaczach [5]. Dopiero po wyłączeniu rozgrzanego silnika paliwo pozostałe w kanalikule wylotowym wtryskiwacza i na powierzchni czopika (jeśli jest to wtryskiwacz czopikowy) jest poddawane wygrzewaniu w wysokich temperaturach. Prowadzi to początkowo do odparowania lekkich frakcji paliwa i pozostawienia cienkiego filmu ciężkich frakcji na powierzchniach wtryskiwaczy. Następnie węglowodory te utleniają się i w postaci gum i żywic przylegają do powierzchni wtryskiwaczy – rys. 3.

Osady takie mogą też wiązać cząstki zanieczyszczeń będące produktami spalania, które przedostają się do układu dolotowego przez EGR lub system przewietrzania skrzyni korbowej [5]. Przy tym wymagany jest czas co najmniej kilkudziesięciu minut unieruchomienia silnika, aby prekursor osadów mogły się spolimeryzować i utworzyć osady. Jeśli silnik będzie uruchomiony wcześniej, to prekursor osadów mogą być wymyte z wtryskiwaczy przez przepływające paliwo.

Duże znaczenie dla szybkości i ilości powstawania osadów ma konstrukcja i sposób obróbki wtryskiwacza, a także temperatura, do jakiej nagrzewa się jego końcówka. Zależy to nie tylko od warunków pracy silnika, ale także od sposobu i miejsca zamontowania wtryskiwacza.

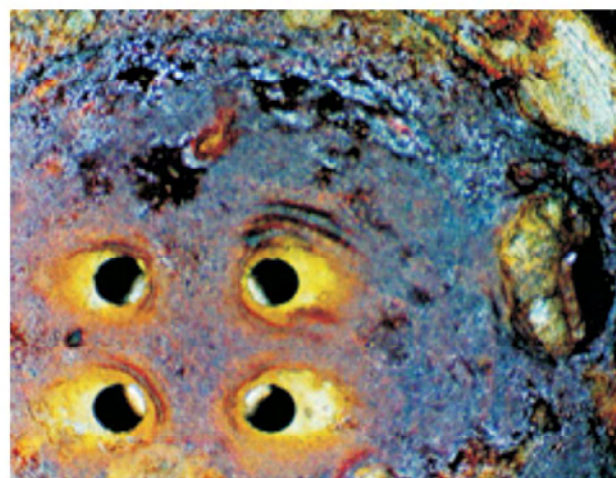


Fig. 3. Example deposits on the nozzle of a multihole spark ignition MPFI injector

Rys. 3. Przykładowe osady na końcówce wielootworowego wtryskiwacza silnika ZI z MPFI

ficient of the mixture and its consequences. For example, in single port injection systems (SPI) a symmetrical fuel spray is usually required injected to a common (for all cylinders) intake duct. If the injector hole is contaminated and a distortion and change of the direction of the spray occurs, significant differences in the distribution of fuel to individual cylinders will result. This will lead to increased exhaust emissions, engine start issues, uneven engine operation during warm-up or even misfires. For multipoint injection systems (MPFI), fuel sprays of individual injectors distorted by the deposits will partly aim at the walls of the intake duct. A deteriorated quality of the atomized fuel and differences in the flow intensity of fuel to individual cylinders will lead to growing differences in the mixture composition inside the cylinders and its consequences. As has been confirmed, steady state operation, whether idle or under load at higher engine speeds, prevents the formation of deposits in this type of injectors [5]. Only after stopping the engine, the fuel left in the injector hole and on the injector pintle (if pintle type injector is applied) is subject to heating at higher temperatures. This initially leads to evaporation of the light fuel fractions and a deposition of a thin film of fractions on the surface of the injectors. The hydrocarbons are then oxidized and stick to the injector surfaces in the form of rubbers and resins – Fig. 3.

Such deposits may also bond particles that are products of combustion penetrating the intake system through EGR or following crankcase ventilation [5]. For the precursors of deposits to polymerize and form, a time of at least a few dozen minutes of the engine stopped is required. If the engine is started earlier the precursors may be flushed from the injectors by the flowing fuel.

The injector design and method of its machining as well as the temperature of the needle in operation are of great importance for the deposits formation rate and their amount. This depends not only on the engine operating conditions but the location of the injector and its method of fitting.

### 3. Deposits on the injectors of direct injected spark ignition engines

Unlike SPI and MPFI indirect injected engines, the deposits of direct injected (GDI) engines on the injectors are formed under steady state operating conditions. In GDI engines the injectors are located directly in the combustion chamber. Depending on the fitting of the injector, the formation of a stratified charge may be realized through: directing the fuel spray towards the spark plug by injecting it onto the chamber wall (wall-guided), injection of the fuel into a swirl inside the combustion chamber to direct it onto the spark plug (air guided) or directing the fuel spray straight on the spark plug (spray guided). The coke deposits formed on the injection nozzle distort the injection of the fuel spray influencing its shape and penetration. This has an adverse effect on the process of mixture formation and the combustion process inside the combustion chamber. At the same time the average size of the atomized fuel drop increases, which slows down the process of mixture formation. The

### 3. Osady na wtryskiwaczach silników ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa

W przeciwieństwie do silników z wtryskiem pośrednim typu SPI lub MPFI, w silnikach z wtryskiem bezpośrednim (GDI) osady na wtryskiwaczach tworzą się też w warunkach ustalonych parametrów pracy silnika. W silnikach GDI wtryskiwacze umieszczone są bezpośrednio w komorach spalania. W zależności od sposobu zamontowania tam wtryskiwacza, tworzenie uwarstwionego ładunku mieszanki palnej może być realizowane za pomocą: kierowania strumienia rozpylanego paliwa w pobliże świecy zapłonowej przez jego odbicie od odpowiednio ukształtowanego denka tłoka (*wall-guided*), albo wtryskiwania paliwa do odpowiednio ukształtowanego w cylindrze wiru powietrznego przenoszącego strumień paliwa w pobliże świecy zapłonowej (*air guided*), albo bezpośredniego kierowania strumienia paliwa z wtryskiwacza w pobliże świecy zapłonowej (*spray guided*). Utworzone na końcówce wtryskiwacza osady koksowe zniekształcają wtryskiwane strugi paliwa, wpływając zarówno na ich kształt, jak i zasięg. Ma to bardzo niekorzystne oddziaływanie na przebieg tworzenia mieszanki palnej i procesy spalania w komorze spalania silnika. Równocześnie występuje też wzrost średniej wielkości kropli rozpylanego paliwa, co spowalnia proces powstawania mieszanki paliwowo-powietrznej. Z kolei wzrost oporów ruchu iglicy wtryskiwacza zniekształca czasowy i ilościowy przebieg cyklu otwierania i zamykania elektromagnetycznego wtryskiwacza benzyny względem zadanego, elektrycznego impulsu sterującego pracą wtryskiwacza. W rezultacie wszystko to zmniejsza sprawność silnika i jego osiągi, a równocześnie powoduje wzrost emisji szkodliwych składników spalin oraz zużycia paliwa.

Dla silników ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa, podobnie jak w silnikach z wtryskiem pośrednim, zasadniczy wpływ na procesy tworzenia osadów na końcówkach wtryskiwaczy ma wysoka temperatura. Zależy ona nie tylko od warunków pracy silnika (zwłaszcza wielkości obciążenia), ale także od miejsca zamontowania wtryskiwaczy w komorach spalania oraz efektywności odprowadzania od nich ciepła (przebiegu kanałów płynu chłodzącego w głowicy i bloku silnika). Centralne zamontowanie wtryskiwacza paliwa w komorze spalania silnika GDI powoduje jego większe nagrzewanie (do około 180–200 °C), tj. do temperatury około 15–20 °C wyższej aniżeli w sytuacji umieszczenia go z boku komory spalania, z dala od zaworu wylotowego [5]. Umieszczeni z boku komory wtryskiwacz jest często dodatkowo chłodzony powietrzem doprowadzonym do komory spalania przez zawór(ory) dolotowy(e). Tworzeniu osadów sprzyja też podwyższona zawartość siarki i olefin w paliwie oraz bezpośrednie oddziaływanie na wtryskiwacz gazów spalanej w komorach silnika mieszanki, a także wysokie ciśnienie. Osady zazwyczaj zaczynają powstawać w obszarze wylotu otworków wtryskiwacza paliwa, a następnie przesuwają się w głąb kanałików otworków wtryskiwacza, zwłaszcza na powierzchnie, na których pozostaje zwilżające je paliwo po zakończeniu wtrysku. Osady takie są wynikiem procesów termicznego utleniania paliwa i jego polimeryzacji, osadza-

increase in the injector needle motion resistance changes the temporal and qualitative course of opening/closing of the electromagnetic injector against the set controlling impulse. As a result, all the mentioned phenomena reduce the engine efficiency and its performance at the same time increasing the exhaust emissions and fuel consumption.

For direct injected spark ignition engines, similarly to indirect injected engines, the temperature is of key importance in the formation of deposits on the injection nozzles. The temperature depends not only on the engine operating conditions (load) but the location of the injectors in the combustion chamber and efficiency of the heat transfer from the injectors (location of the cooling ducts inside the cylinder head and cylinder block). A central location of the injector in the combustion chamber of a GDI engine results in its greater heating (up to approx. 180–200 °C), i.e. the temperature is approx. 15–20 °C higher than when it is located on the side of the combustion chamber, far from the exhaust valve [5]. The injector placed on the side is additionally cooled with the air fed to the combustion chamber by the intake valve(s). An increased amount of sulfur and olefins contained in the fuel, direct influence of the combustion gas on the injector and high pressure also facilitate the formation of deposits. The deposits usually begin to form in the area of the fuel injector holes and then progress into the injector interior channels particularly to surfaces where the post-injection fuel remains. Such deposits are a result of processes of thermal fuel oxidation and its polymerization (lacquers and resins). Hence, for the deposits to form, high temperature is necessary (higher than T90 of the fuel). Under such conditions, the fuel left in the injector channels after the injection, evaporates forming the precursors of deposits on the walls. If the fuel does not fully evaporate before the subsequent injection, the said precursors are easily flushed and the deposits will not form. Otherwise, (longer engine off periods) the fuel fully evaporates and the precursors strongly adhere to the surface initiating the formation of deposits. The rate of deposit formation is influenced by: the temperature of the surface of the injector channels, fuel flow rate through the injector holes upon engine start, the temperature of the flowing fuel and the precision of machining of the injector channels [6].

jąc się w postaci laków i żywic. Zatem do ich powstania niezbędna jest wysoka temperatura, wyższa niż T90 paliwa. W takich warunkach pozostałe w kanalikach wtryskiwacza po zakończeniu wtrysku paliwo odparowuje, tworząc na powierzchniach kanalików prekursor osadów. Jeśli paliwo nie odparuje całkowicie do rozpoczęcia kolejnego wtrysku, przedmiotowe prekursor są łatwo wymywane i osady nie powstają. W przeciwnym razie (dłuższy czas wyłączenia silnika) paliwo odparowuje całkowicie, a prekursor silnie przywierają do powierzchni, inicjując powstawanie osadów. Na szybkość przyrostu osadów mają wpływ: temperatura powierzchni kanalików wtryskiwacza, natężenie przepływu paliwa przez otworki po uruchomieniu silnika, temperatura przepływającego paliwa i dokładność obróbki powierzchni kanalików [6].

#### 4. Osady na zaworach dolotowych silników ZI z pośrednim wtryskiem paliwa (SPI i MPFI)

Osady na zaworach dolotowych silników ZI z SPI i MPFI mogą występować w postaci kruchych, smolistych, porowatych, lekkich osadów koksowych, tłustych smolowatych osadów powstałych głównie ze smarowego oleju silnikowego i twardych osadów koksowych. Generalnie ich postać i skład zależą od warunków pracy silnika, wpływających na temperaturę nagrzewania powierzchni grzybków zaworów, udziału w ich tworzeniu paliwa oraz stosowanych do jego uszlachetniania dodatków i smarowego oleju silnikowego – rys. 4.

Gdy średnia temperatura powierzchni zaworów dolotowych spada poniżej 200 °C, następuje znaczne zmniejszenie ilości osadów odkładanych na grzybkach zaworów dolotowych. Wzrost obciążenia silnika i temperatury zaworów dolotowych powyżej 200 °C prowadzi do zwiększenia ilości osadów tworzonych na grzybkach zaworów. Po przekroczeniu temperatury zaworów powyżej około 360 °C osady prawie przestają się tworzyć, a wcześniej osadzone na zaworach podlegają procesom samooczyszczenia [3, 5]. Niska temperatura grzybków zaworów zwilżonych kropelkami osiadającego paliwa powoduje jego powolne odparowanie. W miarę podwyższania temperatury powierzchni grzybka, czas odparowania paliwa skraca się, a szczególnie krótki jest

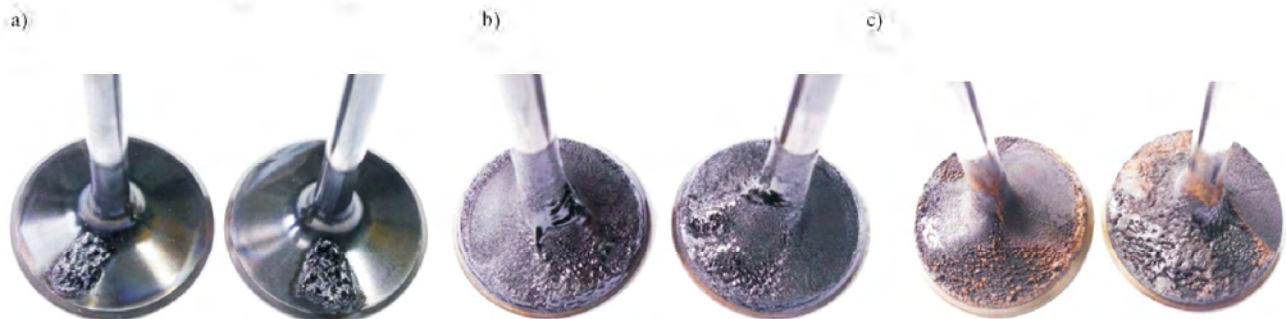


Fig. 4. Various types of organic deposits formed on the intake valves of a Mercedes M102E engine: a) formed because of insufficient use of detergents, b) formed due to low efficiency of the detergents combined with the oil dripping on the valve stems, c) formed due to an overdose of ineffective detergents

Rys. 4. Różne typy osadów organicznych powstałych na zaworach dolotowych silnika Mercedes M102E: a) powstałe na skutek zbyt niskiego poziomu dozowania dodatków detergentowych, b) powstałe na skutek małej skuteczności działania dodatków detergentowych w połączeniu ze ściekaniem oleju smarowego po trzonkach zaworów dolotowych, c) powstałe na skutek przedozowania nieskutecznych dodatków detergentowych

#### 4. Deposits on the intake valves of indirect injected spark ignition engines (SPI and MPFI)

The deposits on the intake valves of spark ignition SPI and MPFI engines may occur in the form of crunchy, tarry, porous and light coke layers, greasy tarry deposits (formed mainly from the engine oil) and hard coke layers. The type and composition of the deposits depends on the engine operating conditions influencing the temperature of the valve heads, the contribution of fuel and applied additives in their formation as well as the type of engine oil – Fig. 4.

When the average temperature of the surface of the intake valves drops below 200 °C the amount of deposits formed on the valve heads is significantly reduced. An increase in the engine load and intake valve temperature above 200 °C generates more deposits on the valve caps. Upon exceeding the temperature of approx. 360 °C the deposits nearly stop forming and the already formed deposits self-clean [3, 5]. Low temperature of the valve heads covered with droplets of fuel results in their evaporation. As the temperature of the valve head grows, the time of fuel evaporation decreases and it is particularly short after the fuel boiling temperature is exceeded. Upon further growth of the valve temperature (above Leidenfrost temperature) the fuel droplets remain boiling and no longer moisturize the surface but vividly move above it blocking the formation of deposits. It is noteworthy that the Leidenfrost phenomenon pertains to delayed evaporation of liquid. In a certain range of temperatures the time needed for the droplet of a certain constant mass and initial temperature to fully evaporate is longer the higher the temperature of the surface. The performed research allowed ascertaining that the critical temperatures for deposits on the intake valves fall in the range between 230 and 350 °C [5]. From the point of view of the influence of fuel on the deposit formation, the amount of aromatic and olefin hydrocarbons, sulfur and fuel additives contained in the fuel of high boiling temperatures and low thermal resistance is of paramount significance. This is impactful on the rate of the processes of thermal degradation and fuel oxidation. The formation of deposits is also influenced by oxygen compounds contained in the fuel (ethanol). High content of metallic elements in the deposits on the intake valves, (Zn and Ca) indicates a high contribution of the engine oil in the formation of the said deposits, though these elements may also come from metallic additives in the fuel. When SPI or MPFI systems are applied, the injector located in the intake manifold directs the fuel onto the intake valve head, which results in flushing of part of the deposits and eventually prevents their excessive adherence to the valve surface.

Deposits on the intake valves distort the process of quantitative mixture formation by uncontrolled changes of the  $\lambda$  excess air coefficient. Large deposits on the valve heads will render the filling of the combustion chamber less efficient by reducing the intake of air and fuel (or the air-fuel mixture already formed in the intake manifold). This results in reduced engine performance and increased fuel consumption and exhaust emissions. Large deposits on the intake valves may also prevent the valves from full closing,

po przekroczeniu temperatury wrzenia paliwa. Dalszy wzrost temperatury zaworu (powyżej temperatury Leidenfrosta) powoduje, że kropelki paliwa, pozostając w stanie wrzenia, nie zwilżają już powierzchni, ale gwałtownie poruszają się ponad powierzchnią, nie powodując tworzenia osadów. Warto przypomnieć, że zjawisko Leidenfrosta dotyczy opóźnionego parowania cieczy. W pewnym zakresie temperatur czas potrzebny do całkowitego odparowania kropli o określonej, stałej masie i temperaturze początkowej jest tym większy, im wyższa jest temperatura gorącego podłoża. Przeprowadzone badania pozwoliły ustalić, że krytyczne temperatury powstawania osadów na zaworach dolotowych zawierają się w granicach od 230 do 350 °C [5]. Z punktu widzenia wpływu paliwa na tendencje do tworzenia osadów największe znaczenie ma ilość zawartych w nim węglowodorów aromatycznych i olefinowych, siarki oraz składników stanowiących dodatki uszlachetniające o wysokich temperaturach wrzenia i niskiej odporności termicznej. Ma to wpływ na szybkość procesów termicznej degradacji i utleniania paliwa. Na tworzenie osadów oddziałują także związki tlenowe zawarte w paliwie, w tym etanol. Duża zawartość pierwiastków metalicznych w osadach na zaworach dolotowych, w tym Zn i Ca, wskazuje na duży udział smarowego oleju silnikowego w tworzeniu przedmiotowych osadów, chociaż pierwiastki te mogą też pochodzić z metalicznych dodatków uszlachetniających stosowanych w paliwie. Równocześnie, gdy stosuje się SPI lub MPFI, umieszczony w kolektorze dolotowym wtryskiwacz kieruje wtryskiwane paliwo na powierzchnię grzybka zaworu dolotowego, co powoduje wymywanie części osadów i w rezultacie nie dopuszcza do nadmiernego utrzymania się ich na powierzchni grzybka zaworu.

Osady na zaworach dolotowych zakłócają proces ilościowego tworzenia mieszanki palnej w komorach spalania silnika przez niekontrolowane zmiany współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ . Przy dużej ilości osadów wytworzonych na grzybkach zaworów dolotowych powodują one zmniejszenie napełnienia komór spalania silnika, ograniczając do nich dopływ powietrza (lub wstępnie przygotowanej w kolektorze dolotowym mieszanki paliwowo-powietrznej) poprzez kanały dolotowe i paliwa. Powoduje to zmniejszenie osiągnięć silnika oraz zwiększenie zużycia paliwa i emisji szkodliwych składników spalin. Duża ilość osadów powstałych na zaworach dolotowych może też utrudniać lub uniemożliwiać ich całkowite zamknięcie, prowadząc do ich wypalenia wraz z gniazdami zaworowymi. Gdy wytworzą się osady, zwłaszcza o porowatej strukturze, działają one jak gąbka, wchłaniając paliwo do porów osadów, a następnie uwalniając je przez odparowanie i desorpcje. Prowadzi to do zakłóceń ilości doprowadzonego do komór spalania paliwa w określonym przedziale czasowym, zmniejsza szybkość odparowania kropli paliwa, a zatem wpływa na niekorzystne, niekontrolowane zmiany współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  mieszanki palnej.

#### 5. Osady na zaworach dolotowych silników ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa (GDI)

W silnikach GDI paliwo jest wtryskiwane wprost do komory spalania silnika. Zatem górna powierzchnia

leading to their burning together with the valve seats. When deposits form, particularly those of a porous structure, they act like a sponge absorbing the fuel inside and then releasing it by evaporation and desorption. This distorts the amount of fuel fed to the combustion chamber in time, reduces the fuel droplet evaporation rate, thus having adverse effect on the excess air coefficient ( $\lambda$ ).

### 5. Deposits on the intake valves of direct injected spark ignition engines (GDI)

In GDI engines the fuel is injected directly into the combustion chamber. The upper surface of the intake valve head is never flushed with fuel and has no contact with it. The fuel additives cannot prevent the deposits from forming on these valves nor can they flush the deposits formed on the upper part of the valve surface, which constitutes a serious problem for the engineers. In the engines fitted with the said fuel injection system, the deposits on the intake valves are attributed to

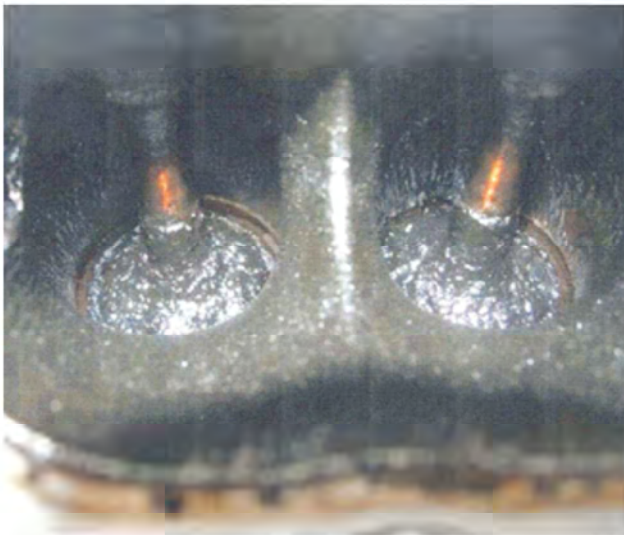


Fig. 5. Deposits in the intake ducts and intake valves of a GDI spark ignition engine [6]

*Rys. 5. Osady w kanałach dolotowych oraz na zaworach dolotowych silnika ZI z GDI [6]*

engine oil flowing down the valve stems and penetrating the seals on their way to the valve heads. On hot surfaces of the valve caps the oil undergoes a process of thermal degradation leading to the formation of coke deposits and resins. They are 80–90% organic (soot) and 10–20% non-organic products with a high content of metallic elements such as: Ca, Mo, Zn, P and S. As the vehicle mileage increases, the play between the valve stem and the valve guide increases and the seals wear out, which leads to increased penetration of oil reaching the intake valve heads and formation of deposits. An additional issue is the growing use of low viscosity oils (0W-30, 5W-30 or even 0W-20) that more easily penetrate the valve seals. Positive crank ventilation systems (PCV) allow fuel and oil vapor to get to the intake system and deposit on the valve heads and the intake ducts, thus intensifying the

grzybka zaworu dolotowego nigdy nie jest omywana i nie ma styczności z paliwem. Dlatego dodatki detergentowe stosowane w paliwie nie mogą przeciwdziałać tworzeniu się osadów, ani zmywać osadów utworzonych na górnej powierzchni grzybka zaworu, co stanowi duży problem dla producentów silników. Przy takim rozwiązaniu wtrysku paliwa za tworzenie osadów na grzybkach zaworów odpowiada smarowy olej silnikowy, spływający po trzonkach zaworów, a następnie przedostający się przez współpracujące z trzonkami uszczelniacze na grzybki zaworowe. Na rozgrzanych powierzchniach grzybków zaworów olej podlega procesom degradacji termicznej, na skutek której powstają osady koksowe i w postaci gum żywicznych. Stanowią one w 80–90-procentach produkty organiczne (sadza), a w 10–20-procentach produkty nieorganiczne z dużą zawartością pierwiastków metalicznych, jak: Ca, Mo, Zn, P i S. W miarę zwiększania przebiegu silnika, wzrastające luzy w złożeniu trzonka zaworu i prowadnicy oraz coraz większe zużycie uszczelniaczy zaworowych prowadzi do rosnącego przedostawania się oleju smarowego na grzybek zaworu dolotowego i wzrost tworzonych osadów. Dodatkowym problemem jest też coraz powszechniejsze stosowanie olejów smarowych o niskiej lepkości (0W-30, 5W-30, a nawet 0W-20), które łatwiej przedostają się na powierzchnie zaworów dolotowych. Ponadto układy przewietrzania skrzyni korbowej (PCV) powodują przedostawanie się do kolektora dolotowego nie w pełni odparowanego paliwa oraz par oleju smarowego, które osiadają na grzybkach zaworów dolotowych i w kanałach dolotowych, intensyfikując procesy powstawania osadów koksowych. Podobnie niekorzystny wpływ na wielkość tworzenia przedmiotowych osadów ma stosownie systemu EGR, który przez doprowadzenie spalin do układu dolotowego silnika intensyfikuje procesy rozwoju osadów w kanałach dolotowych i na zaworach dolotowych silnika – rys. 5 [6].

Osady występujące na zaworach dolotowych silnika GDI mają szczególnie niekorzystny wpływ na sprawność napełniania cylindrów silnika i przebieg procesów spalania oraz wylotu spalin, a to ma bardzo niekorzystny wpływ na poprawne funkcjonowanie silnika wyposażonego w system zmiennych faz rozrządu, a dodatkowo coraz częściej w układ zmieniający wielkość otwarcia zaworów (skok zaworów) w zależności od warunków pracy silnika. Zakłóca one w czasie i w zakresie ilości oraz jakości tworzonego ładunku procesy dolotu oraz tworzenia mieszanki, a następnie jej spalania i wylotu spalin znacząco wpływają na osiągi silnika, wielkość emisji składników szkodliwych do atmosfery, a także ilość zużywanego paliwa.

### 6. Osady w komorach spalania silników ZI z pośrednim wtryskiem paliwa (SPI i MPFI)

Osady w komorach spalania silnika powstają na skutek kondensacji częściowo utlenionego w podwyższonej temperaturze paliwa i smarowego oleju silnikowego na powierzchni denka tłoka i części komory spalania umieszczonej w głowicy silnika. W wyniku rozkładu termicznego powstają tam prekursorzy osadów, a następnie paliwo podlega

coke contamination process. EGR has a similar effect that intensifies the processes of deposit formation on the valves and intake ducts by feeding exhaust gas to the intake system of an engine – Fig. 5 [6].

Deposits on the intake valves of a GDI engine are particularly bad for the cylinder filling efficiency, the process of combustion and the exhaust emissions. This, in turn, influences the operation of engines fitted with variable valve timing or the increasingly used variable valve lift. The distorted intake and mixture formation processes in terms of quantity and timing (including the process of combustion and exhaust) significantly influence the engine performance, the exhaust emissions and the consumption of fuel.

### 6. Deposits in the combustion chamber of indirect injected SPI and MPFI spark ignition engines

Deposits in combustion chambers are formed as a result of condensation of fuel and engine oil partly oxidized in elevated temperature on the piston crown and in the cylinder head part of the combustion chamber. Following a thermal decomposition, precursors of deposits are formed there and then the fuel undergoes polymerization [3, 5]. The most fundamental for the formation of deposits (influencing their rate of formation and size) is the condensation of their precursors on the surface of the combustion chamber. As the deposits grow, their insulation properties increase the temperature of the combustion chamber walls. As a consequence, the precursors of deposits (of decreased volatility) will condensate on the combustion chamber walls, thus contributing to further formation of deposits. [3]. Eventually, the temperature of the combustion chamber walls will be too high for any precursors (originating both from fuel and engine oil) to condensate, which will lead to a stabilization of the deposit formation. This boundary temperature depends on the composition of fuel and the engine oil. For

procesom polimeryzacji [3, 5]. Podstawowa dla procesów tworzenia osadów jest kondensacja ich prekursorów na powierzchniach komory spalania oraz temperatura powierzchni komór spalania, mająca zasadniczy wpływ na szybkość i wielkość powstawania osadów. W miarę zwiększania grubości osadów, ich właściwości izolacyjne powodują wzrost temperatury powierzchni komory spalania. W konsekwencji coraz mniej lotne prekursor osadów będą kondensowały na powierzchniach komory, przyczyniając się do dalszego zwiększania grubości osadów [3]. Ostatecznie temperatura powierzchni będzie zbyt wysoka do kondensacji jakichkolwiek prekursorów osadów pochodzących zarówno z paliwa, jak i smarowego oleju silnikowego, co doprowadzi do stabilizacji wzrostu osadów. Ta graniczna temperatura zależy od składu paliwa i oleju silnikowego. Dla benzyny zazwyczaj wynosi około 310 °C, a dla smarowych olejów silnikowych jest wyższa o około 60 °C [5]. Zarówno dla benzyny, jak i oleju smarowego decydują o niej składniki o najwyższej temperaturze wrzenia [3]. Uformowane na powierzchni komór spalania osady podlegają też różnym mechanizmom usuwania. Rozróżnia się tu mechanizmy chemiczne, jak: utlenianie i gazyfikacja, fizyczne, jak: desorpcja i odparowanie składników lotnych i gazowych, a także mechaniczne usuwanie osadów przez ścieranie, łuszczenie spowodowane różnicą rozszerzalności cieplnej osadów i powierzchni, do której przylegają oraz wymywanie [1, 3–5] – rys. 6.

Wiele nowoczesnych pakietów dodatków detergentowych zawiera oleje nośne i różne dodatki składowe o wyższych temperaturach wrzenia względem składników paliwa bazowego. W rezultacie mogą one przyczyniać się do wzrostu tworzenia osadów w komorach spalania zależnie od ich składu i wielkości dozowania do paliwa.

Osady powstałe w komorach silnika mają istotny wpływ na pogorszenie się osiągnięć silnika. W miarę ich przyrostu zmniejsza się objętość komór spalania silnika, a równocześnie

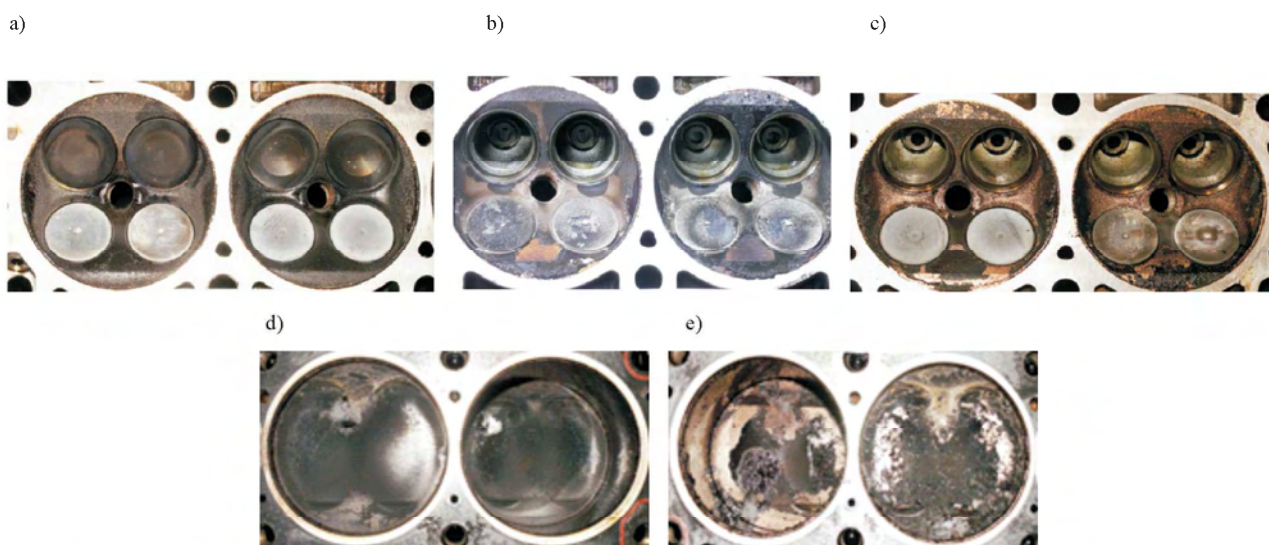


Fig. 6. Deposit formation in the combustion chamber (a) on piston crowns (d) the removal of the same (b, c) on piston crowns (e) in an engine of Mercedes M111

Rys. 6. Procesy tworzenia osadów w komorach spalania (a) i na denkach tłoków (d) oraz usuwania osadów w komorach spalania (b, c) i na denkach tłoków (e) silnika Mercedes M111

gasoline, it is usually approx. 310 °C and for engine oils this temperature is higher by approx. 60 °C [5]. For both gasoline and engine oil, it is the components of the highest boiling temperature that decide about the boundary temperature [3]. Deposits formed on the surface of the combustion chamber walls are subject to a variety of removal mechanisms. We may distinguish chemical mechanisms such as: oxidation, gasification, physical mechanisms such as: desorption and evaporation of the volatile and gaseous components and mechanical removal by abrasion or flaking resulting from thermal expansion of the deposits and the surface to which they adhere [1, 3–5] – Fig. 6.

A multitude of modern additives contain carrier oils and additional components of higher boiling temperatures compared to the base fuel. As a result they may contribute to the growth of the deposit formation in the combustion chamber depending on their composition and dosage.

Deposits inside the combustion chamber significantly influence the engine performance. As they grow the volume of the combustion chamber decreases and the compression ratio grows, which facilitates the process of knock combustion, hence the need to use fuel of higher octane number. Additionally, the tendency for knock combustion may be increased by increasing of the charge temperature inside the combustion chamber due to the insulating properties of the deposits that reduce the heat transfer from the chamber. Deposits may have a catalytic influence on combustion and result in the formation of hotspots - additional sources initiating uncontrolled mixture ignition. The porous structure of deposits in the combustion chamber allows adsorption of fuel, its unburned components and the products of fuel combustion and then their release in the subsequent combustion processes, which increases the exhaust emissions (HC in particular).

A dangerous phenomenon is the flaking of deposits from the surface of the combustion chambers. They may get between the exhaust valves and the contact surface of the cylinder head preventing (or limiting) the valves from closure. This leads to a reduced compression ratio, difficult engine start, increased HC emissions and even burning of the valves together with their seats.

### 7. Deposits in combustion chambers of direct injected spark ignition engines (GDI)

The formation of deposits inside combustion chambers of direct injected spark ignition engines is similar to those of indirect injected ones. The structure of the deposits is also similar as is their interaction during the charge exchange processes, particularly cylinder filling and combustion (including the tendency to knock combustion) [7, 8]. In direct injected engines the deposits formed inside the combustion chamber have an additional adverse effect on the quality of the stratified mixture, particularly if it is assisted by the wall guided direct injection. The formation of a stratified mixture is realized by ‘surface guiding’ of dispersed fuel spray mixed with air and bounced from the surface of the appropriately shaped piston crown. The deposits formed on

wzrasta stopień sprężania, co prowadzi do występowania tendencji do spalania stukowego, a zatem potrzeby stosowania benzyny o wyższej liczbie oktanowej. Dodatkowo tendencje do spalania stukowego mogą być zwiększane przez podwyższenie temperatury ładunku w komorze spalania na skutek izolacyjnych właściwości osadów, a w wyniku tego – utrudnionego odprowadzenia ciepła z komór spalania. Ponadto osady mogą mieć katalityczny wpływ na reakcje spalania w komorach silnika i powodować powstawanie gorących miejsc w komorach (tzw. hotspots), a zatem dodatkowych ognisk inicjujących proces niekontrolowanego zapłonu mieszanki. Ponadto porowata struktura osadów w komorach spalania umożliwia adsorbowanie paliwa i niespalonych składników paliwa, jak również produktów spalania, a następnie ich uwalnianie w kolejnych procesach spalania, przyczyniając się do zwiększenia emisji, w szczególności HC.

Niebezpiecznym zjawiskiem jest też proces łuszczenia i odrywania się osadów z powierzchni komór spalania. Mogą one przedostać się pomiędzy przylgnie i zawory wylotowe, uniemożliwiając ich zamknięcie lub powodując ich nie szczelne zamykanie. Prowadzi to do zmniejszenia ciśnienia sprężania w cylindrach, utrudnionego rozruchu silnika, zwiększonej emisji HC, a nawet wypalenia zaworów wraz z ich gniazdami.

### 7. Osady w komorach spalania silników ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa (GDI)

Tworzenie osadów w komorach spalania silników ZI z GDI przebiega w sposób podobny do tych w silnikach z wtryskiem pośrednim. Podobna jest też w obydwu przypadkach struktura osadów i ich oddziaływanie na zaburzenia procesów wymiany ładunku, a w szczególności napełniania cylindrów i spalania, a także wzrost tendencji do spalania stukowego [7, 8]. Jednak w odniesieniu do silników GDI wytworzone w komorach spalania osady mają też niekorzystny wpływ na jakość tworzenia uwarstwionej mieszanki palnej, zwłaszcza gdy jest ono wspomagane przez rodzaj wtrysku bezpośredniego zwany „wall guided”, czyli kierowany ścianką. Wtedy tworzenie uwarstwowionego ładunku mieszanki palnej jest realizowane przez powierzchniowe kierowanie rozproszonego strumienia paliwa, zmieszanego z powietrzem odbitego od powierzchni odpowiednio ukształtowanego denka tłoka. Powstałe na powierzchni tłoka osady zaburzają procesy odparowania paliwa oraz jego wymieszania z powietrzem, które mają zasadnicze znaczenie przy tworzeniu ładunku mieszanki uwarstwionej. Przedmiotowe osady powodują też wzrost emisji NO<sub>x</sub>, zwłaszcza przy niższych prędkościach obrotowych pracy silnika, kiedy część rozpylonego paliwa jest adsorbowana przez osady, co wpływa na niekontrolowane podwyższenie współczynnika nadmiaru powietrza tworzonej mieszanki.

### 8. Środki przeciwdziałające powstawaniu osadów

Niekorzystnym skutkiem spowodowanym tworzeniem się przedmiotowych osadów można przeciwdziałać różnymi sposobami, w tym szczególnie przez stosowanie w paliwach substancji aktywnych o działaniu detergentowym. Substancje (dodatki) takie nie oddziałują na procesy chemiczne

the surface of the piston distort the fuel evaporation processes and its mixing with air. These processes are vital for the formation of a stratified mixture. The discussed deposits also lead to increased emission of  $\text{NO}_x$ , particularly at lower engine speeds when part of the atomized fuel is adsorbed by the deposits, which causes uncontrolled increase of the mixture excess air coefficient.

## 8. Deposit countermeasures

The disadvantageous consequence of deposit formation can be counteracted with a variety of ways, including, in particular, the application of active detergents contained in the fuel. The additives do not influence the chemical processes of deposit formation but prevent their adherence on the engine and injection system surfaces (keep clean) and flush the already existing deposits (clean up). The action of the detergents consists in creating of a protection layer on metal surfaces blocking the precursors and then deposits from depositing on the surface [9]. Chemicals and active detergents are organic compounds always containing the atoms of nitrogen. They are heavily polar and this property ensures the ability to clean and adhere to metal surfaces [9]. Detergent additives should allow a maximum dispersion of the fuel droplets in the gaseous phase to ensure complete combustion of its components, should not form solid or polymer products of thermal conversions that may turn into deposits and facilitate dispersion of the already existing deposits formed on the surfaces of intake and injection systems. The efficiency of the detergents depends on the composition and structure of the deposits to be acted upon.

Another, frequently applied method of counteracting deposit formation are modifications to the design or technology of production of engine components (injection systems in particular). The machining of the injector outlet channels and their shape is of particular significance. Deposits formed inside these channels and around the outlet holes may accumulate and absorb fuel, thus contributing to the formation of diffusion flame, which increases the emission of particulate matter. For several years, the outlet injector holes have been made with the electrical discharge machin-

tworzenia samych osadów, ale zapobiegają osadzeniu się ich na powierzchniach wewnętrznych silnika oraz układu wtrysku paliwa (*keep clean*) i usuwają już nagromadzone osady (*clean up*). Działanie substancji stanowiących dodatki detergentowe polega na wytwarzaniu warstwy ochronnej na powierzchniach metalu niedopuszczającej do tworzenia się na niej początkowo prekursorów, a następnie osadów [9]. Związki chemiczne stosowane jako substancje aktywne o działaniu detergentowym to organiczne związki zawierające zawsze atomy azotu. Są one silnie polarne i ta właściwość zapewnia im z jednej strony właściwości detergentowe, a z drugiej umożliwia silne przywieranie do powierzchni metalu [9]. Dodatki detergentowe powinny umożliwiać maksymalne zdyspergowanie cząstek paliwa w fazie gazowej w celu zapewnienia całkowitego spalania jego komponentów, nie tworzyć stałych ani polimerowych produktów przemian termicznych, które mogą być odkładane jako osady, a także ułatwiać dyspergowanie osadów utworzonych na powierzchniach elementów układu dolotowego i wtryskowego silnika. Skuteczność dodatków detergentowych zależy od składu i struktury osadów, na które oddziałują.

Innym często stosowanym sposobem przeciwdziałania powstawaniu osadów są zmiany w budowie lub technologii produkcji podzespołów i elementów silników, a zwłaszcza układów wtrysku paliwa. Duże znaczenie przywiązuje się do kształtu i obróbki kanałków wylotowych paliwa z wtryskiwaczy. Tworzone w przedmiotowych kanałkach i wokół otworków wylotowych osady mogą akumulować i absorbować paliwo oraz przyczyniać się do powstawania płomienia dyfuzyjnego, zwiększając emisję cząstek stałych. Od kilku lat otwórki wylotowe paliwa wykonywane są za pomocą obróbki elektroerozyjnej (EDM). Zazwyczaj od strony wypływu paliwa otworek ma czołowe, walcowe pogłębienie, które ma wpływ na zasięg rozpylanej strugi i ogranicza ilość tworzonych osadów wokół otworka – rys. 7a. Jednak biorąc pod uwagę wymagania zmniejszenia emisji cząstek stałych (PN/PM) z silników GDI wynikające z przepisów Euro-6c, począwszy od 2012 r. wprowadzono nową technologię wykonywania otworków wtrysku paliwa, stosując obróbkę laserową Femto-Second Laser Drilling Process [10]. Umożliwia ona precyzyjną obróbkę powierzchni kanałków wylotowych (bez roztopiania materiału i tworzenia zadziórów oraz nierówności), co znacznie ogranicza ilość tworzonych osadów koksowych – rys. 7b i c. Obróbka taka daje też możliwość wykonania otworków o ostrych (niezaokrąglonych) krawędziach wylotu paliwa, co wpływa na poprawę rozpylania paliwa [10].

Umożliwia ona precyzyjną obróbkę powierzchni kanałków wylotowych (bez roztopiania materiału i tworzenia zadziórów oraz nierówności), co znacznie ogranicza ilość tworzonych osadów koksowych – rys. 7b i c. Obróbka taka daje też możliwość wykonania otworków o ostrych (niezaokrąglonych) krawędziach wylotu paliwa, co wpływa na poprawę rozpylania paliwa [10].

Już obecnie, a także w przyszłości zapobieganie procesom tworzenia osadów na elementach układów dolotowych silników

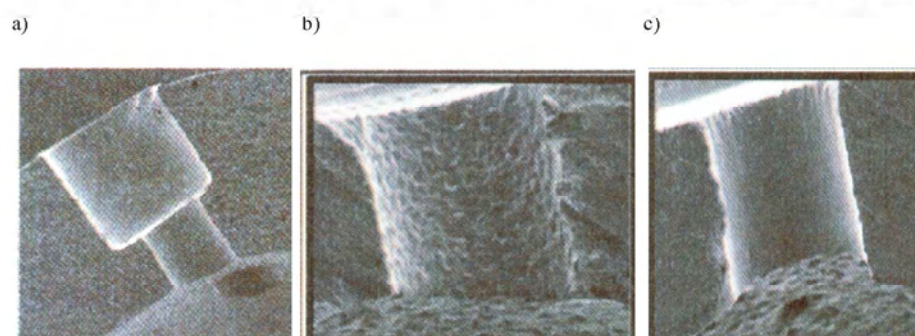


Fig. 7. Cross-sections of the injector fuel outlet channels: a) cross-section of a typical injector outlet channel (GDI), b) channel made with the EDM method, c) channel made with the Femto-Second Laser Drilling Process [10]

Rys. 7. Przekroje kanałków wypływu paliwa z wtryskiwacza: a) przekrój typowego kanałki wtryskiwacza układu GDI, b) kanałki wykonany obróbką EDM, c) kanałki wykonany obróbką Femto-Second Laser Drilling Process [10]

ing technology (EDM). Usually, the outlet hole has a front conical deepening that influences the fuel spray penetration and limits the formation of deposits around the hole – Fig. 7a. However, given the requirements related to the emission of particulate matter (PN/PM) from direct injected GDI engines (Euro-6c) effective since 2012, a new technology of injector outlet hole production was introduced, referred to as the Femto-Second Laser Drilling Process [10]. This method allows precise machining of the surface of the injector outlet channels (without melting the material and producing sharp and uneven surface) only to significantly reduce the amount of coke deposits – Fig. 7b and c. Such a method of machining ensures outlet holes of sharp (unrounded) edges, which improves fuel atomization [10].

Preventing deposits from forming on surfaces of intake and injection systems (injectors in particular) is and, for years to come, will be decisive of the parameters declared by the engine manufacturers, i.e. engine's mechanical and environmental ( $\text{CO}_2$ ) performance.

## 9. Conclusions

The phenomenon of deposit formation on cylinder inner surfaces of spark ignition and diesel engines has been known for decades and has been frequently discussed in literature. The problem is becoming increasingly important and the number of relevant investigations is gradually growing. It is caused by the threats related to proper engine operation, particularly in terms of the performance declared by the manufacturers. A rapid engine development is constantly forced by the exhaust emissions and fuel consumption requirements. Meeting these requirements forces the application of systems ensuring very accurate, repeatable (usually) multiple injection and implementation of complex strategies of mixture formation and combustion. Additionally, the course and organization of these processes are rigidly optimized to the operating conditions of the engine and aftertreatment systems. One of the important factors that may adversely influence the precision of control of the said processes are deposits formed on the engine components (intake systems, injectors and surfaces inside them). An increasing number of factors contributing to the formation of deposits are gradually discovered along with the mechanisms of their formation, increment and self-cleaning. Recently, consequent research has been conducted on the influence of deposits on the engine operating parameters, particularly on the operation of sophisticated, precisely manufactured and controlled injection systems. As a result, the number of deposits distinguished in terms of their composition and areas of formation is growing. Mutual interactions between the components of fuel, oil, engine elements and the operating conditions make the determination of the mechanism of deposit formation a very difficult problem, which is why forecasting e.g. the fuel stability (particularly fuel containing biocomponents) on the qualitative and quantitative deposit formation still remains a challenge for the research centers.

New technologies and design solutions introduced in the production of combustion engines subject them to an increasing thermal stress, turn them into sophisticated machines

oraz układów wtrysku paliwa (zwłaszcza wtryskiwaczy) będzie decydowało o zachowaniu przez nie parametrów pracy deklarowanych przez producenta, a w wyniku tego osiągnięć silnika i spełniania przepisów w zakresie emisji szkodliwych składników spalin, w tym  $\text{CO}_2$ .

## 9. Podsumowanie

Zjawisko powstawania osadów na wewnętrznych powierzchniach tłokowych silników spalinowych zarówno ZI, jak i ZS jest znane od kilkudziesięciu lat i było wielokrotnie opisywane. Jednak w miarę upływu czasu problem przedmiotowych osadów nabiera coraz większego znaczenia i dlatego stopniowo rośnie ilość związanych z nimi badań. Jest to spowodowane narastającymi zagrożeniami, jakie stwarzają one dla poprawnego funkcjonowania silników, a w szczególności zachowania deklarowanych przez ich producentów osiągnięć podczas eksploatacji. Szybko postępujący rozwój silników jest wymuszany nieustannie rosnącymi wymaganiami w zakresie zmniejszania emisji szkodliwych składników spalin oraz zużycia paliwa. Spełnienie tych wymagań wiąże się między innymi z koniecznością stosowania bardzo precyzyjnego, powtarzalnego wtrysku zazwyczaj dzielonych dawek paliwa i złożonych strategii tworzenia i spalania ładunku w komorze spalania silnika. Dodatkowo przebieg i organizacja tych procesów są ściśle optymalizowane do warunków pracy silnika i układu oczyszczania spalin. Jednym z istotnych czynników mogących niekorzystnie wpływać na niezbędną precyzję sterowanie przedmiotowymi procesami są osady tworzone na elementach roboczych silnika, w układach dolotowych, a szczególnie na wtryskiwaczach i we wtryskiwaczach układów wtrysku paliwa. Stopniowo rozpoznawana jest coraz większa ilość czynników mających wpływ na powstawanie osadów oraz mechanizmów ich tworzenia, przyrostu, ale także samooczyszczania. W ostatnich latach konsekwentnie rozszerzane są badania w zakresie wpływu osadów na właściwości użytkowe silników spalinowych, a przede wszystkim na funkcjonowanie coraz bardziej złożonych, precyzyjnie wykonanych i sterowanych układów wtrysku paliwa. W rezultacie sukcesywnie zwiększa się też ilość rozróżnianych typów osadów ze względu na ich skład jak i obszary odkładania się. Wzajemne interakcje występujące pomiędzy składem paliw, olejów smarowych, konstrukcjami silników oraz warunkami ich eksploatacji sprawiają, że określenie mechanizmów tworzenia osadów jest bardzo trudne. Dlatego prognozowanie np. wpływu stabilności paliwa, zwłaszcza zawierającego biokomponenty na jakościowe i ilościowe tworzenie osadów, pozostaje w dalszym ciągu wyzwaniem dla ośrodków badawczych.

Nowe technologie i rozwiązania konstrukcyjne wdrażane w tłokowych silnikach spalinowych sprawiają, że stają się one coraz bardziej termicznie obciążone, skomplikowane, a zarazem podatne na oddziaływanie różnych czynników mogących wpływać na ich pracę. W konsekwencji szkodliwe osady tworzone na skutek procesów chemicznych i termicznych zachodzących podczas pracy silników stanowią coraz większe zagrożenie zarówno dla poprawnego ich funkcjonowania, jak i spełniania przepisów w zakresie

prone to a variety of factors impactful on their operation. Consequently, the harmful deposits formed as a result of chemical and thermal processes taking place during engine operation are becoming a growing threat to proper operation and environmental performance (CO<sub>2</sub>). The simultaneous changes in the technology of fuel production (including the introduction of biocomponents), new engine oil formulas and the popularization of GDI engines, EGR systems and HPCR for diesel engines spawn new mechanisms of deposit formation. It is likely that the importance of future development and introduction of methods to counteract the formation of deposits will grow in the pursuit to meet the ever-growing environmental and operational requirements.

ograniczenia emisji składników szkodliwych, w tym CO<sub>2</sub>. Równoczesne zmiany technologii produkowanych paliw, w tym wprowadzanie do nich biokomponentów, nowe formułacje olejów smarowych oraz rozpowszechnienie silników GDI i systemów EGR, a także HPCR dla silników ZS sprzyjają powstawaniu nowych mechanizmów tworzenia osadów. Wiele wskazuje na to, że w przyszłości opracowanie i wprowadzenie różnych środków przeciwdziałających powstawaniu opisanych osadów będzie nabierało jeszcze większego znaczenia w dążeniu do spełniania przez silniki coraz ostrzejszych wymagań proekologicznych i użytkowo-eksploatacyjnych.

### Abbreviations/Wykaz skrótów

MPFI Multi Port Fuel Injection/*wielopunktowy wtrysk paliwa*  
 GDI Gasoline Direct Injection/*bezpośredni wtrysk benzyny*  
 PAH Polynuclear Aromatic Hydrocarbons/*wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne*  
 EGR Exhaust Gas Recirculation/*recyrkulacja spalin*

SPI Single Port Injection/*jednopunktowy wtrysk*  
 PCV Positive Crankcase Ventilation/*przewietrzanie skrzyni korbowej*  
 EDM Electrical Discharge Machining/*obróbka elektroiskrowa*  
 HPCR High Pressure Common Rail/*wysokociśnieniowy układ wtryskowy common rail*

### Bibliography/Literatura

- [1] Orhan A., Semith E. Carbon Deposit Formation From Thermal Stressing of Petroleum Fuels – Prepr. Pap.-Am. Chem. Soc., Div. Fuel Chem. 2004, 49(2), 764.
- [2] Kolobielski M., McCaleb F. Gasoline and Engine Oils: Literature Review, New Laboratory Oxidation Method and Significance of Olefins in Fuel – Report No. 2296, U.S. Army MERD Command, Government Accession No. ADA 086740.
- [3] Stępień Z. Intake valve and combustion chamber deposits formation – the engine and fuel related factors that impacts their growth. *Nafta-Gaz*, kwiecień 2014, nr 4/2014, s.28-34. Wydawnictwo Instytutu Nafty i Gazu, ISSN 0867-8871.
- [4] 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), PL ISSN 0138-0346, s. 20-29.
- [5] Kalghatgi G. Fuel/Engine Interactions. SAE International, ISBN 978-0-7680-6458-2.
- [6] Trinidad O. Gasoline Direct Injection. Southern Illinois University Carbondale. Presentation Spring 3 – 2011.
- [7] Parsinejad F., Biggs W. Direct Injection Spark Ignition Engine Deposit Analysis: Combustion Chamber and Intake Valve Deposits. SAE Paper 2011-01-2110.
- [8] de Goede S., Rabe T., Bekker R., Mtongana S. and Edwards J. Characterisation of Combustion Chamber Deposits Formed in Direct Injection Spark Ignition (DISI) Engines during an On-Road Vehicle Trial. SAE Paper 2010-01-2155.
- [9] 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.
- [10] Kazour J., Befrui B., Husted H., Rancey M., Varble D. Innovative Sprays and Particulate Reduction with GDI Injectors. SAE Technical Paper 2014-01-1441.
- [11] Stępień Z. Obecne i przyszłe silnikowe metody oceny właściwości detergentowych olejów napędowych. KONMOT 2014.
- [12] Amelin A. Theory of Fog Condensation; 2nd Edition, augmented and revised, edited by Derygagin, B.V., 1967.
- [13] Rosner D., Seshadri K. Experimental and theoretical studies of the laws governing condensate deposition from combustion gases, 18th Symposium on Combustion, Waterloo, Canada 1990.
- [14] Davis J. A New Theory of Aerosol Deposition From Turbulent Fluids; Chemical Engineering Science, Tg. 38 (1), 1983.
- [15] Amelin A. Theory of Fog Condensation; 2nd Edition, augmented and revised, edited by Derygagin, B.V., 1967.

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 w Państwowym Instytucie Badawczym w Krakowie.

e-mail: [stepen@img.pl](mailto:stepen@img.pl)



## Simulation studies of LPG injector used in 4<sup>th</sup> generation installations

*The article presents examples of simulation studies performed on LPG injectors used in fourth generation installations. The needle's movement was simulated in Matlab-Simulink based on a prepared mathematical model. Thanks to the simulation study it is possible to identify discrepancies in the fuel supply process.*

**Key words:** *LPG injectors, injector model, injector simulation*

### Badania symulacyjne wtryskiwacza LPG stosowanego w instalacjach czwartej generacji

*W artykule zaprezentowano przykładowe badania symulacyjne wykonane dla wtryskiwaczy LPG stosowanych w instalacjach czwartej generacji. Symulacja ruchu iglicy przeprowadzona została w środowisku Matlab-Simulink na podstawie opracowanego modelu matematycznego. Dzięki badaniom symulacyjnym możliwe jest wychwycenie nieprawidłowości w procesie zasilania silnika lub niepożądanych zachowań wtryskiwacza.*

**Słowa kluczowe:** *wtryskiwacze LPG, model wtryskiwaczy, symulacja wtryskiwaczy*

### 1. Introduction

Dwindling reserves of conventional fuels push people to search for alternative sources of energy. Alternatives to diesel oil and petrol include hydrocarbon fuels (CNG, LPG, Biogas) as well as alcohol, vegetable oils or hydrogen. Each of these fuels is obtained in a different manner. Due to the differences in their chemical composition and properties, each fuel requires a different method of storage, and engines using those fuels must be appropriately modified.

As numerous publications show, adapting an engine so that it uses alternative fuels is not a simple matter [3]. It entails a range of problems connected with, for example, dosing the fuel (in the case of 4<sup>th</sup> generation LPG installations). One of the main causes of this problem is the design of the injector.

The main reason why drivers adapt their cars to use gas is the consequent reduction of user costs. Economical aspects also determine the choice of the installation. That is why the manufacturers of gas installations reduce the costs related to designing and producing parts. The injectors available for purchase usually work well and precisely under light load but are also characterised by low efficiency, or are sufficiently efficient under heavy load but have little precision under light load. Designing an injector that completes the supply process throughout the whole range of engine speeds is a task that requires not only knowledge from many fields of study, but also costly and extensive testing.

The designed mathematical model and the injector operation simulation prepared with it may have a significant impact on decreasing the costs of designing and producing LPG injectors.

The analyses and tests were performed on a Valtek 3 $\Omega$  injector rail, Vector LPG controller, and the tested gas installation was installed in a BMW 520i.

### 2. Mathematical model of the injector

Mathematical description of an LPG injector's operation is difficult. Analysis of literature shows that the process

### 1. Wstęp

Zmniejszające się zasoby paliw konwencjonalnych zmuszają do poszukiwania alternatywnych źródeł energii. Jako zamienniki dla oleju napędowego i benzyny stosowane są zarówno paliwa węglowodorowe (CNG, LPG, Biogaz), jak i alkohole, oleje roślinne czy wodór. Każde z tych paliw jest pozyskiwane inaczej. Z powodu różnic w składzie chemicznym i różnych właściwości, każde wymaga odrębnej metody magazynowania, a silniki zasilane takimi paliwami muszą być stosownie zaprojektowane bądź zmodyfikowane.

Jak podają liczne prace, przystosowanie silnika do spalania paliwa alternatywnego nie jest proste [3]. Występuje wiele problemów związanych np. z dawkowaniem paliwa (w odniesieniu do instalacji LPG 4. generacji). Jedną z głównych przyczyn występowania tego problemu jest konstrukcja wtryskiwacza.

Głównym powodem, dla którego kierowcy przystosowują swoje samochody do zasilania gazem jest zmniejszenie kosztów eksploatacji. Aspektami ekonomicznymi kierują się również, wybierając typ instalacji. Dlatego producenci instalacji gazowych redukują koszty związane z zaprojektowaniem i wytworzeniem części. Sprzedawane wtryskiwacze zazwyczaj pracują dobrze, precyzyjnie przy małym obciążeniu silnika, ale charakteryzują się niską wydajnością, lub są wystarczająco wydajne przy dużych obciążeniach, ale mało precyzyjne przy niskich. Skonstruowanie wtryskiwacza realizującego proces zasilania prawidłowo w całym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia silnika wymaga nie tylko wiedzy z wielu dziedzin nauki, ale też kosztownych, długotrwałych badań.

Opracowany model matematyczny oraz wykonana na jego podstawie symulacja komputerowa pracy wtryskiwacza mogą znacząco wpłynąć na obniżenie kosztów związanych z projektowaniem oraz produkowaniem wtryskiwaczy LPG.

Do badań i analiz posłużono się listwą wtryskową Valtek 3 $\Omega$ , sterownikiem LPG firmy Vector, a badana instalacja gazowa zamontowana była w pojeździe marki BMW 520i.

of supplying LPG in its vapour phase is characterised by both complexity and wide and fast change of parameters connected with fuel supply (e.g. temperature, pressure). It is therefore necessary to use certain simplifications which facilitate the analysis.

The prepared mathematical model [1] is based on equilibrium equation of forces applied to the LPG injector needle (Fig. 1):

$$F_E = F_S + F_G + F_B + F_T \quad (1)$$

where:  $F_E$  – electromagnetic force from the injector's coil [N],  $F_S$  – force from the injector's spring [N],  $F_G$  – force generated by gas pressure in the fuel system [N],  $F_B$  – inertial force of the injector's needle [N],  $F_T$  – force of friction between the cylindrical surface of the needle and the cylindrical surface of the needle's cylinder [N].

The needle is also influenced by various interferences from, for example, the vibrations of the engine or electromagnetic field emitted by the car's electrical installations. These, however, will be ignored in the following part of the study.

Based on Faraday's equation and the results of the inductor coil's inductance measurements [1], the formula for the electromagnetic force was the following:

$$F_E(I, n_s) = \frac{1}{2} I^2 \cdot (7 \cdot 10^{-6} n_s^4 - 0.001 n_s^3 - 1.2153 n_s + 16.057) \quad (2)$$

where:  $I$  – instantaneous current of the coil's supply [A],  $n_s$  – engine speed [rpm].

As we can see, this force closely relates to engine speed. For low speeds, close to the engine's idle speed, the electromagnetic force is highest.

When the stiffness of the spring is known, it is possible to determine the pressure it exerts depending on its deflection, formed in the following relation:

$$F_s = \frac{x}{1.3410} \quad (3)$$

where:  $x$  – displacement of the injector needle [mm].

Analysis of the injector needle's geometry and the influence of gasses surrounding it during the injector's open and closed phase (Fig. 2) shows that when the injector is open the gas forces cancel out (the fuel pressure is even on the whole surface of the needle). The resultant force is therefore

## 2. Model matematyczny wtryskiwacza

Opis matematyczny działania wtryskiwacza LPG jest trudny. Analiza literaturowa wykazała, iż proces dostarczania LPG w fazie lotnej charakteryzuje zarówno złożoność, jak też duża i szybka zmienność parametrów związanych z zasilaniem silnika (np. temperatura czy ciśnienie). Konieczne jest więc zastosowanie pewnych założeń upraszczających, ułatwiających analizę.

Opracowany model matematyczny [1] oparto na równaniu równowagi sił działających na iglicę wtryskiwacza gazu LPG (rys. 1) – wzór (1), gdzie:  $F_E$  – siła elektromagnetyczna pochodząca od cewki wtryskiwacza [N],  $F_S$  – siła pochodząca od sprężyny wtryskiwacza [N],  $F_G$  – siła generowana przez ciśnienie gazu w układzie paliwowym [N],  $F_B$  – siła bezwładności iglicy wtryskiwacza [N],  $F_T$  – siła tarcia pomiędzy powierzchniami walcowymi iglicy a powierzchnią walcową cylindra iglicy [N].

Na iglicę działają też różnego rodzaju zakłócenia pochodzące np. od wibracji silnika czy pola elektromagnetycznego emitowanego przez instalację elektryczną samochodu. Będą one jednak pominięte w dalszej części opracowania.

Wykorzystując równanie Faradaya oraz wyniki pomiarów indukcyjności cewki wtryskiwacza [1], zapisano wzór (2) na siłę elektromagnetyczną, gdzie:  $I$  – chwilowe natężenie prądu zasilającego cewkę [A],  $n_s$  – prędkość obrotowa silnika [obr/min].

Można zauważyć, że siła ta ściśle zależy od prędkości obrotowej silnika. Dla niedużych prędkości, zbliżonych do prędkości biegu jałowego, siła elektromagnetyczna jest największa.

Znając sztywności sprężyny, można określić jej siłę nacisku, w zależności od ugięcia, którą zapisuje się zależnością (3), gdzie:  $x$  – przemieszczenie iglicy wtryskiwacza [mm].

Analizując geometrię iglicy wtryskiwacza oraz działanie

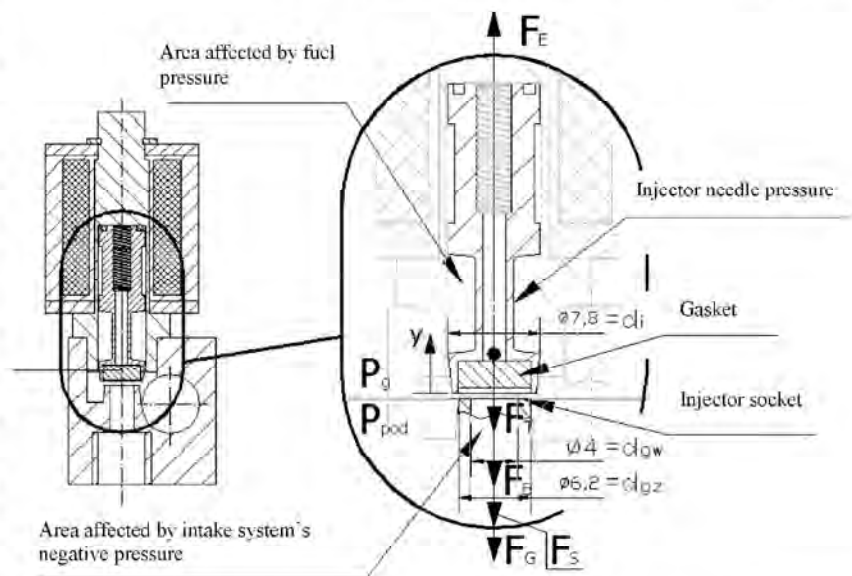


Fig. 1. Diagram of the forces applied to the needle during the opening of the injector:  $P_g$  – fuel pressure,  $P_{pod}$  – negative pressure in the intake system

Rys. 1. Schemat działania sił na iglicę w fazie otwierania wtryskiwacza:  $P_g$  – ciśnienie paliwa,  $P_{pod}$  – podciśnienie układu dolotowego



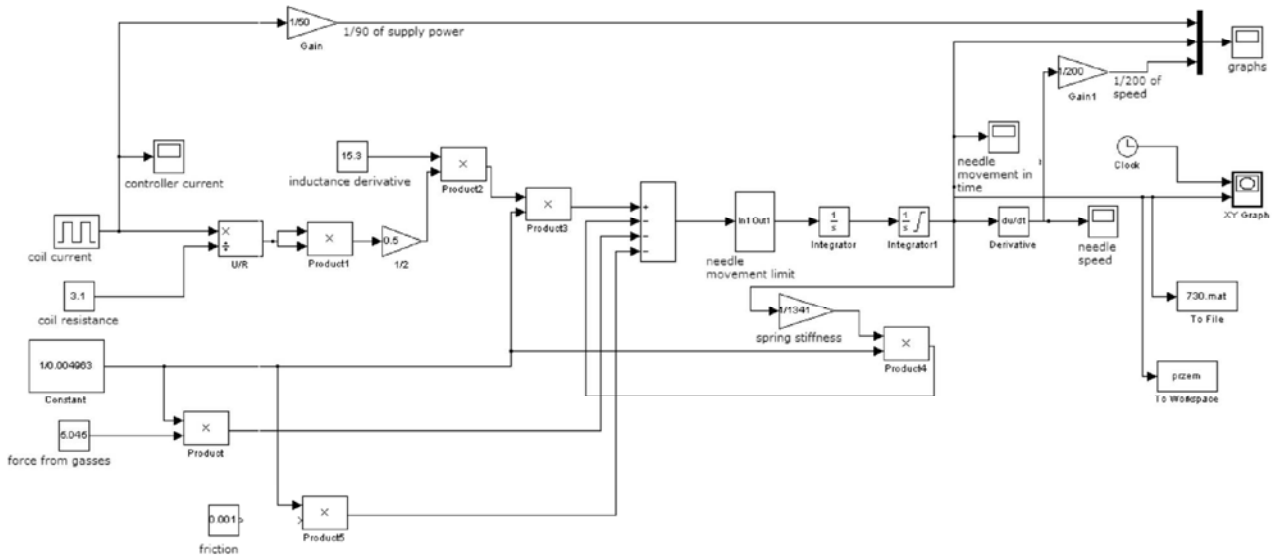


Fig. 3. Block diagram of the LPG injector's mathematical model

Rys. 3. Schemat blokowy modelu matematycznego wtryskiwacza LPG

is viscous friction (between gas particles), expressed with the formula:

$$F_T = \mu_{wis} \frac{dx}{dt} \quad (6)$$

where:  $\mu_{wis}$  – viscous friction factor.

Due to the low value of the friction force (below 0.001 N), it was ignored in further calculations.

When formulas (2–6) were added to equation (1) and after appropriate transformations, the following formula is derived:

$$0.004963 \frac{d^2x}{dt^2} + 0.745x = \frac{1}{2} \left( \frac{U}{R} \right)^2 \cdot (7 \cdot 10^{-6} n_e^4 - 0.001 n_e^3 - 1.2153 n_e + 16.057) - 0.504 \quad (7)$$

### 3. Computer simulation

The simulation of the gas injector action was performed using Matlab-Simulink. It allows the creation of block diagrams of the studied issue and then performing a fast computer analysis. The block diagram of the LPG injector needle equation (7), performed in Matlab-Simulink, is presented in Fig. 3.

The computer simulation was performed at different engine speeds: 700 rpm, 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm, 5000 rpm, and the maximum speed for this engine, approx. 6300 rpm.

Nakładając na siebie otrzymane wykresy, można zauważyć różnice pomiędzy poszczególnymi symulacjami (rys. 4), szczególnie w czasie potrzebnym do otwarcia wtryskiwacza. Widać wyraźnie, że przy niewielkich prędkościach obrotowych wtryskiwacz otwiera się najszybciej, natomiast przy prędkościach zbliżonych do maksymalnej prędkości silnika, czas potrzebny do otwarcia wtryskiwacza osiąga największą wartość (ok. 3 ms). Sytuacja taka spowodowana jest zmianą wartości indukcyjności cewki wraz z częstotliwością pracy wtryskiwacza [1], a więc również zmianą wartością siły elektromagnetycznej generowanej przez cewkę. Siła ta jest odwrotnie proporcjonalna do prędkości obrotowej silnika.

Jak wspomniano, symulacja komputerowa może służyć do wyszukiwania nieprawidłowości w pracy wtryskiwacza. Wykonane badania symulacyjne pozwoliły zauważyć, że od pewnej granicznej prędkości obrotowej, wynoszącej

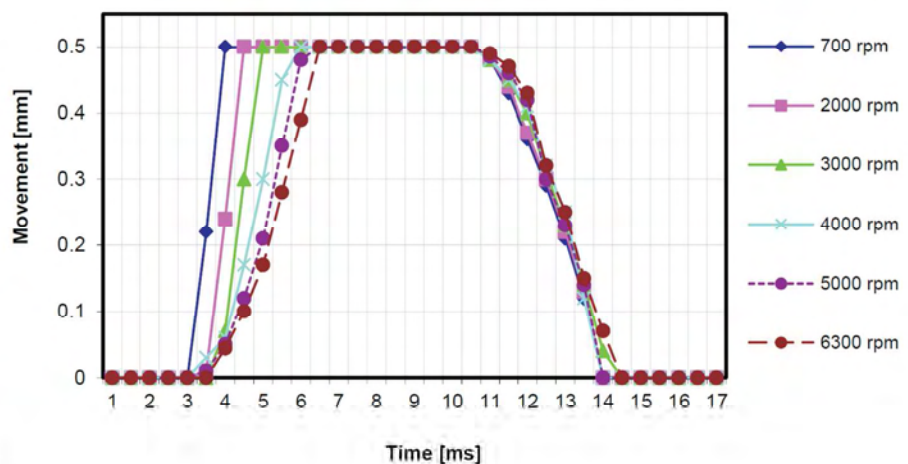


Fig. 4. Simulations of the injector needle's movement characteristics for different engine speeds

Rys. 4. Symulacje charakterystyki przemieszczenia iglicy wtryskiwacza dla różnych prędkości obrotowych silnika

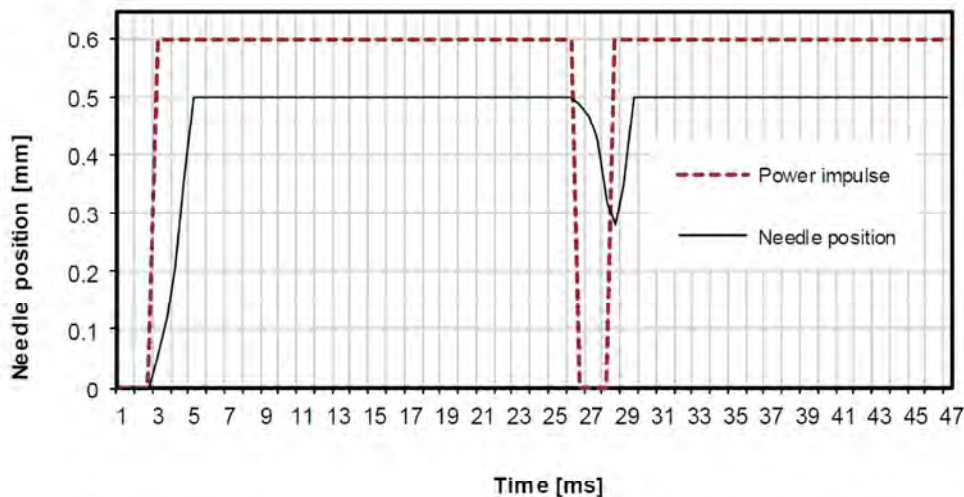


Fig. 5. Simulation of injector work at maximum throttle opening and engine speed of 5000 rpm

Rys. 5. Symulacja pracy wtryskiwacza przy maksymalnym otwarciu przepustnicy oraz przy prędkości obrotowej wynoszącej 5000 obr/min

Then the graphs are superimposed, the differences between individual simulations are shown (Fig. 4), especially in the time needed to open the injector. It is clear that at low engine speeds the injector opens faster, while at speeds approaching the maximum engine speed the time required to open the injector reaches its top values (approx. 3 ms). This is caused by the change in the coil inductance and the injector's work frequency [1], and thus, the change of the value of electromagnetic force generated by the coil. The force is inversely proportional to the engine's speed.

As mentioned before, computer simulations may be used to identify discrepancies in the injector's work. The performed simulations allow to demonstrate that from a certain limit of the engine speed, approximately 5000 rpm (at maximum supply), the injector does not close (Fig. 5). This situation is dangerous as it causes significant heating of the coil. This in turn leads to a change in the electromagnetic and geometrical properties of the coil, and in extreme situations it may lead to permanent damage.

#### 4. Experimental verification

Experimental verification of the simulation results proved to be a challenging task. Recreating the injector's work conditions and the measurement of the needle movement was very problematic. Finally, the experiment was limited to two engine speeds, that is, 700 rpm and 3000 rpm. Power was supplied to the injector during the test with a DC power adapter and impulse separator, its movement was recorded on a station with a high speed Casio Exilim camera (Fig. 6). The needle's movement was reflected by the indicator fixed to it. The test was done without damaging the injector.

The mass of the indicator (approx. 0.04 g) compared to the mass of the needle (approx. 4.8 g) is so small that it has no impact on the work characteristics of the injector. Analysis of the recorded films allowed to prepare a graph indicating the needle's movement, and these were later compared with the simulations (Fig. 7 and 8).

około 5000 obr/min (przy maksymalnym stopniu zasilania), wtryskiwacz nie zamyka się (rys. 5). Sytuacja taka jest niebezpieczna, bo powoduje znaczne nagrzewanie się cewki. To z kolei skutkuje zmianą jej właściwości elektromagnetycznych oraz geometrycznych, jak też w skrajnych przypadkach może prowadzić do nieodwracalnych uszkodzeń.

#### 4. Weryfikacja doświadczalna

Doświadczalna weryfikacja wyników symulacji okazała się zadaniem niełatwym. Odzwierciedlenie warunków pracy wtryskiwacza oraz pomiar przemieszczenia jego iglicy nastręczyło wiele trudności. Ostatecznie badania eksperymentalne ograniczono do dwóch prędkości obrotowych, tj. 700 obr/min i 3000 obr/min. Zasilanie wtryskiwacza podczas badań weryfikacyjnych realizowano za pomocą zasilacza prądu stałego oraz rozdzielacza impulsów, rejestracji przemieszczenia dokonywano natomiast na stanowisku (rys. 6) wyposażonym w szybko nagrywającą kamerę Casio Exilim. Ruch iglicy wtryskiwacza odzwierciedlał wskaźnik, który został do niej przyklejony. Badanie odbywało się więc w sposób nieuszkodzający wtryskiwacza.

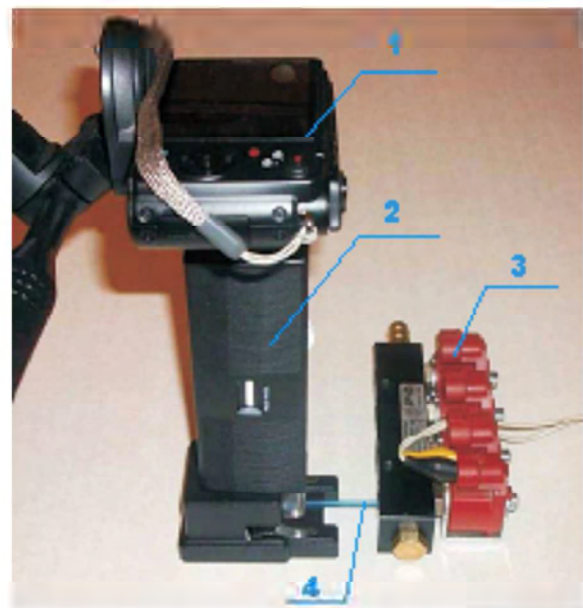


Fig. 6. Test station: 1) Casio Exilim camera, 2) magnifying device, 3) injector rail, 4) indicator

Rys. 6. Stanowisko pomiarowe: 1) kamera Casio Exilim, 2) urządzenie powiększające, 3) listwa wtryskowa, 4) wskaźnik

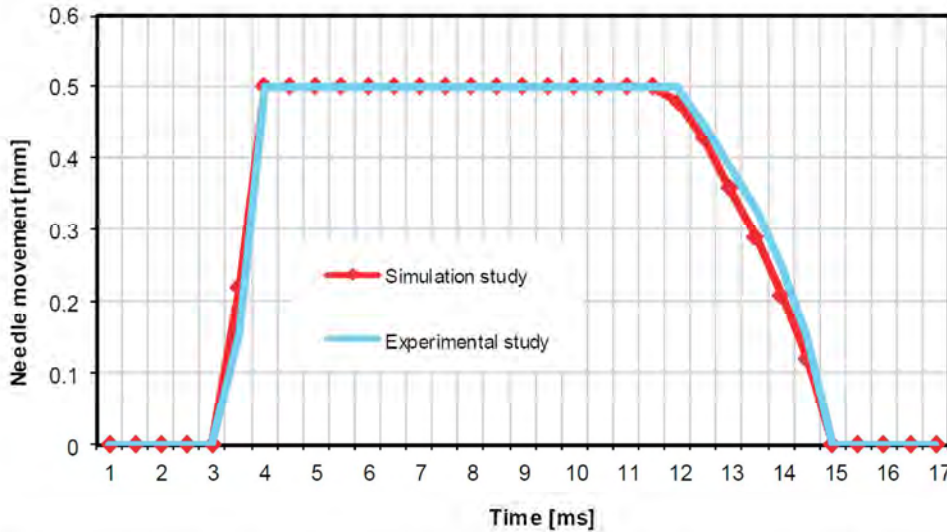


Fig. 7. Comparison of the results of the simulation and experimental test for the parameters corresponding to 700 rpm engine speed

Rys. 7. Porównanie wyników badań symulacyjnych oraz doświadczalnych dla parametrów odpowiadających prędkości obrotowej silnika ok. 700 obr/min

The coefficient of determination was chosen to be used as the measurement of the adjustment of the model to the experiment, described with the relation:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (8)$$

where:  $\hat{y}_i$  – theoretical value of the described variable at time  $t$  (calculated based on the model),  $\bar{y}$  – arithmetic mean of empirical values of the described variable,  $y_i$  – actual value of the variable  $y$  at time  $t$ .

By preparing correlation tables and the necessary calculations, the following values of coefficients of determination were found:

- for engine speed of 730 rpm:  $R^2 = 0.952$ ,
- for engine speed of 3000 rpm:  $R^2 = 0.861$ ,

The convergence factor of the theoretical and empirical graphs can be determined using the formula:

$$\varphi^2 = 1 - R^2 \quad (9)$$

After calculation with the formula, the results are:

gdzie:  $\hat{y}_i$  – wartość teoretyczna zmiennej objaśnianej w czasie  $t$  (wyliczona na podstawie modelu),  $\bar{y}$  – średnia arytmetyczna empirycznych wartości zmiennej objaśnianej,  $y_i$  – rzeczywista wartość zmiennej  $y$  w czasie  $t$ .

Po wykonaniu tablic korelacyjnych oraz niezbędnych obliczeń otrzymano wartości współczynników determinacji:

- dla prędkości obrotowej 730 obr/min:  $R^2 = 0,952$ ,
- dla prędkości obrotowej 3000 obr/min:  $R^2 = 0,861$ .

Współczynniki zbieżności wykresów teoretycznych i empirycznych wyznaczyć można ze wzoru (9).

Po podstawieniu otrzymano:

- dla prędkości obrotowej 730 obr/min:  $\varphi^2 = 0,048$ ,
- dla prędkości obrotowej 3000 obr/min:  $\varphi^2 = 0,139$ .

Podczas wykonywania badań doświadczalnych, polegających na pomiarze impulsów zasilających wtryskiwa-

Masa wskaźnika (około 0,04 g) w stosunku do masy iglicy (około 4,8 g) jest na tyle mała, że nie wpływała na charakterystykę pracy wtryskiwacza. Po analizie zarejestrowanych filmów opracowano wykresy przemieszczeń, które porównano z wynikami badań symulacyjnych (rys. 7 i 8).

Jako miarę dopasowania modelu do badań zdecydowano się wykorzystać współczynnik determinacji, opisywany zależnością (8).

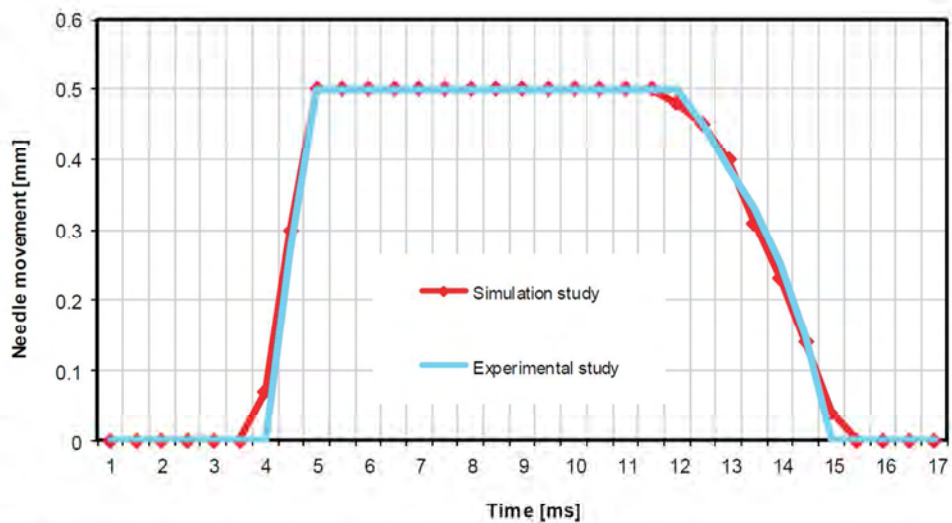


Fig. 8. Comparison of the results of the simulation and experimental test for the parameters corresponding to 3000 rpm engine speed

Rys. 8. Porównanie wyników badań symulacyjnych oraz doświadczalnych dla parametrów odpowiadających prędkości obrotowej silnika ok. 3000 obr/min

- for engine speed of 730 rpm:  $\varphi^2 = 0.048$ ,
- for engine speed of 3000 rpm:  $\varphi^2 = 0.139$ .

During the experiment which measured the impulses powering the injectors (generated by the LPG controller installed in the car), it was found that the gas injector does not fully shut [3]. This phenomenon took place at maximum supply and with engine speeds exceeding 5000 rpm, which in a way confirmed the results of the computer simulation. Also, significant increase of the coil's temperature was observed. Prolonged work in such conditions would probably result in permanent damage. In extreme cases, high temperature might lead to a fire.

## 5. Summary

Modelling such complex processes as fuel supply to the engine is extremely challenging. The number of factors that need to be taken into account is extensive. That is why unless a series of simplifications is made, writing a mathematical formula that precisely reflects the fuel system in all possible conditions would be borderline impossible.

Simulation studies of a 4<sup>th</sup> generation gas installation performed on a maximally simplified mathematical model present a satisfactory reflection of the actual fuel supply process, as confirmed by the coefficient of determination and the similarity of theoretical and empirical graphs.

Simulation of the injector's work may prove to be an invaluable tool during the design phase. As this article presents, it is possible to identify discrepancies or undesirable behaviour at the "drawing board". It is therefore possible to avoid costly research and repairs, but also to improve the quality of the fuel supply process with little effort.

The performed simulation may serve as a subsystem of a complete fuel supply model or in a combustion engine model. Potential applications also include the design phase of a combustion engine or its equipment.

cze (generowanych przez sterownik LPG zamontowany w samochodzie), zauważono niedomykanie się wtryskiwacza gazowego [3]. Zjawisko takie wystąpiło przy maksymalnym stopniu zasilania oraz przy prędkościach obrotowych powyżej 5000 obr/min, co stało się potwierdzeniem wyników otrzymanych z symulacji komputerowej. Zauważono również znaczące zwiększenie temperatury obudowy cewki. Utrzymywanie takich warunków pracy wtryskiwacza doprowadziłoby prawdopodobnie do jego nieodwracalnego uszkodzenia. W skrajnych przypadkach wysoka temperatura mogłaby doprowadzić do wzbudzenia pożaru.

## 5. Podsumowanie

Modelowanie tak złożonych procesów, jak zasilanie silnika spalinowego jest bardzo skomplikowane. Liczba zmiennych jakie należy wziąć pod uwagę jest ogromna. Dlatego bez zastosowania wielu założeń uproszczających zapisanie równania matematycznego dokładnie odwzorowującego układ paliwowy w każdym możliwych warunkach jego pracy byłoby prawie niemożliwe.

Badania symulacyjne wtryskiwacza instalacji gazowej 4. generacji, wykonane na podstawie maksymalnie uproszczonego modelu matematycznego, w stopniu zadowalającym odzwierciedlają rzeczywisty przebieg procesu zasilania, co potwierdziły współczynniki determinacji i zbieżności wykresów teoretycznych i empirycznych.

Symulacja działania wtryskiwacza okazać się może niezwykle cennym narzędziem podczas projektowania. Jak wykazano w niniejszej pracy, możliwe jest wychwycenie nieprawidłowości bądź niepożądanego działania już na etapie „deski kreślarskiej”. Możliwe jest więc uniknięcie kosztownych badań, akcji serwisowych, jak też poprawienie jakości procesu zasilania silnika niewielkim nakładem pracy.

Wykonana symulacja może posłużyć jako podsystem modelu całego układu zasilania bądź modelu działania silnika spalinowego. Potencjalne zastosowanie możliwe jest więc również podczas projektowania silników spalinowych, lub osprzętu.

## Bibliography/Literatura

- [1] Borawski A., Siemieniako F. Model matematyczny pracy wtryskiwacza LPG. *Pneumatyka* nr 2/2011, s. 52-55.
- [2] Borawski A., Siemieniako F. Wpływ prędkości obrotowej i obciążenia silnika na przebieg impulsu sterującego wtryskiwaczami plynego gazu ropopochodnego. *Acta Mechanica et Automatica* Vol. 4, no. 2/2010. Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, s. 25-29.
- [3] Borawski A., Wituszyński K. Problemy sterowania pracą wtryskiwaczy LPG. *Silniki Gazowe* 2010, s. 61-69.
- [4] Passarini L.C., Nakajima P.R. Development of a High-Speed Solenoid Valve: an Investigation of the Importance of the Armature Mass on the Dynamic Response. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* Vol. XXV, No. 4/335/2003, s. 606-612.
- [5] Rahman M.F., Cheung N.C., Lim K.W. Modeling of a Non Linear Solenoid Actuator for Operation as a Proportional Actuator, University of New South Wales, Sydney 2008.
- [6] Miszczyński M. Analiza zależności pomiędzy cechami (analiza korelacji i regresji), Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, Łódź 2006.

Andrzej Borawski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Białystok University of Technology.

Dr inż. Andrzej Borawski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.

e-mail: [a.borawski@pb.edu.pl](mailto:a.borawski@pb.edu.pl)



## Conception of gear ratios selection between the engine and the electric machine in the hybrid drive systems

*Modern vehicles with hybrid combustion-electric drive systems are an important element in the strategy for reducing fuel consumption and emissions of exhaust gas components. Determinant of the use and development is to achieve substantial benefits in terms of classical powertrain vehicles equipped with internal combustion engines. This paper presents the concept of kinematic ratio selection between the engine and the electric machine. This concept is based on the analysis of the internal combustion engine load caused by the resistances of motion and the best possible assessment of the additional load caused by the operation of the generator. It is proposed that the energy transferred to the generator was taken in a most preferred area of the engine performance characteristics and generator by changing kinematic ratio between the engine and the generator. The described concept can also be used for the recovery of vehicles braking energy.*

Keywords: *green vehicles, hybrid powertrain*

### Koncepcja doboru przełożeń między silnikiem spalinowym a maszyną elektryczną w hybrydowych układach napędowych

*Współczesne pojazdy o hybrydowych spalinowo- elektrycznych układach napędowych są istotnym ogniwem w strategii zmniejszania zużycia paliwa i emisji składników spalin. Determinantą ich stosowania i rozwoju jest uzyskanie istotnych korzyści w odniesieniu do klasycznych układów napędowych pojazdów wyposażonych w tłokowe silniki spalinowe. W prezentowanej publikacji przedstawiono koncepcję doboru przełożeń kinematycznego między silnikiem spalinowym a maszyną elektryczną. Koncepcja ta opiera się na analizie obciążenia silnika spalinowego oporami ruchu i ocenie najkorzystniejszego dodatkowego obciążenia generatorem. Proponuje się, aby energia przekazywana do generatora była pobierana w najkorzystniejszym obszarze charakterystyki sprawności silnika spalinowego i generatora przez zmiany przełożeń kinematycznego między silnikiem spalinowym a generatorem. Opisana koncepcja może być również wykorzystywana przy odzyskiwaniu energii podczas hamowania pojazdu.*

Słowa kluczowe: *pojazdy ekologiczne, napęd hybrydowy*

#### 1. Introduction

The increasing legislative requirements regarding fuel consumption and exhaust emissions are forcing designers of reciprocating internal combustion engines to use increasingly sophisticated systems of: power, combustion and flue gas cleaning. Thus the cost of the drive units increase. One can get the impression that the increases in production costs impact the ecological effects less and less. In such circumstances it is reasonable to develop hybrid drive systems. The environmental benefits resulting from the use of hybrid propulsion systems are shown in Figure 1. These were obtained from studies described in [7]. It should be noted, however, that these benefits are visible in the urban test when engine is running with partial loads, a reverse trend can be expected in motorway part of EUDC test and the authors of the publication did not include such data. Hybrid drives are thought to combine the advantages of the different power sources operating in the assumed sequence of their cooperation. In literature publications on the development of the internal combustion engine cooperation with inertial energy battery [8] of the electromechanical system with an energy battery [4, 8] or gas turbine with an electric motor [3] can be found. One can also find studies on the power transmission of mechanical systems in hybrid vehicles [2].

In practice, the most widely used in automotive solutions are hybrid diesel-electric drives. Constructed types of hybrid diesel-electric drive systems can be divided into three groups:

#### 1. Wstęp

Zwiększające się wymagania legislacyjne odnośnie zużycia paliwa i emisji składników spalin zmuszają konstruktorów tłokowych silników spalinowych do stosowania coraz bardziej wyrafinowanych układów: zasilania, spalania i oczyszczania spalin. Wzrastają więc koszty jednostek napędowych. Można odnieść wrażenie, że wzrosty kosztów produkcji coraz słabiej oddziałują na efekty ekologiczne. W takich uwarunkowaniach zasadne jest rozwijanie konstrukcji napędów hybrydowych. Korzyści ekologiczne wynikające ze stosowania hybrydowych układów napędowych przedstawiono na rys. 1. Uzyskano je z badań opisanych w publikacji [7]. Należy jednak zauważyć, że korzyści te są widoczne w teście miejskim, gdy silnik spalinowy pracuje z częściowymi obciążeniami. W części autostradowej testu EUDC można się spodziewać odwrotnej tendencji, a takich danych autorzy publikacji nie zamieścili. Napędy hybrydowe w założeniu mają łączyć korzystne cechy różnych źródeł napędu pracujących według założonej sekwencji ich współpracy. Istnieją opracowania opisujące współpracę silnika spalinowego z inercyjnym akumulatorem energii [8], elektromechanicznego układu z akumulatorem energii [4, 8] lub turbiny spalinowej z silnikiem elektrycznym [3]. Są również opracowania dotyczące układów mechanicznych przeniesienia napędu w pojazdach hybrydowych [2].

W praktyce motoryzacyjnej najszerze zastosowanie mają napędy hybrydowe spalinowo-elektryczne. Konstru-

- Micro hybrids with an electric machine capacity of about 5 kW, whose role is limited to the start-stop function and the partial recovery of braking energy, where the drive between the crankshaft and the engine power is transmitted via a rubber belt.
- Mild hybrids with power of about 25 kW, in which the electric machine is located between the combustion engine and the transmission. Hybrids of this type allow for combining of the power of the electric machine and the internal combustion engine and the energy recovery of braking and driving downhill. They also support the start-stop system, but do not allow driving with only an electric drive. In solutions of this type the rotor of the electric machine is integrated into the engine flywheel.
- Full hybrids with the electrical machine power of 40 to 70 kW, which employ the lowest work areas of internal combustion engine and the electric machine, operating as either an electric motor or a generator.

The main rationale for the construction of this type of hybrid drives are:

- Obtaining lower fuel consumption and emission components in driving tests in comparison to the same class of vehicles powered by reciprocating internal combustion engines [7].
- The ability to combine the power of the electric motor and internal combustion engine.
- Energy recovery from braking and driving downhill.
- Being able to work in the regime of zero emission (for a large hybrid).
- Use of high torque electric motor for moving off from standstill.

This publication presents the issues of choice of gear ratios between the combustion engine and the electric machine for a full hybrid. Since the presented concept of gear ratio selection is based on the correlation of combustion engine load and electrical machine load described with universal (general) characteristics, the next part of the study will consider the accuracy of such mappings.

## 2. Mapping moments of movement resistance on the universal characteristics of a combustion engine

Universal characteristic of the reciprocating internal combustion engine, is based on a series of load characteristics removed at steady speeds. It is therefore not taking into account the static characteristic transient operating conditions of the engine. For this reason it can be applied to moments of resistance of a moving vehicle under steady conditions with an acceptable accuracy. Then the engine loading moment  $T_s$  can be described as the sum of the moments of the rolling resistance of the vehicle  $T_r$  and air  $T_p$ :

$$T_s \cdot \eta_m \cdot i_c = r_d (F_p + F_r) = r_d (0.613 \cdot C_x \cdot A \cdot V^2 + m \cdot g \cdot f) \quad (1)$$

where:  $\eta_m$  – efficiency of the power transmission,  $i_c$  – overall transmission ratio in the drive system,  $r_d$  – dynamic radius of the vehicle wheel,  $C_x$  – drag coefficient,  $A$  – vehicle frontal

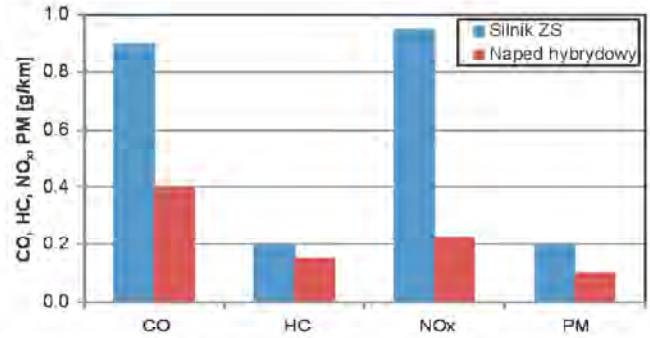


Fig. 1. Comparison of the emission components detected in a UDC test emitted by vehicles equipped with a diesel engine and with a hybrid drive [7]

Rys. 1. Porównanie emisji składników spalin w teście UDC emitowanych przez pojazd wyposażony w silnik o zapłonie samoczynnym w odniesieniu do napędu hybrydowego [7]

owane hybrydowe spalinowo-elektryczne układy napędowe można podzielić na trzy grupy:

- Hybrydy mikro o mocy maszyny elektrycznej około 5 kW, której rola ogranicza się do obsługi funkcji start-stop i częściowego odzysku energii hamowania, gdzie napęd między wałem korbowym silnika a maszyną elektryczną przekazywany jest pasem gumowym.
- Hybrydy średnie o mocy około 25 kW, w których maszyna elektryczna mieści się między silnikiem spalinowym i skrzynią biegów. Hybrydy tego typu pozwalają na łączenie mocy maszyny elektrycznej i silnika spalinowego oraz odzyskiwanie energii hamowania i zjazdu ze wzniesienia. Obsługują również układ start-stop, natomiast nie umożliwiają jazdy przy napędzie tylko elektrycznym. W rozwiązaniach tego typu wirnik maszyny elektrycznej jest zintegrowany z kołem zamachowym silnika spalinowego.
- Hybrydy pełne o mocy maszyny elektrycznej od 40 do 70 kW, w których wykorzystuje się najkorzystniejsze obszary pracy silnika spalinowego i maszyny elektrycznej, pracującej albo jako silnik elektryczny, albo jako generator.

Głównymi przesłankami do konstruowania tego typu napędów hybrydowych są:

- Uzyskiwanie niższych wartości zużycia paliwa i emisji składników spalin w testach jezdnych w porównaniu z pojazdami tej samej klasy napędzanymi tłokowymi silnikami spalinowymi [4].
- Możliwość łączenia mocy silnika elektrycznego i spalinowego.
- Odzyskiwanie energii hamowania i zjazdu ze wzniesienia.
- Możliwość pracy układu w reżimie zeroemisyjnym (dla hybrydy dużej).
- Wykorzystanie dużego momentu obrotowego silnika elektrycznego do ruszania z miejsca.

W niniejszej publikacji przedstawiono zagadnienia doboru przełożeń kinematycznych między silnikiem spalinowym i maszyną elektryczną dla pełnego napędu hybrydowego. Ponieważ prezentowana koncepcja doboru przełożeń opiera się na korelacji obciążeń silnika spalinowego i maszyny elektrycznej ujętych charakterystykami uniwersalnymi (ogólnymi), w dalszej części opracowania będą rozważone zagadnienia dokładności takich odwzorowań.

surface area,  $V$  – vehicle velocity,  $m$  – the mass of the vehicle,  $f$  – the rolling resistance coefficient.

The relation connecting  $V$  and  $\omega$  is:  $V = (\omega \cdot r_d) / i_c$ .

In Figure 2 the curve  $T_s$  depending on  $\omega$  was applied on the sample universal characteristic of the internal combustion engine. This is a second degree curve obtained for the assumed fastest overall ratio in the driveline of the car. It cuts unit fuel use isolines  $g_e$  at a considerable distance from the minimum value of  $g_{e1}$ .

The universal characteristics for transient states can be used with some precision by introducing the relation [1], for which the transient torque  $T_s$  generated by the motor is reduced as a result of the instability of engine operation denoted with the symbol  $\vartheta$  and the torque required to accelerate the rotating masses associated with the engine crankshaft:

$$(\vartheta T_s - I_s \ddot{\varphi}_s) i_c \eta_m \quad (2)$$

where:  $\vartheta$  – engine power loss factor (takes values of 0.95–0.98),  $I_s$  – mass moment of inertia,  $\ddot{\varphi}_s$  – angular acceleration of the rotating masses,  $i_c \cdot \eta_m$  – overall gear ratio between the engine and the wheels multiplied by the mechanical efficiency. This moment covers the movement friction of the vehicle (moments of these resistances):

$$(\vartheta T_s - I_s \ddot{\varphi}_s) i_c \eta_m = r_d \left( F_{\varphi} + F_p + m\ddot{x} + \frac{\sum I_k}{r_d^2} \ddot{x} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\vartheta T_s i_c \eta_m}{r_d} = \vartheta F_n$$

$$\vartheta F_n = F_{\varphi} + F_p + m\ddot{x} + \frac{\sum I_k}{r_d^2} \ddot{x} + \frac{I_s \ddot{\varphi}_s i_c \eta_m}{r_d}$$

$$\vartheta F_n = F_{\varphi} + F_p + F_b$$

$$\ddot{\varphi}_s = \frac{\ddot{x}}{r_d} i_c$$

$$F_b = m\ddot{x} \left( 1 + \frac{\sum I_k}{m r_d^2} + \frac{I_s i_c^2 \eta_m}{m r_d^2} \right) = m\ddot{x} (1 + \delta_k + \delta_s i_c^2) = m\ddot{x} \delta_b \quad (4)$$

$\delta_b$  – is called the reduced mass coefficient, it expresses the number of times the replacement mass is greater than the gravitational mass. For precise calculations it is recommended to take the actual mass moments of inertia, so on average,  $\delta_k, \delta_s$  (0.03–0.05)

It can be mentioned that the author of the publication developed a method for obtaining the dynamic characteristics of the engine based on the combined data from the NEDC and FTP 75 driving tests [6]. But did not obtain satisfactory accuracy useful for analysis for the purposes of this publication.

## 2. Odzworowanie momentów oporu ruchu na charakterystyce uniwersalnej silnika spalinowego

Charakterystyka uniwersalna spalinowego silnika tłokowego powstaje na podstawie serii charakterystyk obciążeniowych zdejmowanych przy stałych prędkościach obrotowych. Jest to więc charakterystyka statyczna nieuwzględniająca nieustalonych stanów pracy silnika. Z tego względu z zadowalającą dokładnością można nanieść na nią momenty oporów ruchu pojazdu w warunkach ustalonych. Wówczas moment obciążający silnik  $T_s$  można opisać jako sumę momentów oporów toczenia  $T_f$  i oporu aerodynamicznego pojazdu  $T_p$  (1), gdzie:  $\eta_m$  – sprawność przeniesienia napędu,  $i_c$  – całkowite przełożenie w układzie napędowym,  $r_d$  – promień dynamiczny koła pojazdu,  $C_x$  – współczynnik oporu czołowego,  $A$  – powierzchnia czołowa pojazdu,  $V$  – prędkość pojazdu,  $m$  – jego masa,  $f$  – współczynnik oporu toczenia. Zależność wiążąca  $V$  i  $\omega$  to:  $V = (\omega r_d) / i_c$ .

Na rysunku 2 krzywą  $T_s$  w zależności od  $\omega$  naniesiono na przykładową charakterystykę uniwersalną silnika spalinowego. Jest to krzywa drugiego stopnia uzyskana dla założonego najszybszego przełożenia całkowitego w układzie napędowym samochodu. Przecina ona izolinie jednostkowych zużycia paliwa  $g_e$  w znacznej odległości od minimalnej wartości  $g_{e1}$ .

Z pewną dokładnością można skorzystać z charakterystyki uniwersalnej dla stanów nieustalonych, wprowadzając zależności [1], dla których w stanach nieustalonych moment obrotowy generowany przez silnik  $T_s$  jest pomniejszany w wyniku niestabilności pracy silnika ujętej symbolem  $\vartheta$  i przez moment potrzebny do rozpędzania mas wirujących związanych z wałem korbowym silnika – wzór (2), gdzie:  $\vartheta$  – współczynnik spadku mocy silnika (przyjmuje wartości 0,95–0,98),  $I_s$  – masowy moment bezwładności,  $\ddot{\varphi}_s$  – przyspieszenie kątowe mas wirujących,  $i_c \cdot \eta_m$  – przełożenie całkowite między silnikiem i kołami pomnożone przez sprawność mechaniczną. Moment ten pokrywa opory ruchu pojazdu (momenty tych oporów) – wzory (3) i (4);  $\delta_b$  – nazywa się współczynnikiem mas zredukowanych; wyraża on ile razy masa zastępcza jest większa od masy grawitacyjnej. Do dokładnych obliczeń zaleca się przyjmować rzeczywiste masowe momenty bezwładności, a średnio  $\delta_k, \delta_s$  (0,03–0,05).

Autor niniejszej publikacji opracował metodę otrzymywania charakterystyk dynamicznych silnika na bazie połączonych danych z testów jezdnych NEDC i FTP 75 [6]. Jednak nie uzyskał zadowalających dokładności przydatnych do analiz w prezentowanej publikacji.

## 3. Koncepcja doboru przełożenia między silnikiem spalinowym a generatorem

Korzystając z zależności (1), dla wybranego przełożenia i kolejnych prędkości można nanieść na charakterystykę uniwersalną silnika parabolę zmiennego obciążenia silnika oporami ruchu. Na rysunku 2 naniesiono taką parabolę dla biegu najszybszego i ruchu ustalonego po płaskiej poziomej nawierzchni. Dla biegów o większych przełożeniach parabole momentów oporów ruchu będą położone poniżej paraboli biegu najszybszego. Dla danej prędkości kątowej

### 3. The concept of choice of transmission between the engine and the generator

Using equation (1) for a chosen transmission ratio and further velocities a parabola of variable engine load with movement resistance can be applied onto the universal characteristic of the engine. In Figure 2, such a parabola was applied for the top gear and a determined movement set on a flat level surface. For larger gear ratios parabolas of moments of motion resistance will be situated below the top gear parabola. For a given angular velocity in specified traffic conditions, one can apply for example, point A, on the characteristics of a universal engine, Fig. 2 which will correspond to the values of  $T_A$  and  $\omega_A$ . If the car has an instantaneous acceleration then for the same angular velocity the load calculated from equation (3) can be applied. It will be a point lying above the point A.

On the example universal characteristic shown in Fig. 2 line of optimum operating conditions of the engine was applied, which was created by connecting the tangential baseline of unit fuel use with hyperbolas of constant power. It is the line of maximum engine efficiency. An internal combustion engine working with the angular speed  $\omega_A$  is laden with torque  $T_A$  for the determined working conditions or in case of accelerated motion with torque A' lying above and calculated from the relation (3).

For the same speed  $\omega_A$  engine load can be increased to point B lying on the optimum load line, which corresponds to the time  $T_B$ . The difference of moments  $T_B - T_A$  may be loaded on the electric machine working in the generator mode. It should be noted that above a certain angular velocity of the motor the difference between the moment of optimum load and the moment of movement resistance decreases. It was visualized, as an example, for point C, where the difference of moments is less than for point A. The presented solution shows that the greatest benefits from the torque surplus can be achieved at lower angular velocities and low loads. Such work conditions are present when driving in urban zones UDC in a NEDC test. At high loads and speeds, there may be practically no difference in moments (for example in EUDC). Hence the hybrid electric vehicle can generate benefits in urban traffic, in motorway traffic, however, due to the greater mass (about 400 kg) may be less economic than a vehicle of the same type powered by only an internal combustion engine.

Optimal load line (target line) may differ depending on the hybrid powertrain control strategy adopted. Figure 3 shows the two control strategies adopted for two different combustion engines of Toyota Prius vehicles with displacements of 1.5 and 1.8 dm<sup>3</sup> [9].

It can be assumed that for both engines in the engine speed range lower than the maximum torque speed the target load line was used in accordance with the description adopted by the author of this publication. Above this speed, for the 1.5 dm<sup>3</sup> engine, the target line optimal for the minimum specific fuel consumption was adopted, which has a side effect of lowering the dynamics the vehicle. For the 1.8 dm<sup>3</sup> engine the target line passes into the maximum engine loads, which improves the vehicle dynamics at the cost of a slight increase in

w ustalonych warunkach ruchu można na charakterystykę uniwersalną silnika spalinowego (rys. 2) nanieść przykładowo punkt A, któremu będą odpowiadać wartości  $T_A$  i  $\omega_A$ . Jeżeli samochód ma chwilowe przyspieszenie, to dla tej samej prędkości kątowej można nanieść obciążenie obliczone z zależności (3). Będzie to punkt leżący powyżej punktu A.

Na przykładowej charakterystyce uniwersalnej przedstawionej na rys. 2 naniesiono linię optymalnych warunków pracy silnika, która powstała z połączeń stycznych izolinii jednostkowych zużycia paliwa z hiperbolami stałej mocy. Jest to linia najwyższych sprawności silnika. Silnik spalinowy pracujący z prędkością kątową  $\omega_A$  jest obciążony momen-

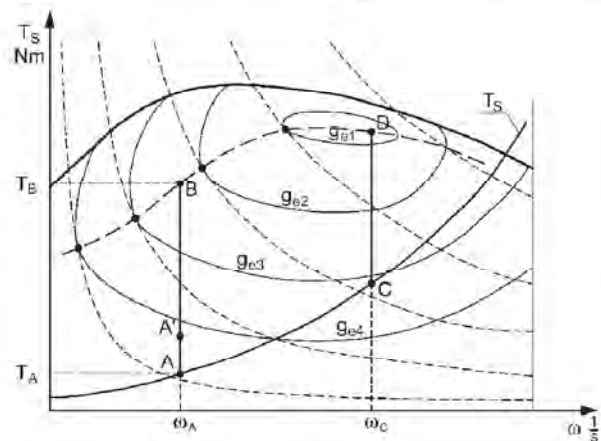


Fig. 2. Example of a universal reciprocating combustion engine characteristic with marked isolines of specific fuel consumption, constant power hyperbolas, the motion moment resistance curve in steady conditions  $T_s$  and the optimal engine load line (dashed line)

Rys. 2. Przykładowa charakterystyka uniwersalna tłokowego silnika spalinowego z naniesionymi izoliniami jednostkowych zużycia paliwa, hiperbolami stałej mocy, krzywą momentu oporów ruchu w warunkach ustalonych  $T_s$  i linią optymalnych obciążeń silnika (linia przerywana)

tem obrotowym  $T_A$  dla ustalonych warunków pracy lub, w przypadku ruchu przyspieszonego, momentem A' leżącym wyżej, a obliczonym z zależności (3).

Dla tej samej prędkości  $\omega_A$  można zwiększyć obciążenie silnika do punktu B leżącego na linii obciążeń optymalnych, któremu odpowiada moment  $T_B$ . Różnicą momentów  $T_B - T_A$  można obciążyć maszynę elektryczną pracującą w trybie generatora. Należy przy tym zwrócić uwagę na to, że powyżej pewnej prędkości kątowej silnika maleje różnica między momentem obciążeń optymalnych a momentem oporów ruchu. Uwidoczniono to przykładowo dla punktu C, gdzie różnica momentów jest mniejsza niż dla punktu A. Z przedstawionego rozważania wynika, że największe korzyści z nadwyżki momentu można osiągać dla mniejszych prędkości kątowych i małych obciążeń. Takie warunki pracy występują przy jeździe miejskiej UDC w teście NEDC. Przy dużych obciążeniach i prędkościach różnica momentów (przykładowo w EUDC) może prawie nie występować. Wynika z tego, że pojazd z napędem hybrydowym może dawać korzyści w ruchu miejskim, natomiast w ruchu autostradowym z uwagi na większą masę (około 400 kg) może

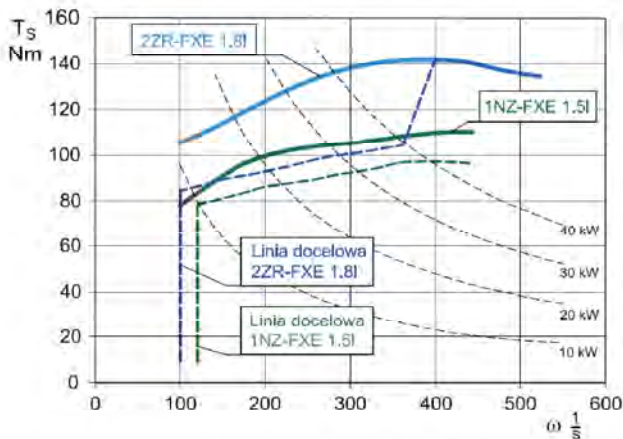


Fig. 3. Comparison of the control strategy of Toyota Prius hybrid powertrain for internal combustion engines used in different model generations [5]

Rys. 3. Porównanie strategii sterowania hybrydowych układów napędowych pojazdu Toyota Prius w zależności od zastosowanych silników spalinowych w poszczególnych generacjach modelu [5]

fuel consumption. For both engines, maximum traction loads occur very rarely because the vehicle is dedicated mainly to urban traffic. However, even in these operating conditions high instantaneous acceleration improves the active safety of the motor vehicle with the 1.8 dm<sup>3</sup> engine.

Generators used have their baseline performance characteristics, an example of which is shown in Fig. 4.

According to the author's proposal the most favorable point of the generator can be chosen as a tangent of the performance baseline to the constant power hyperbola resulting from the relationship  $(T_B - T_A) \cdot \omega_A$ . The angular velocity  $\omega_G$  and the torque  $T_G$  will correspond to this point, designated by G on the characteristics of the generator. Therefore a transmission ratio being the ratio of the  $\omega_A$  to  $\omega_G$  should occur between the combustion engine and the generator. Such operating conditions of the generator can be achieved by using a continuously variable transmission (CVT) between the motor and the generator. An example schematic of a hybrid drive system using a continuously variable transmission between the combustion engine and the generator is shown in Fig. 5. The algorithm executed by the driver reads the combustion engine load (from the OBD system or calculated from the equations of motion) and from the map of the universal characteristics contained in the memory calculates the difference of moments and the power to be used by the generator. Using the efficiency maps of the generator the optimal angular velocity of the generator and optimum transmission P between the internal combustion engine and the electric machine is determined for the power baseline.

A similar course of action can be used during braking or for use of elevation energy provided knowledge of the characteristics of the resistance of the wheels of the vehicle driven by the combustion engine.

#### 4. Conclusions

The presented concept of selection of the optimal kinematic ratio between the combustion engine and the electric

być pojazdem mniej ekonomicznym od pojazdu tego samego typu, a napędzanego tylko silnikiem spalinowym.

Linia optymalnych obciążeń (linia docelowa) może przebiegać różnie w zależności od przyjętej strategii sterowania hybrydowym układem napędowym. Na rysunku 3 przedstawiono dwie strategie sterowania przyjęte dla dwóch różnych silników spalinowych samochodów Toyota Prius o pojemnościach skokowych 1,5 i 1,8 dm<sup>3</sup> [9].

Można przypuszczać, że dla obydwu silników w zakresie prędkości obrotowych mniejszych niż prędkości maksymalnego momentu obrotowego przyjęto przebiegi linii obciążeń docelowych zgodnie z opisem przyjętym przez autora niniejszej publikacji. Powyżej tej prędkości dla silnika 1,5 dm<sup>3</sup> przyjęto przebieg linii docelowej optymalny dla minimalnego jednostkowego zużycia paliwa, czego skutkiem ubocznym jest spadek dynamiki samochodu. Dla silnika 1,8 dm<sup>3</sup> linia docelowa przechodzi w zakres maksymalnych obciążeń silnika, co poprawia dynamikę kosztem niewielkiego zwiększenia zużycia paliwa. Dla obydwu silników trakcyjne obciążenia maksymalne występują bardzo rzadko, gdyż samochód jest przeznaczony głównie do ruchu miejskiego. Jednak nawet w takich warunkach eksploatacji duże chwilowe przyspieszenia poprawiają bezpieczeństwo czynne samochodu z silnikiem 1,8 dm<sup>3</sup>.

Stosowane generatory mają swoją charakterystykę izololinii sprawności, co przykładowo zilustrowano na rys. 4.

Według propozycji autora tej publikacji można dobrać najkorzystniejszy punkt pracy generatora jako styczną izololinii sprawności do hiperboli stałej mocy wynikającej z zależności  $(T_B - T_A) \cdot \omega_A$ . Temu punktowi oznaczonemu G na charakterystyce generatora będzie odpowiadała prędkość kątowa  $\omega_G$  i moment  $T_G$ . W związku z powyższym między silnikiem spalinowym a generatorem powinno wystąpić przełożenie kinematyczne będące stosunkiem  $\omega_A$  do  $\omega_G$ . Takie warunki pracy generatora można uzyskać dzięki zastosowaniu bezstopniowej przekładni (np. CVT) między silnikiem i generatorem. Przykładowy schemat hybrydowego układu napędowego wykorzystującego bezstopniową przekładnię

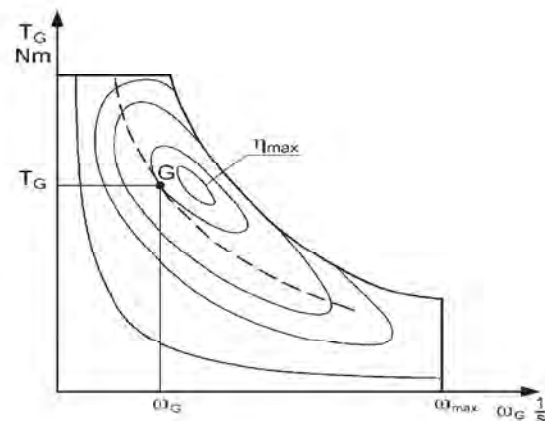


Fig. 4. An example generator characteristic with the of constant power hyperbola added (dashed line) as determined from the universal characteristics of the combustion engine

Rys. 4. Przykładowa charakterystyka generatora z naniesioną hiperbolą stałej mocy (linia przerywana) wyznaczoną z charakterystyki uniwersalnej silnika spalinowego

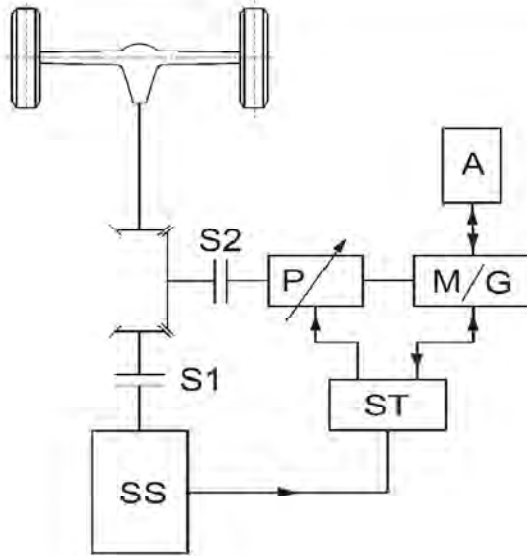


Fig. 5. An example diagram of a hybrid drive system allowing the use of an optimal kinematic ratio between the internal combustion engine and the electric machine (generator) M/G. S1 and S2 – clutches, ST – controller P – continuously variable transmission, A – battery

Rys. 5. Schemat przykładowego hybrydowego układu napędowego umożliwiającego wykorzystanie optymalnego przełożenia kinematycznego między silnikiem spalinowym SS a maszyną elektryczną (generatorem) M/G. S1 i S2 – sprzęgła, ST – sterownik, P – przekładnia o zmiennym przełożeniu, A – akumulator

machine of a hybrid vehicle powertrain is based on the simultaneous use of the best operating points of the two devices. To achieve the objective the following are necessary:

- the universal characteristic of the internal combustion engine,
- the efficiency characteristic of the electrical machine,
- the algorithm for determining the moments of resistance of a vehicle. This moment can be obtained from the OBD system or calculated from the relations shown in this study (more accurate values),
- the algorithm for calculating the optimal ratio between the combustion engine and the electric machine shown in this study.

The use of a transmission variator in a vehicle's drive system allows for obtaining the most effective resistance during braking, created by the generator with the clutch disengaged S1 as well as for clutch engaged S2.

między silnikiem spalinowym i generatorem przedstawiono na rys. 5. Algorytm realizowany przez sterownik odczytuje obciążenie silnika spalinowego SS (z systemu OBD lub obliczone z równania ruchu) i z zawartej w pamięci mapy charakterystyki uniwersalnej oblicza różnicę momentów i moc możliwą do wykorzystania w generatrice. Z mapy sprawności generatora określa dla izolacji mocy optymalną prędkość kątową generatora i optymalne przełożenie P między silnikiem spalinowym i maszyną elektryczną.

Podobny tok postępowania można zastosować przy hamowaniu lub wykorzystaniu energii wzniesienia pod warunkiem znajomości charakterystyki oporów silnika spalinowego napędzanego od kół pojazdu.

#### 4. Podsumowanie

Zaprezentowana koncepcja doboru optymalnego przełożenia kinematycznego między silnikiem spalinowym i maszyną elektryczną hybrydowego układu napędowego pojazdu opiera się na równoczesnym wykorzystaniu najlepszych punktów pracy obydwu urządzeń. Do osiągnięcia założonego celu niezbędne są:

- charakterystyka uniwersalna silnika spalinowego,
- charakterystyka sprawności maszyny elektrycznej,
- algorytm określania momentów oporu ruchu pojazdu. Moment ten można uzyskać z układu OBD lub obliczać z zależności podanych w niniejszym opracowaniu (wartości dokładniejsze),
- algorytm obliczania optymalnego przełożenia między silnikiem spalinowym i maszyną elektryczną podany w niniejszym opracowaniu.

Zastosowanie w układzie napędowym samochodu przekładni o zmiennym przełożeniu pozwala, przy hamowaniu, na uzyskiwanie najbardziej skutecznego oporu wytwarzanego przez generator przy wyłączonym sprzęgle S1 i załączonym S2.

#### Bibliography/Literatura

- [1] Arczyński S. Mechanika ruchu samochodu. WNT, Warszawa 1994.
- [2] Harbauer W. Moderne Antriebssysteme Fur Elektroautos – Auswahlkriterium und Praktische Anwendung. VDI Berichte nr 1020, 1992.
- [3] Merkiś J. Ekologiczne problemy silników spalinowych, tom 2. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
- [4] Michałowski K., Ocioszyński J. Pojazdy samochodowe o napędzie elektrycznym i hybrydowym. WKL, Warszawa 1989.
- [5] Pielecha I., Cieślak W., Borowski P., Czajka J., Bueschke W. The development of combustion engines for hybrid drive systems. Combustion Engines, 2014, 158(3), 23-35. ISSN 2300-9896.
- [6] Romaniszyn K. Alternatywne zasilanie samochodów benzyną oraz gazami LPG i CNG – badania porównawcze dynamiki rozpędzania oraz emisji spalin. WNT, Warszawa 2007.
- [7] Schweimer G., Kalberlah A. Oko und Hybrid-Antriebe fur den Cityverkehr – Technik und Kundenakzeptanz. Kolloquium „Fahrzeug und Mototechnik”, Aachen 1989.
- [8] Szumanowski A. Akumulacja energii w pojazdach. WKL, Warszawa 1984.
- [9] Uehara T., Takahashi Y., Oki R., Hirasawa T. et al. Development of the New THS-II Powertrain for Compact Vehicles, SAE Technical Paper 2012-01-1017, 2012.

Prof. Kazimierz M. Romaniszyn, DSc, DEng. – Head of the Division of Vehicles in the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles at Technical University of Bielsko-Biala.

Prof. dr hab. inż. Kazimierz M. Romaniszyn – kierownik Zakładu Pojazdów w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

e-mail: kromaniszyn@ath.bielsko.pl



## Current status and prospects for the use of low-carbon gaseous fuels in transport

*The paper presents a detailed analysis of the issues related to an improvement of the efficiency of energy conversion in SI engines, fueled by low-carbon gaseous fuels. The research was conducted on an engine fueled with natural gas (CNG) and methane/hydrogen blends. The applied gaseous fuels are characterized by a reduced share of carbon, which enables a reduction of the emission of CO<sub>2</sub>. The object of the research was a 1.6 dm<sup>3</sup>, 4-cylinder engine originally fitted in Opel Astra F. The engine was equipped with a CNG injection system. The final analysis includes the influence of the ignition advance angle and fuel composition on the engine performance and exhaust gas composition.*

Key words: CNG, methane-hydrogen blends, CO<sub>2</sub> emission, SI engine

### Stan obecny i perspektywy wykorzystania niskowęglowych paliw gazowych w transporcie

*W artykule przedstawiono szczegółową analizę zagadnień związanych z poprawą efektywności konwersji energii w silniku ZI, zasilanym niskowęglowymi paliwami gazowymi. W przeprowadzonych badaniach stanowiących silnik zasilano gazem ziemnym (CNG) oraz mieszaninami metanu z wodorem. Wykorzystane mieszaniny metanowo-wodorowe cechuje obniżony udział węgla, co daje możliwość zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> jako produktu spalania. Obiektem badań był 4-cylindrowy silnik o pojemności 1,6 dm<sup>3</sup>, zamontowany fabrycznie w samochodzie Opel Astra F. Jednostkę napędową wyposażono w alternatywną instalację zasilania wtryskowego CNG. W analizie końcowej określono wpływ składu paliwa gazowego na podstawowe wskaźniki pracy silnika i skład emitowanych spalin.*

Słowa kluczowe: CNG, mieszaniny metanowo-wodorowe, emisja CO<sub>2</sub>, silnik ZI

## 1. Introduction

A research problem increasingly addressed these days is the reduction of the negative effect of transport on the environment. This problem comprises a wider range of other issues and tasks including such that aim at increasing the energy efficiency and reduction of the emission of CO<sub>2</sub>. Carbon dioxide is not a toxic gas but it belongs to a group referred to as greenhouse gases and its emission mainly depends on the mass share of carbon in the fuel, the calorific value of the fuel and the overall efficiency of the energy converter. Research on alternative fuels has been conducted for many years and the criteria that these fuels must meet have already been well defined [1, 2]. One of the fundamental criteria is the emission of CO<sub>2</sub> calculated for the fuel life cycle (LCA) or determined exclusively as a natural product of complete combustion of carbon in the fuel.

A measure of the emission of greenhouse gases, also used in Poland, is the CO<sub>2</sub> emission index (fuel life cycle allowed for). It is expressed as a CO<sub>2</sub> equivalent per unit of energy (gCO<sub>2</sub>e/MJ) or per 1 km. Example values of this index have been shown in Table 1.

Analyses and investigations carried out by both American EPA and European CONCAWE as well as many years of research conducted by the authors of this paper have shown that, compared to gasoline and diesel fuel, natural gas has a much greater potential to reduce greenhouse gases. When comparing the emission of greenhouse gases from fossil fuels and those from natural gas it turns out that it reduces this emission by 24% compared to gasoline, while in the case of LPG it is only 14%. An addition of 20% biomethane (renewable gas) to natural gas guarantees a 39% reduction

## 1. Wprowadzenie

Istotną obecnie problematyką badawczą jest ograniczenie negatywnego oddziaływania środków transportu na środowisko. Ta bardzo szeroka w swym zakresie problematyka obejmuje wiele zadań, w tym także te, których celem jest zarówno zwiększenie efektywności przetwarzania energii, jak i zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub>. Dwutlenek węgla nie jest gazem toksycznym, należy jednak do grupy nazywanej gazami cieplarnianymi, a jego emisja zależy przede wszystkim od udziału masowego węgla w paliwie, wartości opalowej paliwa oraz sprawności ogólnej konwertera energii. Badania nad wykorzystaniem paliw alternatywnych są realizowane od wielu lat, więc kryteria, które muszą spełniać te paliwa oraz systemy ich spalania zostały jednoznacznie zdefiniowane [1, 2]. Jednym z podstawowych kryteriów jest emisja CO<sub>2</sub>, określana dla cyklu życia paliwa (LCA) lub wyłącznie jako naturalny produkt zupełnego spalania węgla zawartego w paliwie.

Miarą emisji gazów cieplarnianych, wykorzystywaną również w naszym kraju, jest wyznaczony, przy uwzględnieniu cyklu życia paliwa, wskaźnik emisji CO<sub>2</sub>, wyrażony jako masa ekwiwalentu CO<sub>2</sub> na jednostkę energii, gCO<sub>2</sub>e/MJ lub na 1 km. Przykładowe wartości tego wskaźnika przedstawiono w tabeli 1.

Analizy i badania prowadzone zarówno przez amerykańską agencję EPA, jak i europejskie stowarzyszenie CONCAWE, a także badania prowadzone od wielu lat przez autorów niniejszego artykułu wykazały, że gaz ziemny, w porównaniu z benzyną silnikową oraz olejem napędowym, ma znacznie większy potencjał redukcji gazów cieplarnianych. Przy porównaniu emisji gazów cieplarnianych z paliw

Table 1. Proposed default value of GHG (grams of CO<sub>2</sub> equivalent per MJ) for selected fuels [3]

Tabela 1. Proponowana wartość domyślna gazów cieplarnianych dla wybranych paliw [3]

Fuel/paliwo	CO <sub>2</sub> emission index/wskaźnik emisji CO <sub>2</sub> [gCO <sub>2</sub> e/MJ]
Diesel/olej napędowy	97.05
Gasoline/benzyna	95.86
Ethanol/etanol	87.29
CNG	62.14
LNG	63.26
Biomethane/biometan	11.26
Electricity/elektryczność	11.00
Hydrogen from steam reformed NG/wodór otrzymywany w procesie reformingu parowego gazu ziemnego	95.51

of the emission of greenhouse gases and the use of 100% biomethane, depending on the technology of its obtainment, reduces the emission of greenhouse gasses by 97% (Fig. 1). Figure 1 presents the emission of CO<sub>2</sub> for hydrogen obtained with the method of steam reform (174 g/km) and electrolysis using renewable electrical energy (8 g/km). The emission values substantiate the trend of implementing systems based on low-carbon fuels. They are considered to be the fuel of the future as they provide a true chance of reduction of the emission of CO<sub>2</sub>. When evaluating fuels in terms of their environmental impact, the level of emissions of toxic components generated by these fuels is also taken into account. The emission of these components is regulated by standards that, depending on the applied combustion system, force the carmakers to adapt it to the applicable legal regulations.

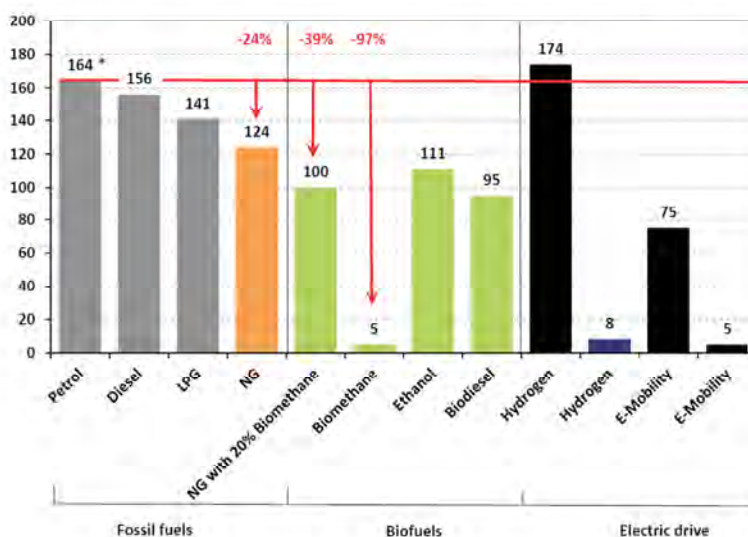
## 2. Natural gas as engine fuel

### 2.1. General characteristics

Natural Gas (NG) is currently one of the principal sources of energy in the world economy and as energy carrier has been used for many years as engine fuel. Natural gas is found in deep underground rock formations in the form of free gas (dry) or in the form of hydrocarbon hydrates (wet). The formation of natural gas is an effect of oxygenless decomposition of organic substances under high pressure. The period of formation of natural gas is estimated at several million years. Natural gas can be found as a separate resource is also found together with petroleum or coal.

Natural gas primarily consists of methane (CH<sub>4</sub>) whose volumetric share usually exceeds 90%. The significance of natural gas is constantly growing. There are many factors that influence high priority of this energy carrier. Some of them were discovered long ago and, following rapid economic advancement and political changes, new aspects of use of

kopalnych do emisji przy wykorzystaniu gazu ziemnego okazuje się, że zmniejsza on emisję o 24%, w stosunku do emisji dla benzyny silnikowej, natomiast z LPG – jedynie o około 14%. Dodanie do gazu ziemnego 20% biometanu, czyli gazu odnawialnego zapewnia zmniejszenie emisji o 39%, a wykorzystanie 100% biometanu, w zależności od technologii jego pozyskania, zmniejsza emisję gazów cieplarnianych aż o 97% (rys. 1). Na rysunku 1 przedstawiono emisję CO<sub>2</sub> dla wodoru wytwarzanego technologią reformingu parowego (174 g/km) oraz otrzymywanego w procesie elektrolizy wykorzystującej odnawialną energię elektryczną (8 g/km). Podane wartości emisji uzasadniają tendencję do wdrażania systemów wykorzystujących do napędu tzw. paliwa nisko-węglowe. Są one rozpatrywane jako paliwa przyszłości, ponieważ dają realną szansę zmniejszenia globalnej emisji CO<sub>2</sub>. Dokonując oceny danego paliwa pod względem jego oddziaływania na środowisko naturalne, uwzględniamy

Fig. 1. WTW (well-to-wheel) GHG emission in g CO<sub>2</sub> eq./km [5]Rys. 1. Wartości emisji gazów cieplarnianych [g CO<sub>2</sub> eq./km] w cyklu życia paliwa [5]

również poziom emisji związków toksycznych. Ich emisja jest regulowana normami, które w zależności od systemu spalania wymuszają na producentach nowych pojazdów ich dostosowanie do aktualnych wymagań prawnych.

## 2. Gaz ziemny jako paliwo silnikowe

### 2.1. Charakterystyka ogólna

Gaz ziemny (ang. *Natural Gas* – NG) jest obecnie jednym z podstawowych źródeł energii w gospodarce światowej, a jako nośnik energii jest również od wielu lat wykorzystywany jako paliwo silnikowe. Swoją nazwę zawdzięcza pochodzeniu, gdyż występuje w skorupie ziemskiej w postaci wolnego gazu (suchy), lub w formie hydratów węglowodorowych (mokry). Powstawanie gazu ziemnego jest efektem beztlenowego rozkładu substancji organicznych w wolnych przestrzeniach skorupy ziemskiej, często pod wysokim ciśnieniem. Okres tworzenia pokładów szacuje się na kilka milionów lat. Złoża gazu mogą występować samodzielnie,

this fuel have been discovered. Out of the already known advantages of natural gas as fuel, the most important are those related to the ecology. Because fuels must meet certain environmental standards, the level of emissions generated by the combustion of natural gas is of primary importance. Natural gas does not contain complex hydrocarbons or carcinogenic compounds. Natural gas does not generate solid combustion products (dust, soot etc.). The processes of excavation and distribution take place under conditions that are not particularly environmentally impactful. Another advantage of this fuel is the location of the resources that have not yet been extensively exploited.

The potential use of this fuel is practically dictated by the advancement of the technologies of its application. Natural gas is currently applied in the following branches of economy:

- energy production and heating,
- fuel in transport,
- industrial technologies,
- household use,
- HVAC systems,
- CHP aggregates.

It is noteworthy that the use of this energy carrier in the said branches is still growing. The stimuli of the growth are stringent emission requirements and economical aspects increasingly supported by incentive policies.

## 2.2. The application of natural gas in transport

The most popular form of natural gas used as fuel for combustion engines is compressed natural gas otherwise commonly referred to as CNG (Compressed Natural Gas). The fuel is stored in a tank under a pressure of 20–26 MPa, which provides a possibility of over 200-fold densification of energy stored in the vehicle. The energy value of 1 Nm<sup>3</sup> of gas is approximately equal to 1 dm<sup>3</sup> of gasoline or diesel fuel (Tab. 2).

Natural gas has been used in the automotive industry as fuel for a long time in both gasoline and diesel engines. A rapid development of this type of fueling began in 1980s of the last century and continues to date. Natural gas fueling systems have undergone a variety of design modifications and improvements: from simple mixer-based systems to

ale zwykle towarzyszą złożom ropy naftowej lub pokładom węgla kamiennego.

Podstawowym składnikiem gazu ziemnego jest metan (CH<sub>4</sub>), którego objętościowy udział zazwyczaj przekracza 90%. Znaczenie gazu ziemnego w ostatnim okresie sukcesywnie wzrasta. Na wysoki priorytet wykorzystania tego nośnika energii składa się wiele czynników. Niektóre z nich zostały już wcześniej zauważone i są obecnie dobrze znane, lecz postępujący rozwój gospodarczy i przemiany polityczno-społeczne odkrywają ciągle nowe aspekty wykorzystania tego paliwa. Spośród poznanych zalet stosowania gazu ziemnego jako paliwa najbardziej znaczące dotyczą zagadnień ekologicznych. Ze względu na wymóg spełnienia odpowiednich norm, podstawowe znaczenie ma poziom emisji związków toksycznych w produktach spalania tego paliwa. Wynika to z faktu, że gaz ziemny nie zawiera złożonych węglowodorów, ani związków kancerogennych. Spaliny wolne są również od stałych odpadów spalania (pyły, sadze itp.). Procesy wydobywania i dystrybucji odbywają się w warunkach, które nie wywołują szczególnie negatywnego oddziaływania na środowisko. Innym atutem jest rozmieszczenie i wielkość zasobów naturalnych, które dotychczas nie były intensywnie eksploatowane.

Obszar możliwości potencjalnego wykorzystania paliwa jest w praktyce określany rozwojem technik jego zastosowań. Obecnie gaz ziemny znajduje szerokie zastosowanie w następujących sektorach gospodarki:

- energetyka i ciepłownictwo,
- napęd środków transportu,
- technologie przemysłowe,
- gospodarstwa domowe,
- systemy klimatyzacji i wentylacji,
- agregaty kogeneracyjne,

przy czym należy zauważyć, że jego wykorzystanie w wymienionych sektorach stale wzrasta. Stymulatorami tego wzrostu są, z jednej strony, rygory nakładanych norm emisyjnych, a z drugiej, względy ekonomiczne, coraz częściej popierane polityką promocyjną.

## 2.2. Zastosowania gazu ziemnego w transporcie

Podstawową formą wykorzystania gazu ziemnego jako paliwa w silnikach spalinowych jest instalacja zasilania sprężonym gazem ziemnym, powszechnie określana CNG (*Compressed Natural Gas*). Paliwo przechowywane jest w zbiorniku pod ciśnieniem 20–26 MPa, co daje możliwość ponad 200-krotnego zagęszczenia energii zmagazynowanej w pojeździe. Wartość energetyczna 1 Nm<sup>3</sup> gazu jest w przybliżeniu równa 1 dm<sup>3</sup> benzyny lub oleju napędowego (tab. 2).

Jako paliwo silnikowe gaz ziemny jest stosowany w motoryzacji od dawna i to zarówno w silnikach ZI, jak i ZS. Jednak intensywny rozwój systemów zasilania tym paliwem rozpoczął się w latach 80. XX wieku i trwa nadal. Stosowane instalacje zasilania przeszły w tym czasie wiele przeobrażeń konstrukcyjnych: od prostych systemów mieszalnikowych do współcześnie stosowanego, elektronicznie sterowanego wielopunktowego wtrysku zarówno do kolektora dolotowego, jak i bezpośrednio do komory spalania.

Tabela 2. Energia zawarta w wybranych paliwach

Table 2. Energy contained in selected fuels

Fuel/paliwo	Energy content/zawartość energii [kWh]
Natural gas/gaz ziemny 1 Nm <sup>3</sup>	11
Biomethane/biometan 1 Nm <sup>3</sup>	9,67
Gasoline/benzyna 1 dm <sup>3</sup>	9,06
Diesel/olej napędowy 1 dm <sup>3</sup>	9,8

sophisticated electronically controlled multipoint indirect and direct injection systems. Contemporary combustion systems have been presented in Fig. 2 – red color marks the main trends introduced by engine manufacturers. The design of high-pressure storage tanks has also undergone

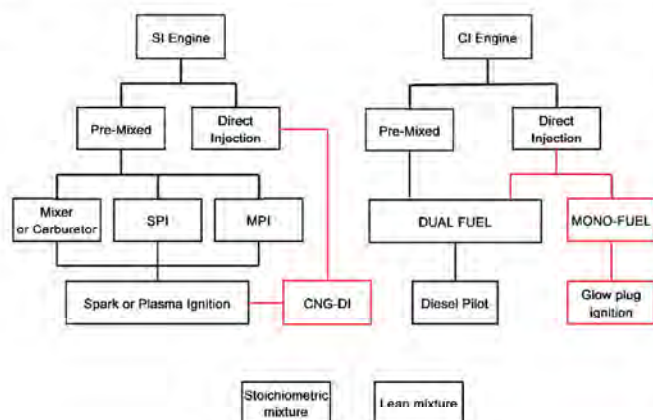


Fig. 2. Various NG combustion systems

Rys. 2. Systemy spalania gazu ziemnego

huge changes (Fig. 3 and 4). Today, two main solutions are applied: thick-walled cylinders or lightweight composite cylinders. It is noteworthy, however, that both available solutions constitute a downside in popularizing natural gas in the automotive industry: the first because of the large weight of the tank and the second, because of its high price resulting from the necessity to apply advanced technology of production.

An alternative way to store natural gas is the LNG system. The fuel is stored in a tank in a liquefied state. The phase change is a result of chilling of the gas to a temperature below  $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Such a solution results in a 630-fold reduction of the fuel volume. Maintaining such conditions however requires a special cryogenic tank. It is composed of an internal vessel and an external container that are connected in the flange section. In the space between their walls vacuum is maintained, which ensures proper thermal insulation (Fig. 5). Solutions of this type are increasingly applied not only in trucks and buses but marine transport as well.

An effective use of methane and hydrogen is limited by their low energy density that characterizes modern methods

Systemy spalania, które są stosowane we współczesnych silnikach przedstawiono na rys. 2 – kolorem czerwonym wyróżniono główny kierunek zmian wprowadzanych przez producentów silników gazowych. Diametralne zmiany zaszyły również w konstrukcji zbiorników sprężonego gazu (rys. 3 i 4). Obecnie stosowane są dwa podstawowe rozwiązania: grubościennne butle stalowe lub lekkie zbiorniki kompozytowe. Trzeba jednak zaznaczyć, że obydwa dostępne rozwiązania są problematyczne w upowszechnianiu gazu ziemnego w motoryzacji: pierwsze – ze względu na znaczną masę własną zbiornika, a drugie – z powodu wysokiej ceny, wymuszonej koniecznością zastosowania zaawansowanej technologii produkcji.

Alternatywną formą, ze względu na sposób magazynowania paliwa, są instalacje LNG. Paliwo przechowywane jest w zbiorniku w stanie ciekłym. Przemiana fazowa następuje dzięki schłodzeniu gazu ziemnego do temperatury poniżej  $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Takie rozwiązanie powoduje 630-krotną redukcję objętości paliwa, lecz utrzymanie takich warunków wymaga zastosowania specjalnego zbiornika kriogenicznego. Jego konstrukcja składa się z naczynia wewnętrznego i zbiornika zewnętrznego, które łączą się w części kołnierzowej. W przestrzeni pomiędzy ich ściankami wytworzona jest próżnia, co zapewnia właściwą izolację cieplną (rys. 5). Tego typu rozwiązania stosowane są coraz powszechniej, przede wszystkim w samochodach ciężarowych i autobusach, lecz pojawiają się również instalacje LNG wykorzystywane w transporcie morskim.

Efektywne wykorzystanie zarówno metanu, jak i wodoru jest ograniczone małą gęstością energii charakteryzującą współczesne systemy magazynowania tych gazów w pojazdach. Z tego względu opracowywane są nowe technologie, w tym i te wykorzystujące adsorbenty sprzyjające obniżeniu masy i wymiarów zbiorników przeznaczonych do magazynowania gazu ziemnego sprężonego do ciśnienia 3,5 MPa. Taki sposób magazynowania określany jest angielskim skrótem – ANG i zapewnia zmagazynowanie, przy ciśnieniu 3,5 MPa, takiej ilości gazu, która odpowiada ilości gazu sprężonego



Fig. 3 Natural gas tanks in the past

Rys. 3. Historyczne zbiorniki na gaz ziemny



Fig. 4. Steel CNG tanks,  $p_{max} = 20$  MPa  
Rys. 4. Stalowe butle CNG,  $p_{max} = 20$  MPa



Fig. 5. Cryogenic LNG tank fitted on a truck  
Rys. 5. Kriogeniczny zbiornik LNG zamontowany na ciągniku siodłowym

of storage of these gases in vehicles. New technologies are being developed (including technologies based on adsorbents) leading to reduction of the weight and size of the pressure storage containers (3.5 MPa). This type of storage is referred to as ANG (adsorbed natural gas) and ensures accumulation of such an amount of gas at the pressure of 3.5 MPa that is equivalent to the amount of gas compressed to the pressure of 15–16 MPa. The storage system whose adsorbent is porous charcoal has been shown in Fig. 6.



Fig. 6. Example storage system of natural gas in a vessel filled with an adsorbent  
Rys. 6. Przykład budowy systemu magazynowania gazu ziemnego w naczyniu wypełnionym adsorbentem

### 2.3. The process of combustion of natural gas in an engine

The fact that natural gas has been applied as engine fuel for decades and the diversity of fueling system solutions allow a clear description of the characteristic features of the combustion of a mixture based on natural gas in a gasoline engine. The performed investigations and extensive experience are a complement in the interpretation of the processes occurring in engines fueled with natural gas. Because of the specificity of the application of natural gas fuel systems (usually fitted as alternative power systems), the obtained parameters and observed phenomena are usually compared to indexes and processes characteristic of gasoline as the base fuel. This presents the results obtained for natural gas in the form of pros and cons, characterizing the use of this fuel in direct relation to gasoline.

General conclusions formulated as a result of the comparison of these fuels indicate two problems that are accompanied by the combustion of natural gas in piston engines. One of them is a clear reduction of the index of usable parameters. When switching from gasoline to natural gas we may observe a reduction in the engine power by 8–12% on average, depending on the applied fueling system [2]. This change is attributed to low calorific value  $W_u$  of the

do ciśnienia 15–16 MPa. System magazynowania, w którym adsorbentem jest porowaty węgiel przedstawiono na rys. 6.

### 2.3. Proces spalania gazu ziemnego w silniku

Wieloletnie stosowanie gazu ziemnego w grupie paliw silnikowych oraz różnorodność rozwiązań systemów zasilania tym paliwem pozwalają jednoznacznie opisać cechy charakteryzujące spalanie mieszanki palnej wytworzonej na bazie gazu ziemnego w silniku ZI. Przeprowadzone badania oraz bogate doświadczenia zdobyte podczas eksploatacji pojazdów uzupełniają się w interpretacji procesów zachodzących w silnikach zasilanych gazem ziemnym. Ze względu na obecną specyfikę wykorzystania instalacji gazowych do zasilania silników spalinowych, gdzie zwykle montowane są jako systemy alternatywne, uzyskane parametry i zaobserwowane zjawiska porównywane są na ogół ze wskaźnikami i procesami charakterystycznymi dla benzyny jako paliwa bazowego. Sprawia to, że wyniki uzyskiwane dla gazu ziemnego są klasyfikowane w postaci wad i zalet cechujących wykorzystanie tego paliwa w bezpośrednim odniesieniu do benzyny.

metry i zaobserwowane zjawiska porównywane są na ogół ze wskaźnikami i procesami charakterystycznymi dla benzyny jako paliwa bazowego. Sprawia to, że wyniki uzyskiwane dla gazu ziemnego są klasyfikowane w postaci wad i zalet cechujących wykorzystanie tego paliwa w bezpośrednim odniesieniu do benzyny.

Ogólne wnioski formułowane w wyniku porównania tych paliw wyraźnie sygnalizują dwa problemy, które towarzyszą spalaniu gazu ziemnego w silnikach tłokowych. Pierwszy z nich to wyraźne obniżenie wartości wskaźników użytkowych. Przy zmianie paliwa z benzyny na gaz ziemny obserwowany jest spadek mocy silnika średnio o 8–12%, w zależności od zastosowanego układu zasilania [2]. Zmiana ta jest wywołana przede wszystkim niską wartością opalową  $W_u$  wytworzonej mieszanki powietrzno-gazowej. Inną przyczyną jest wysoka wartość  $L_u$ , co powoduje, że zmniejsza się ilość paliwa w danej objętości wypełnionej mieszanką. Przy wykorzystaniu alternatywnych instalacji dodatkowo odnotowywany jest również spadek wskaźnika napelnienia  $\eta_v$  silnika. W konsekwencji tych zmian, w tych samych

formed gas-air mixture. Another reason is the high value of  $L_a$ , which reduces the amount of fuel in a given volume of the mixture. When using alternative fuel systems also a decrease in the cylinder filling coefficient  $\eta_v$  is observed. As a consequence, under the same conditions of engine load, the portion of charge fed to the cylinder in each cycle contains less energy, which has an adverse effect on the pressure value  $p_i$  and other indexes calculated on its basis.

A direct comparison shows a decrease in the stoichiometric mixture  $W_u$  for natural gas (2.7 MJ/kg) compared to gasoline (2.9 MJ/kg) by approx. 7%. Taking the fuel and air densities under normal conditions into account, we may compare these quantities volumetrically. The calorific value of a stoichiometric mixture for gasoline is 3.7 MJ/m<sup>3</sup> and is by 7.8% higher than for natural gas, for which  $W_u = 3.43$  MJ/m<sup>3</sup>.

Another reason of a reduction of power is a difference in the course of the combustion process. It is commonly known that combustion of natural gas in an engine is a prolonged process. It is confirmed by the results of laboratory investigations (Fig. 7) [3]. On the presented example (fueling with natural gas) the greatest differences are observed in the time of initiation of combustion. Despite the fact that the consequent process of heat release is equally intense as in gasoline, the effect of prolonged combustion in the initial phase of the process is a lower rate of pressure increment. The value of the maximum pressure is also lower as the main phase of the process of combustion falls in the period when the piston movement leads to an increase in the volume of the combustion chamber and gradual charge decompression takes place.

A shift of the combustion process in a work cycle triggers changes in the charge temperature. In terms of energy balance, it is best when the exhaust gas temperature leaving the combustion chamber is as low as possible. In this case, however, we observe an opposite trend (Fig. 8) because the shift of the combustion process reduces the period when the charge temperature decreases due to decompression and heat release to the walls of the combustion chamber. The consequence of these changes is a higher temperature

warunkach regulacji i obciążenia silnika, porcja ładunku dostarczana w każdym cyklu do komory spalania zawiera mniej energii, co wpływa niekorzystnie na wartość ciśnienia  $p_i$  i dalsze wskaźniki obliczane na tej podstawie.

Bezpośrednie porównanie wykazuje spadek  $W_u$  mieszanki stechiometrycznej dla gazu ziemnego (2.7 MJ/kg) w odniesieniu do benzyny (2.9 MJ/kg) na poziomie ok. 7%. Uwzględniając gęstości paliw i powietrza w warunkach normalnych, można porównać te wielkości objętościowo. Wartość opałowa mieszanki stechiometrycznej dla benzyny wynosi 3.7 MJ/m<sup>3</sup> i jest wyższa o 7,8% niż dla gazu ziemnego, gdzie  $W_u = 3,43$  MJ/m<sup>3</sup>.

Następną przyczyną zmniejszenia mocy są różnice w przebiegu procesu spalania. Znana jest powszechnie opinia, że spalanie gazu ziemnego w silniku ma charakter przewlekły. Znajduje ona swoje uzasadnienie również w wynikach badań stanowiskowych (rys. 7) [3].

Na przedstawionym przykładzie można zaobserwować, że przy zasilaniu gazem ziemnym największe różnice obserwuje się w okresie inicjacji procesu spalania. Mimo że dalszy przebieg wywiązywania ciepła jest równie intensywny jak przy stosowaniu benzyny, to jednak efektem przewlekłego spalania w początkowej fazie procesu jest mniejsza szybkość narastania ciśnienia. Mniejsza jest również wartość ciśnienia maksymalnego, ponieważ zasadnicza faza procesu spalania przypada w tym układzie na okres, kiedy ruch tłoka powoduje zwiększanie objętości komory spalania i następujące stopniowe rozprężanie ładunku.

Przesunięcie procesu spalania w cyklu roboczym wywołuje równocześnie zmiany temperatury ładunku. Z punktu widzenia bilansu energii korzystne jest, aby temperatura spalin opuszczających komorę spalania była jak najniższa. W tym przypadku natomiast obserwujemy tendencję odwrotną (rys. 8), ponieważ przesunięcie procesu spalania skraca okres, w którym temperatura ładunku obniża się z powodu rozprężania ładunku i przepływu ciepła do ścian otaczających komorę spalania. Konsekwencją tych zmian jest wyższa temperatura ładunku w końcowej części swu pracy. Ma to niekorzystny wpływ na skład emitowanych spalin, ponieważ jest on ściśle uzależniony od tempera-

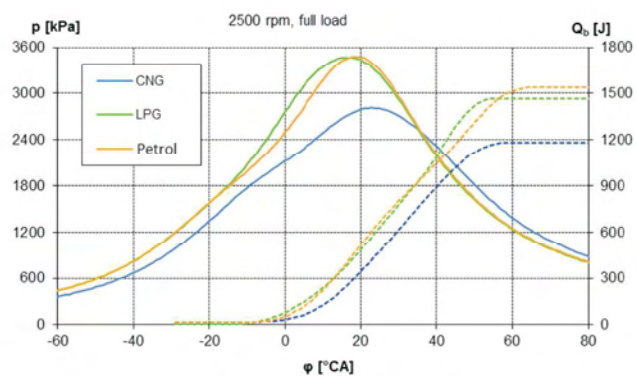


Fig. 7. Changes in the indicated pressure and heat release for different fuels

Rys. 7. Zmiany ciśnienia indukowanego i wydzielania ciepła dla różnych paliw

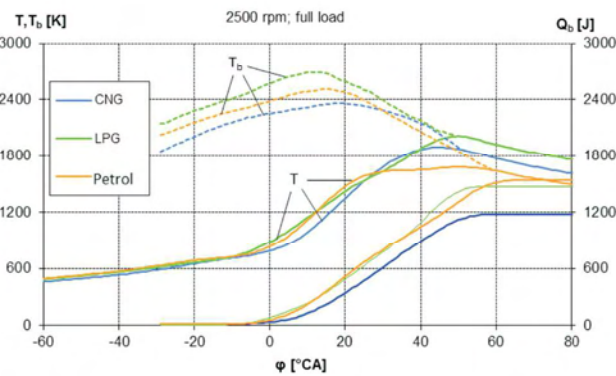


Fig. 8. Comparison of the charge temperature, the temperature in the exhaust zone and heat release for gasoline, LPG and CNG

Rys. 8. Porównanie temperatury ładunku, temperatury w strefie spalin i wydzielania ciepła dla benzyny, LPG i CNG

of the charge in the final part of the power stroke. This has an adverse effect on the composition of the generated exhaust gas because this composition is tightly related to the temperature. The consequence is, for example, an increased emission of  $\text{NO}_x$  [1].

The adverse effects illustrated by the above example constitute some sort of a challenge – one needs to seek a solution in such an orchestration of the energy conversion process in the engine to improve its overall efficiency while still taking advantage of the environment friendly fuels of low carbon content.

### 3. Enriching methane with hydrogen

An ideal fuel in the ecological aspect is hydrogen, because the products of its combustion do not contain carbon compounds and hydrocarbons. It can be used in a compressed –  $\text{H}_2$ , or liquefied –  $\text{LH}_2$  form. Its wide use is not yet economically justified. In practice, there are several problems of technical and technological nature that prevent efficient use of this energy carrier [5]. Hydrogen is an explosive gas and its storage and distribution requires application of special alloys for the construction of the installation components. Due to low molecular mass (small particles) hydrogen is a highly penetrating gas, which is why hydrogen systems require special sealing technologies.

A feasible solution is, however, the application of combustible blends of hydrogen and natural gas, because such blends form fuels of even lower carbon content than conventional crude oil fuels. An increase in the share of hydrogen in the mixture with natural gas (up to 50% of the volume) does not increase the risk of explosion and does not force the application of special materials of the infrastructure. Applications of such type of fuel are found in spark ignition engines. A gaseous fuel referred to as HCNG, is a mixture of CNG with an 4-9% addition of hydrogen. In some countries, special routes exist, along which HCNG fueling stations are available [6]. North America has introduced their own system known as HYTHAN® (HYdrogen+meTHANe) designed for diesel engines. The system is based on two fuels – Hythan + diesel oil. The volumetric share of hydrogen in the fuel changes up to 20%, while the average energy share amounts to 5–7%. Such a type of fueling reduces the consumption of diesel oil in the range 50–70% and the emission of  $\text{NO}_x$  up to 60% [7].

The presented examples show new possibilities in the area of alternative fuels. A significant practical advantage of these fuels is the possibility of applying the existing CNG fueling systems (no need to develop a new system). An important argument that stimulates the development of the described fuels is the economic benefits resulting from their lower price.

Skutkiem tego jest np. podwyższona zawartość  $\text{NO}_x$  w spalinach [1].

Niekorzystne zjawiska zilustrowane na powyższym przykładzie stanowią pewnego rodzaju wyzwanie – należy szukać rozwiązań w takiej organizacji procesu przetwarzania energii w silniku, aby możliwe było podniesienie jego sprawności ogólnej, przy jednoczesnym wykorzystaniu atutów, jakie mają ekologiczne paliwa o obniżonej zawartości węgla.

### 3. Wzbogacanie metanu wodorem

Idealnym paliwem w ujęciu ekologicznym jest wodór, ponieważ produkty jego spalania nie zawierają związków węgla oraz węglowodorów. Może być on wykorzystywany w postaci sprężonej –  $\text{H}_2$ , lub skroplonej –  $\text{LH}_2$ . Jednak jego powszechne zastosowanie nie jest jeszcze opłacalne. W praktyce istnieje obecnie wiele problemów technicznych i technologicznych uniemożliwiających efektywne wykorzystanie tego nośnika energii [5]. Wodór jest gazem wybuchowym, a jego magazynowanie i dystrybucja wymagają zastosowania specjalnych stopów metali jako materiałów konstrukcyjnych elementów instalacji. Ze względu na małą masę cząsteczkową (mały rozmiar cząsteczek) jest gazem silnie penetrującym, dlatego armatura stosowana w instalacjach wodorowych wymaga specjalnej technologii wykonania uszczelnień.

Realnym rozwiązaniem staje się jednak zastosowanie mieszanin paliwowych wodoru z gazem ziemnym, ponieważ taka mieszanina daje możliwość uzyskania paliwa o jeszcze mniejszej zawartości węgla w stosunku do konwencjonalnych paliw ropopochodnych. Ponadto zwiększenie udziału wodoru w mieszaninie z gazem ziemnym, nawet do 50% objętości, nie zwiększa zagrożenia wybuchem i nie wprowadza konieczności stosowania specjalnych materiałów w konstrukcji elementów infrastruktury. Istnieją aplikacje, które wykorzystują taki rodzaj paliwa w silnikach ZI. Paliwo gazowe, określane w skrócie HCNG, jest mieszaniną sprężonego gazu ziemnego z dodatkiem wodoru rzędu 4–9%. W niektórych krajach tworzone są specjalne trasy, wzdłuż których usytuowane są stacje tankowania HCNG

Table 3. Physicochemical properties of fuels  
Tabela 3. Właściwości fizykochemiczne wybranych paliw

	Hydrogen/ wodór $\text{H}_2$	Methane/ metan $\text{CH}_4$	Gasoline/ benzyna
Flammability of gas in air /zakres palności [% obj. gazu w powietrzu]	4–75	5.3–15.0	1.2–6.0
Minimum ignition energy/min. energia zapłonu [mJ]	~0.02	~0.28	~0.25
Flame velocity/prędkość płomienia [m/s]	~2.90	~0.38	~0.37–0.43
Adiabatic flame temperature/adiabatyczna temp. płomienia [K]	~2318	~2190	~2470
Autoignition temperature/temp. samozapłonu [K]	~858	~813	~500–750
Density/gęstość [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]; 293.15 K i 101.3 kPa	0.082	0.717	720–760
Stoichiometric ratio/stosunek stechiometryczny [kg pow./kg pal.]	~34	17.5	14.9
Fuel calorific value/wartość opałowa paliwa [MJ/kg]	~120	~50	~46
Calorific value of the stoichiometric mixture/wartość opałowa mieszanki stechiometrycznej [MJ/Nm <sup>3</sup> ]	2.96	3.43	3.7

From the analysis of the published results of investigations on low carbon gaseous fuels of increased hydrogen content results a conclusion that the properties of these fuels allow a more efficient combustion of the charge while environmentally acceptable combustion products are ensured. Research in the area of  $\text{CH}_4/\text{H}_2$  mixtures discovers new levels of application. The resulting conclusions indicate the main benefits:

- reduction of the combustion time owing to increased combustion rate; both in the period of initiation of combustion (MFB = 0–10%) and during effective combustion (MFB = 10–90%),
- significant reduction of the emission of  $\text{CO}_2$  and CO,
- increased overall efficiency – mixture volumetric share  $\text{H}_2$  = 10–30%.

#### 4. Research object and results

##### 4.1. The test stand

The test stand was designed in such a way that the tested engine, together with the vehicle, were positioned on a chassis dynamometer (Fig. 9). The tested engine (marked X16SZR) was a traditional 4-cylinder straight engine fitted in Opel Astra. The vehicle selected for the test represents a compact category of vehicles. The solutions applied in this vehicle such as the design and engine equipment (fueling system, ignition system etc.) are commonly applied in the automotive market and are within a standard of this class of vehicles. This substantiates the assumption as to the universality of the conclusions and trends resulting from the investigations. This also allows transposing these conclusions and trends on other engines of the same class.

The measurement equipment on the tests stand measured the basic engine and ambient parameters in the entire range of engine speeds and loads. The measurements of the basic usable parameters were performed at the chassis dynamometer and its equipment. The test engine was also fitted with

[6]. W Stanach Zjednoczonych znany jest również system o nazwie HYTHAN® (HYdrogen+meTHAN), który jest przeznaczony do silników ZS. System ten zakłada zasilanie dwupaliwowe Hythan + ON. Objętościowy udział wodoru w paliwie zmienia się aż do 20%, natomiast średni udział energetyczny wynosi 5–7%. Taki rodzaj zasilania pozwala na zmniejszenie zużycia ON w zakresie 50–70%, a także ogranicza emisję  $\text{NO}_x$  nawet do 60% [7].

Przytoczone przykłady wskazują nowe możliwości w zakresie stosowania paliw alternatywnych. Znacznym atutem praktycznym jest możliwość wykorzystania istniejących instalacji zasilania CNG, gdyż eliminuje to konieczność wytworzenia nowego, odrębnego systemu zasilania. Istotnym argumentem stymulującym rozwój opisywanego zasilania jest możliwość uzyskania korzyści ekonomicznych, wynikających z niższej ceny paliwa.

Z analizy opublikowanych wyników przeprowadzonych badań, w zakresie zastosowania niskowęgłowych paliw gazowych o podwyższonym udziale wodoru, wynika stwierdzenie, że dzięki jego właściwościom możliwe jest bardziej efektywne spalanie ładunku w silniku, przy jednoczesnym zapewnieniu odpowiedniej jakości produktów spalania. Postępujące badania, głównie w zakresie mieszanin  $\text{CH}_4/\text{H}_2$  odkrywają nowe płaszczyzny ich zastosowania. Wnioski płynące z tych opracowań wskazują główne korzyści:

- skrócenie czasu spalania dzięki zwiększonej prędkości spalania; zarówno w okresie inicjacji (MFB = 0–10%), jak i w okresie spalania efektywnego (MFB = 10–90%),
- znaczną redukcję emisji  $\text{CO}_2$  i CO,
- zwiększenie sprawności ogólnej silnika – mieszaniny o udziale objętościowym  $\text{H}_2$  = 10–30%.

#### 4. Obiekt i wyniki badań

##### 4.1. Stanowisko badawcze

Stanowisko badawcze zorganizowano w ten sposób, że badany silnik wraz z pojazdem umieszczono na hamowni podwoziowej (rys. 9). Badany silnik o oznaczeniu X16SZR jest klasycznym 4-cylindrowym silnikiem rzędowym, seryjnie zamontowanym w samochodzie osobowym Opel Astra. Pojazd wybrany do badań jest przedstawicielem tzw. klasy kompakt. Zastosowane w nim rozwiązania techniczne, obejmujące również konstrukcję i wyposażenie silnika (np. układ zasilania, układ zapłonowy itp), znajdują wiele odpowiedników na rynku motoryzacyjnym i mieszczą się w standardach dla tej klasy pojazdów. Daje to podstawę do przyjęcia założenia o uniwersalności zasadniczych wniosków i tendencji wyznaczonych podczas badań. Pozwala też na przeniesienie ich na inne silniki

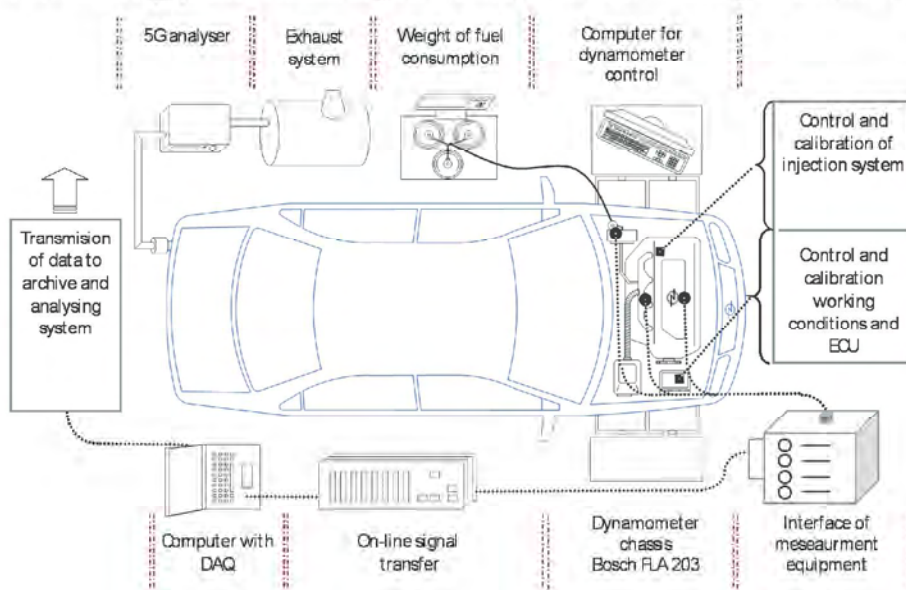


Fig. 9. Schematic diagram of the test stand

Rys. 9. Schemat poglądowy stanowiska pomiarowego

a system measuring the indicated pressure in one of the cylinders together with a marker allowing a synchronization of the pressure signal with the crankshaft position. The data transmission and recording systems on the test stand were also fully automated.

**4.2. Analysis of the tests results**

Fuels in the form of compressed mixture of gases of different volumetric proportions were prepared for the tests. The scope of the investigations included 8 blends of variable composition from pure CH<sub>4</sub> to a 50/50 blend of CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub>. The measurement of N<sub>k</sub>(n) and M<sub>0</sub>(n) carried out on the chassis dynamometer allowed an evaluation of the changes of the engine usable parameters by the change in the fuel blend composition (Tab. 4).

The measurement of the power at wheels N<sub>k</sub> has confirmed the trend of the observed changes. The measurement was performed at engine maximum load and steady engine speed (Fig. 10). The analysis of η<sub>0</sub> indicates a clear increase in the overall efficiency as the engine speed grows (Fig. 11).

Table 4. Points of maximum values of N<sub>s</sub> and M<sub>0</sub> from the engine characteristics

Tabela 4. Zestawienie punktów maksymalnych wartości N<sub>s</sub> i M<sub>0</sub> z charakterystyki zewnętrznej silnika

N <sub>max</sub> [kW]	at n [rpm]/ przy n [obr/min]	fuel/paliwo	M <sub>max</sub> [N·m]	at n [rpm]/ przy n [obr/min]
50.9	5030	100% CH <sub>4</sub>	115.2	2710
50.6	5260	95% CH <sub>4</sub> , 5% H <sub>2</sub>	113.1	2680
51.7	5300	90% CH <sub>4</sub> , 10% H <sub>2</sub>	117.0	2730
52.2	5250	85% CH <sub>4</sub> , 15% H <sub>2</sub>	122.5	2790
53.0	5250	80% CH <sub>4</sub> , 20% H <sub>2</sub>	118.6	2880
52.6	5300	70% CH <sub>4</sub> , 30% H <sub>2</sub>	117.9	2650
51.7	5300	60% CH <sub>4</sub> , 40% H <sub>2</sub>	117.7	2620
51.1	5300	50% CH <sub>4</sub> , 50% H <sub>2</sub>	116.3	2570

The composition of the exhaust gas is tightly related to the composition of the fuel. The most conspicuous is the reduction of the emission of CO<sub>2</sub>, which is a result of a reduced share of carbon in the charge prepared for combustion (Fig. 12). With the combustion process properly realized

o podobnej konstrukcji montowane w tej klasie pojazdów.

Aparatura pomiarowa na stanowisku badawczym daje możliwość pomiaru podstawowych parametrów pracy silnika i warunków otoczenia w pełnym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Pomiaru podstawowych parametrów użytkowych silnika zapewnia hamownia podwoziowa wraz z wyposażeniem. Na silniku pojazdu przeznaczonego do badań funkcjonuje również system pomiarowy zmian ciśnienia indykowanego w jednym z cylindrów, wraz ze znacznikiem umożliwiającym synchronizację sygnału ciśnienia z pozycją układu korbowo-tłokowego. W pełni zautomatyzowano również system rejestracji i transmisji danych pomiarowych na stanowisku.

**4.2. Analiza wyników przeprowadzonych badań**

W realizowanym programie badań przygotowano paliwa w postaci sprężonej mieszaniny gazów o różnych proporcjach objętościowych. Zakres badań obejmował 8 mieszanin o zmiennym składzie od czystego CH<sub>4</sub> do mieszaniny CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> w proporcji 50/50. Pomiaru N<sub>k</sub>(n) i M<sub>0</sub>(n) przeprowadzone na hamowni

podwoziowej pozwalają na ocenę zmian wartości parametrów użytkowych silnika wywołanych zmianą składu mieszaniny paliwowej (tab. 4).

Pomiary mocy na kołach pojazdu N<sub>k</sub> potwierdziły tendencje zaobserwowanych zmian. Pomiarów

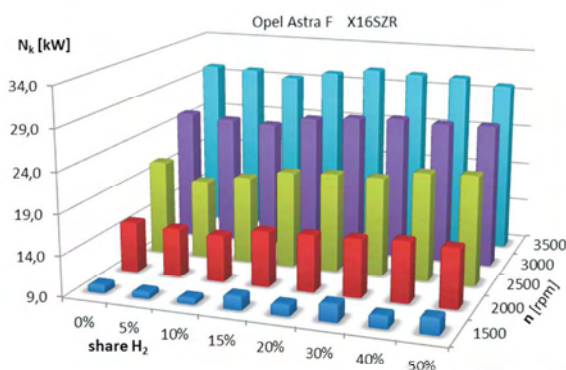
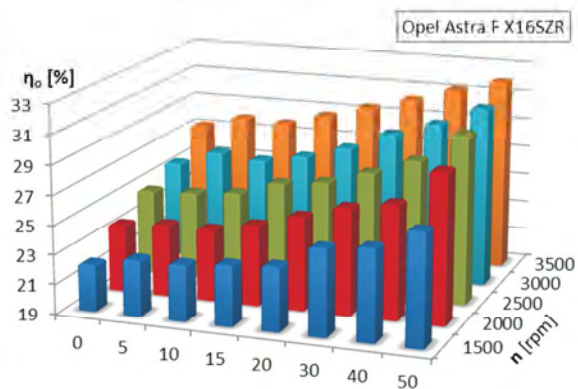


Fig. 10. Changes in the power measured at wheels when the engine was fueled with methane-hydrogen fuel; load 100%; λ = 1,0

Rys. 10. Zmiany mocy mierzonej na kołach pojazdu przy zasilaniu silnika mieszaninami metanowo-wodorowymi; obciążenie 100%; λ = 1,0



	share H <sub>2</sub> [%]							
	0	5	10	15	20	30	40	50
1500	22,2	22,8	22,8	23,1	23,3	24,9	25,2	26,6
2000	23,6	23,9	23,9	24,5	25,4	26,3	26,8	29,2
2500	24,8	24,9	25,2	26,2	26,5	27,4	28,5	30,5
3000	25,6	26,6	26,4	26,9	27,7	29,0	29,9	31,3
3500	27,3	28,1	28,0	28,8	29,6	30,4	31,3	32,1

Fig. 11. Results of calculations of η<sub>0</sub> within the scope of the investigations; load 100%; λ = 1,0

Rys. 11. Zestawienie wyników obliczeń η<sub>0</sub> w realizowanym zakresie badań; obciążenie 100%; λ = 1,0

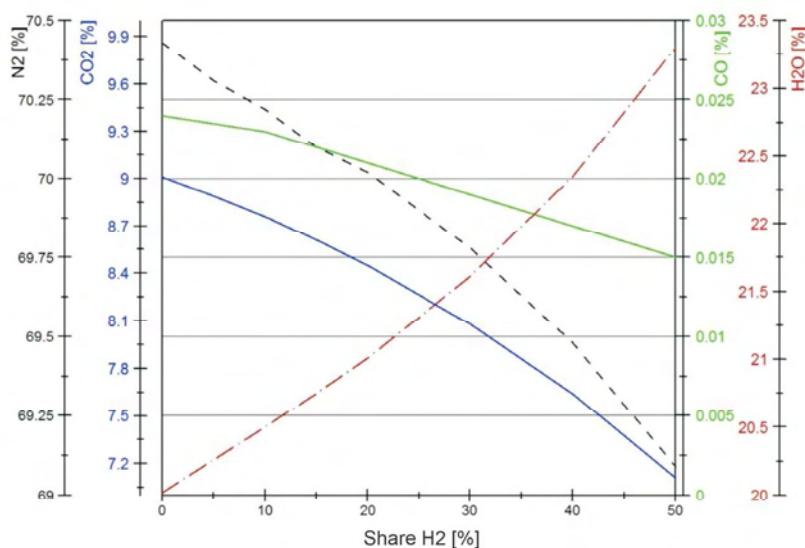


Fig. 12. Changes in the concentrations of main exhaust components depending on the share of the addition of  $H_2$  to  $CH_4$  (combustion, of stoichiometric mixtures)

Rys. 12. Zmiany stężeń głównych składników spalin w zależności od wielkości dodatku  $H_2$  do  $CH_4$  przy spalaniu mieszanek stechiometrycznych

(temperature, ignition conditions, mixture composition etc.) we may also expect a lower value of CO. An increase in the share of  $H_2O$  in the exhaust is an effect of an increased share of hydrogen in the fuel.

## 5. Conclusions

The problems discussed in this paper are aimed at promoting a practical use of methane-hydrogen blends as fuels for spark ignition engines fitted with CNG fueling systems. The fundamental motivator is a reduced emission of  $CO_2$ . Fuels of this type are characterized by an increased share of hydrogen energy compared to the energy generated by the oxidation of carbon. The application of  $CH_4/H_2$  or HCNG blends is also one of the stages leading to the advancement of systems based on pure hydrogen as fuel.

The results of the conducted experimental and simulation research have shown that the low-carbon fuels selected for the tests can be used as full-value regular fuels in spark ignition engines. When assessing the engine power on gaseous fueling, the authors have observed that obtaining such a power output as for the base fuel (gasoline) is impossible. This is a natural phenomenon from the point of view of the energy balance. The energy conversion efficiency may still be improved if optimum conditions of combustion control are ensured, which can be confirmed by the obtained values of  $\eta_o$ . It should be stressed that the level of power (despite a slight drop by approx. 10%) does not degrade this group of fuels at all.

The majority of modern engines burning gaseous fuels are originally designed and optimized to burn liquid fuels, which is why in the next stage of the research a detailed optimization of the parameters (decisive of the charge preparation and mixture combustion) must be performed. Separate issues are still: further advancement of the gaseous

dokonało przy maksymalnym obciążeniu silnika i ustalonych prędkościach obrotowych (rys. 10). Analiza obliczonej  $\eta_o$  wskazuje wyraźny wzrost sprawności ogólnej, wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika (rys. 11).

Zasadniczy skład emitowanych spalin ściśle zależy od składu wykorzystywanego paliwa. Najistotniejszą zmianą jest w tym zestawieniu znaczne zmniejszenie emisji  $CO_2$ , co jest wynikiem obniżonego udziału węgla w ładunku przygotowanym do spalania (rys. 12). Przy prawidłowo realizowanym procesie spalania (odpowiednia temperatura, warunki zapłonu, skład mieszanki itp.) można również spodziewać się mniejszej zawartości CO. Wzrost udziału  $H_2O$  w spalinach jest efektem zwiększonego udziału wodoru w paliwie.

## 5. Podsumowanie

Zagadnienia podjęte w ramach niniejszego artykułu są ukierunkowane na promowanie praktycznego wykorzystania mieszanin metanowo-wodorowych do napędu silników ZI, przy użyciu istniejących instalacji zasilania gazem ziemnym. Podstawowym argumentem motywacyjnym jest zmniejszona emisja  $CO_2$ . Paliwa tego rodzaju cechują się zwiększonym udziałem tzw. energii wodorowej w stosunku do energii pochodzącej z utleniania węgla. Zastosowanie mieszanin  $CH_4/H_2$  lub HCNG jest poza tym etapem prowadzącym do rozwoju systemów wykorzystujących czysty wodór jako paliwo.

Wyniki przeprowadzonych badań eksperymentalnych i symulacyjnych wykazały, że wybrane do badań paliwa niskowęglowe mogą być użytkowane jako pełnowartościowe paliwa w silniku ZI. Oceniając moc rozwijaną przez silnik, można stwierdzić, że nie ma możliwości uzyskania takich jej wartości, jak przy zasilaniu paliwem bazowym – benzyną. Jest to naturalne zjawisko z punktu widzenia bilansu energetycznego. Jednak efektywność procesu konwersji energii w silniku może ulec poprawie, przy zapewnieniu optymalnych warunków sterowania procesem spalania, o czym świadczą uzyskane wartości  $\eta_o$ . Należy przy tym podkreślić, że poziom rozwijanej mocy, mimo niewielkiego spadku (ok. 10%), w żaden sposób nie dyskredytuje tej grupy paliw.

Uwarunkowania techniczne większości współczesnych silników spalinowych, w których spalane są paliwa gazowe, są przystosowane i zoptymalizowane pod kątem konwencjonalnych paliw ciekłych, dlatego w następnym etapie badań należy dokonać szczegółowej optymalizacji nastaw parametrów regulacyjnych, decydujących o przebiegu procesów przygotowania i spalania ładunku w silniku. Ponadto odrębnymi zagadnieniami pozostają: dalszy rozwój systemów magazynowania tych paliw w pojeździe oraz budowa odpowiedniej sieci stacji tankowania paliw niskowęglowych.

fuel storage and development of a network of low-carbon fuel filling stations.

## Symbols and abbreviations

ANG	Adsorbed natural gas/ <i>adsorpcja gazu ziemnego</i>
CNG	compressed natural gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>
GHG	greenhouse gas/ <i>gaz cieplarniany</i>
LCA	life cycle assessment/ <i>ocena cyklu życia (paliwa)</i>
LNG	liquefied natural gas/ <i>skroplony gaz ziemny</i>
LPG	liquefied petroleum gas/ <i>skroplona mieszanina propanu i butanu</i>
ON	diesel fuel/ <i>olej napędowy</i>

## Nomenclature

$L_a$ [kg pow./kg pal.]	theoretical demand/ <i>teoretyczne zapotrzebowanie powietrza</i>
MFB [-]	mass fraction burned/ <i>współczynnik wypalenia ładunku</i>
$M_o$ [N·m]	torque/moment obrotowy silnika
$n$ [obr/min]/[rpm]	engine speed/ <i>prędkość obrotowa</i>
$N_s$ [kW]	engine effective power/ <i>moc użyteczna silnika</i>
$N_k$ [kW]	engine power at wheels/ <i>moc zmierzona na kołach pojazdu</i>
$P$ [kPa]	cylinder pressure/ <i>ciśnienie panujące w cylindrze</i>
$p_i$ [kPa]	mean indicated pressure/ <i>średnie ciśnienie indykowane</i>
$Q_b$ [J]	energy released in the combustion process/ <i>energia wyzwolona w procesie spalania</i>

$T$ [K]	charge temperature in the combustion chamber/ <i>temperatura ładunku w komorze spalania</i>
$T_b$ [K]	temperature in the exhaust zone/ <i>temperatura w strefie spalin</i>
$W_u$ [MJ/kg]	calorific value of the combustible mixture/ <i>wartość opalowa mieszanki paliwowo-powietrznej</i>
$\eta_o$ [%]	overall efficiency/ <i>sprawność ogólna (efektywna) silnika</i>
$\eta_v$ [%]	volumetric cylinder filling coefficient/ <i>objętościowy wskaźnik napełnienia cylindra</i>
$\varphi$ [°OWK]/[C.A.]	crankshaft angle/ <i>kąt obrotu wału korbowego</i>

## Bibliography/Literatura

- [1] Bechtold R. Alternative Fuels Guidebook. SAE International, 1997, ISBN 0-7680-0052-1.
- [2] Norbeck J., Heffel J., Durbin T., Tabbara B., Bowden J., Montano M. Hydrogen Fuel for Surface Transportation; 1996 Society of Automotive Engineers, Inc. ISBN 1-56091-684-2.
- [3] RTFO Guidance Part Two: Carbon and Sustainability Guidance, Version 7.0 April 2014; UK Department for Transport, April 2014.
- [4] Ahman M. Biomethane in the transport sector – An appraisal of the forgotten option; Energy Policy (2009), doi:10.1016/j.enpol.2009.09.007
- [5] Flekiewicz M., Kubica G., Flekiewicz B. An attempt of exhaust gases composition prediction in SI engines powered by gasoline and gaseous fuels. Journal of Kones 2009, vol.16 no.4, Warszawa 2009.
- [6] Flekiewicz M., Kubica G., Flekiewicz B. Hydrogen enriched CNG – a tool for dual fuel engine overall performance improvement. Warrendale. SAE Technical Paper ; nr 2009-01-2681, SAE 2009.
- [7] Kubica G. Badanie procesu spalania w silniku samochodu Opel Astra I 1.6 zasilanym sprężonym gazem ziemnym, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, z.61, Gliwice 2007.
- [8] Venetsanos A.G., Teodorczyk et al. An Inter-comparison exercise on the capabilities of CFD models to predict the short and long term distribution and mixing of hydrogen in a garage, International Journal of Hydrogen Energy 34(2009) 5912-5923.

Marek Flekiewicz, DEng. – doctor in the Faculty of Transport at Silesian University of Technology.

Dr inż. Marek Flekiewicz – adiunkt na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej.

e-mail: [marek.flekiewicz@polsl.pl](mailto:marek.flekiewicz@polsl.pl)



Grzegorz Kubica, DSc., DEng. – doctor in the Faculty of Transport at Silesian University of Technology.

Dr hab. inż. Grzegorz Kubica – adiunkt na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej.

e-mail: [grzegorz.kubica@polsl.pl](mailto:grzegorz.kubica@polsl.pl)



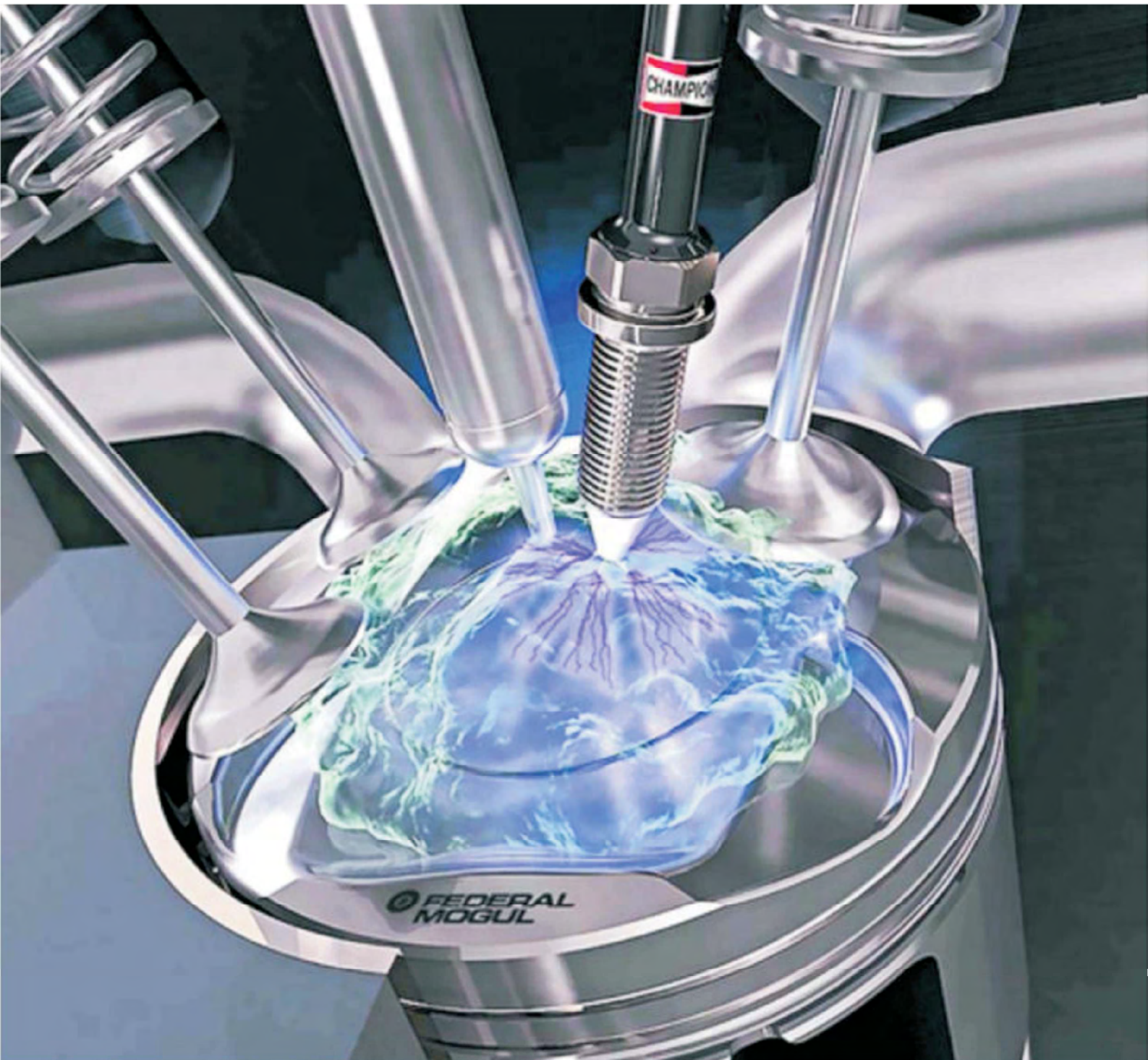


# INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

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



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 2300-9896



9 772300 989002



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**  
*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Założyciele  
Honorowi  
Wspierający  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

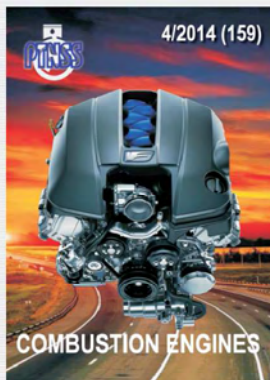
Zebrań Zarządu  
Zebrań Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt	Prenumerata	Skład-osobowy	Koncepcja wyd.	Współpraca
Zgłoszenia	Zapowiedź	Bieżący numer	Archiwum	

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)