



4/2008 (135)



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

Firma "Centrum Szkolenia Motoryzacji Autoelektronika Kędzia" posiada w swojej ofercie następujące produkty:

- ▣ oprzyrządowanie dla warsztatów i serwisów samochodowych, specjalizujących się w obsłudze elektronicznych systemów pojazdowych,
- ▣ oprzyrządowanie testowe i aparatura sterująca dla uczelni wyższych, instytutów naukowych oraz ośrodków badawczych
- ▣ wykonujemy indywidualne zamówienia z przeznaczeniem dla prac badawczych według potrzeb klientów,
- ▣ wyspecjalizowanym obszarem działania firmy są systemy sterowania elektronicznych systemów wtrysku silników ZS oraz ZI.



Pomoc technodydaktyczne produkowane przez firmę "Mechatronika" Wyposażenie Dydaktyczne Sp. z o.o. odzwierciedlają nowoczesne

technologie stosowane w technice motoryzacyjnej i są przeznaczone w szczególności do kształcenia w specjalnościach związanych z mechatronicznymi rozwiązaniami systemów sterowania.

Oferowane produkty umożliwiają:

- ▣ nauczanie podstaw mechatroniki, elektrotechniki i elektroniki pojazdowej (**zestawy pagelowe**),
- ▣ naukę funkcjonowania systemów pojazdowych i ich diagnostykę (**tablice demonstracyjne systemów pojazdowych**),
- ▣ zajęcia z wykorzystaniem rzeczywistych zespołów i elementów pojazdowych (**pracujące silniki spalinowe na ramach, statyczne mechanizmy na stojakach obrotowych - silniki spalinowe, skrzynie biegów i inne**).



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

Scientific Magazine

Czasopismo naukowe

4/2008 (135)

December 2008

Rok XLVII

PL ISSN 0138-0346

Editor/*Wydawca*:

Polskie Towarzystwo Naukowe

Silników Spalinowych

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

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

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Scientific Board/Rada Programowa:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr hab. inż. Mirosław Wyszyński

Editorial Office/Redakcja:

Institut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 0-61 6652207, 0-61 6652240, 0-61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

Editorial Staff/Zespół redakcyjny:

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP

(*Editor-in-Chief*/redaktor naczelny)

mgr Krystyna Bubacz

(*Editorial Office*/sekretarz redakcji) redakcja@ptnss.pl

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

Cooperation/Współpraca:

dr inż. Maciej Bajerlein

mgr Tomasz Pawlak

Editorial

The 2008 world financial crisis could not have omitted the automotive industry, i.e. engine manufacturers. Depending on the region the monthly sales of automotive products dropped by 20–60%, which in a several month perspective must lead to a reduction of production, production capacities and employee downsizing. In Poland we must accept the downsizing level of approximately 6–8 thousand people out of an estimated number of 200 thousand employees.

The crisis will most probably lead to a change in well established habits and stereotypes. The loss of the USA's leading position in the automotive market held for more than 100 years has already been a shock to the world. The production level of 17 million units at the turn of the XX century is dropping gradually to 9.8 million units as forecasted for 2009. Yet, the sales of vehicles in China have been growing for the last 6 years from 2 million units to 10.7 million units as forecasted for 2009, already outrunning the USA. The monthly sales in China has reached the level of annual sales in Poland. We may judge that the American-European crisis will strengthen the position of China, India and probably South Korea.

According to the opinions of German specialists, the crisis in the automotive industry should diminish as soon as in 2010. Certain circles think that this may constitute a stimulus for technological advancement and the advancement of creative thinking in the industry. The today's withdrawn production capacities may turn out useful in the post crisis period and, for now, be utilized for the intensified research and development.

Within the last few years several important development trends have shaped up in the design of drive-trains (hybrid drive-trains, alternative fuels) and the design of the engines themselves (downsizing in particular, controlled combustion systems, including HCCI). Many engine manufacturers radically reduce the number of cylinders (by 2–4) and the displacement by 30–60%, maintaining the power thanks to systems of adjustable charging and intelligent combustion systems. Many manufacturers have taken this path: GM, Ford, BMW, Mercedes, Fiat, Volkswagen and the like. For these companies it is obvious that the moment of getting out of the crisis is an opportunity to show a competitive solution which may secure their further development if not a dominant position in the automotive market in the coming decade. Hence, it seems that the crisis should be the period of intensified research and development works and within 3–5 years we may expect new interesting technical pro-ecological and technological concepts at least from those who will survive the crisis.

*Combustion Engines Magazine
Editorial Board*

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji	1
Design/Konstrukcja	
<i>L. Piaseczny: Marine engine seating on polymer-metal chocking/ Posadawianie silników w silowniach okrętów na podkładkach polimerowo-metalowych (2008-SS4-401)</i>	3
Research/Badania	
<i>J. Merkisz, P. Świątek: The verification of ECU calibrations of a 1.3 Multijet engine on a chassis dynamometer/Weryfikacja doboru kalibracji sterowania silnika 1.3 Multijet na hamowni podwoziowej (2008-SS4-402).....</i>	14
<i>K. Balawender, H. Kuszewski, K. Lejda, A. Ustrzycki: The effect of multi-phase injection on selected parameters of the common rail fuel system/Wpływ wielofazowości wtrysku na wybrane parametry systemu zasilania common rail (2008-SS4-403)</i>	22
<i>Z. Chłopek: The evaluation of the ecological consequences of the application of bioethanol in municipal public transportation/ Ocena ekologicznych skutków stosowania paliwa bioetanolowego w transporcie miejskim (2008-SS4-404).....</i>	29
<i>A. Koniuszy: The use of cluster analysis method for the development of static load cycles of diesel engines in non road vehicles/Wykorzystanie metody analizy skupień do tworzenia statycznych cykli obciążeń silników ZS pojazdów pozadrogowych (2008-SS4-405).....</i>	39
<i>G. Wcisło: The effect of temperature and shearing rate on dynamic viscosity of RME containing fuels/Wpływ temperatury i szybkości ścinania na lepkość dynamiczną paliw zawierających RME (2008-SS4-406).....</i>	46
Methodology/Metodologia	
<i>K. Wisłocki: Zasady pisania artykułów i opracowań naukowych (2008-SS4-407)</i>	54
New constructions/Nowe konstrukcje	
<i>M. Brzeżański: System valvelift firmy Audi – innowacyjny system rozrządu silników spalinowych</i>	61
News/Aktualności	
Aktualności silnikowe.....	65
Bibliography/Bibliografia	
Patents/Patenty.....	74
Books, monographies, studies/Książki, monografie, rozprawy	75
Qualifying as ass. prof., doctorates/Habilitacje, doktoraty	76

Reviewers/Recenzenci:

dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP
 dr inż. Miłosław Kozak
 dr inż. Władysław Kozak
 prof. dr hab. inż. Wiesław Leszek
 prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz
 dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP
 prof. dr hab. inż. Zbigniew Zaczek

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

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

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

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, photocopying or otherwise without prior permission of the copyright holder.

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

Subscriptions/Prenumerata

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

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

Nakład: 700 egz.

Printing and binding/Druk i oprawa

Drukarnia Św. Wojciecha
 Poznań, ul. Chartowo 5

This publication is co-financed by The Ministry of Science and Higher Education./Wydanie publikacji jest dofinansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Cover/Okladka

I: Jaguar parallel sequential turbocharging
 V6 Diesel engine AJ-V6D Gen III type
 $(V_{ss} = 2993 \text{ cm}^3, N_e = 275 \text{ KM}, M_o = 600 \text{ N}\cdot\text{m})$
 (fot. www.mediajaguar.com)
 IV: Ford EcoBoost Turbo Direct Injection Gasoline
 engine (fot. media.ford.com)

Marine engine seating on polymer-metal chocking

Traditional systems of marine engine seating on metal and polymer chocks have been discussed and a new way of engine seating on polymer-metal chocks, of author's own design has been presented as to such background. The author's own designed chocks have been patent protected since 24.07.2000, patent number 192120 issued to Bohaterów Westerplatte Naval Academy in Gdynia. The chocks were designed to set the engines and other aggregates on the foundation. They ensure an appropriate alignment of the engine against the crankshaft power takeoff systems. The results of the tests carried out on the chocks have been presented proving that they meet the strength parameters required by the manufacturers of marine engines and comply with the regulations of the classification societies.

Key words: combustion engine, marine engine, seating engine

Posadawianie silników w siłowniach okrętów na podkładkach polimerowo-metalowych

W artykule przedstawiono tradycyjne sposoby posadawiania silników okrętowych na podkładkach metalowych i polimerowych oraz zaprezentowano nowy sposób posadawiania silników na opracowanych przez autora podkładkach polimerowo-metalowych, chronionych od 24.07.2000 r. patentem nr 192120, udzielonym Akademii Marynarki Wojennej im. Bohaterów Westerplatte w Gdyni. Podkładki służą do ustawiania silników i mechanizmów na fundamentach, zapewniając uzyskanie wymaganego w dokumentacji położenie silnika względem urządzenia odbierającego energię w postaci ruchu obrotowego. Przedstawiono wyniki badań podkładek, dowodzące, że spełniają one parametry wytrzymałościowe wymagane przez producentów silników i przepisy towarzystw klasyfikacyjnych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, siłownia okrętowa, posadawianie silników

1. Traditional Engine Setting on the Foundations in the Engine Rooms

In order to reduce a difficult and time consuming alignment of large load bearing surfaces of the setting points of the engine frame or other aggregates as well as the foundation shelves, an engine or an aggregate is usually set on the foundations through rigid metal chocking. Another purpose that the chocks serve is the precise alignment of the engine or the aggregate against a given base (the axis of the propeller shaft or the generator of the ship).

The contact surfaces of the chocks must precisely fit the load bearing surfaces of the engine or the aggregate and its foundations. This can be obtained through scraping of the contact surfaces with hand or mechanical (electric or pneumatic) scrapers (scraper width 6–30 mm, stroke 6–15 mm, to scrape the material by 0.05–0.4 mm), until 3–5 spots of ink during the ink test are obtained in the square area of 25 × 25 mm [1].

During the ship's operation the temperature of the chocks remains on the level of 60–80°C depending on the engine power output. Due to thermal deformation and the vibrations a slackening of the initial tightness of the foundation bolts and a slackening of the chock contact area with the frame setting points and the foundation shelves takes place. This makes it easy for humidity to penetrate the contact surface and may lead to corrosion-based damage even though the surfaces have protective layers. Due to the corrosion-based damage of the contact surfaces of the chocks the precision of their alignment against the load bearing points of the engine and the foundation occurs, hence during a conventional

1. Tradycyjne posadawianie silników na fundamentach w siłowni

W celu ograniczenia trudnego, żmudnego dopasowania dużych powierzchni nośnych stóp silnika i półek fundamentów, silnik posadawia się zwykle na fundamencie przez sztywne podkładki stalowe. Drugim celem stosowania podkładek jest konieczność dokładnego ustawienia silnika lub urządzenia okrętowego względem określonej bazy, np. linii wałów okrętu, prądnicy itp.

Powierzchnie przylegania podkładek muszą być dokładnie dopasowane do powierzchni nośnych silnika i ich fundamentów. Uzyskuje się to przez skrobanie przylegających powierzchni za pomocą płaskich skrobaków ręcznych lub mechanicznych (szerokość skrobaka 6–30 mm, suw 6–15 mm, do zebrania nadmiaru materiału 0,05–0,4 mm), z napędem elektrycznym lub pneumatycznym tak długo, aby przy sprawdzaniu tuszu uzyskać 3–5 plam tuszu w polu kwadratu o bokach 25 × 25 mm [1].

Podczas eksploatacji okrętu w obszarze podkładek utrzymuje się temperatura 60–80°C, zależnie od mocy silnika. Wskutek odkształcenia cieplnego i wibracji silnika następuje spadek napięcia wstępnych śrub fundamentowych i rozluźnienie styku podkładek ze stopami silnika i półkami fundamentu. Ułatwia to dostęp wilgoci do powierzchni styku i powoduje powstawanie uszkodzeń korozyjnych. Wskutek uszkodzeń korozyjnych powierzchni przylegania podkładek zmienia się jakość ich dopasowania do powierzchni nośnych silnika i fundamentu i stąd przy tradycyjnej naprawie podkładki trzeba wymienić i ponownie żmudnie dopasować do naprawionych powierzchni nośnych silnika i fundamentu.

repair the chocks have to be replaced and the whole aligning process must be repeated all over again. In the case of the main engine and the generator engine the chock replacement may be necessary if the co-linearity of the engine and the propellers is compromised. Again, the chocks must be precisely aligned to the repaired load bearing surfaces of the engine and the foundation.

Apart from the high costs the disadvantage of such a seating of the engines and other aggregates on the foundations is the rigidity of the chocks insufficiently damping the vibrations and the necessity to apply large tightening torques (up to 10 times the engine weight) to the foundation bolts in order to increase the contact area between the chocks, the load bearing points of the engine and the foundation as well as to prevent the chocks from displacing as a result of vibration. As the tests have shown [2] even if the surface is flat after polishing at a nominal pressure of 2.38 MPa only 0.25% of the nominal surface is in contact – Fig. 1. The static friction coefficient of steel to steel amounts to approximately only 0.1 and hence, there exists a danger of chock displacement due to engine vibration when the foundation bolts are slackened. This could lead to a lower accuracy in the engine-shaft alignment.

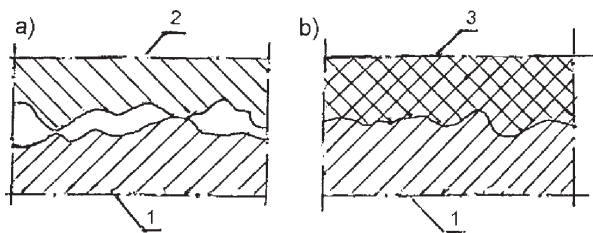


Fig. 1. Schematics of the contact with the steel chock foundation (a) and cast polymer (b): 1 – foundation, 2 – steel chock, 3 – polymer chock [2]

Rys. 1. Schemat styku z fundamentem podkładki stalowej (a) i odlanej z polimeru (b): 1 – fundament, 2 – podkładka stalowa, 3 – podkładka z polimeru [2]

A reduction of the work and time consumption related to the engine setting on the foundation can be obtained through the application of steel adjustable chocks (Fig. 2b and c). However, because of certain disadvantages such chocks did not become overly popular. At the end of the 1960s of the last century the engineers began to seat the engines and other aggregates on cast polymer chocks [1]. These chocks do not have the disadvantages of the rigid steel chocks and do not require a painstaking and time consuming alignment to the load bearing surfaces of the engine frame and the upper plate of the foundation in the engine room. The seating of the engines and other mechanisms on the foundations must be approved by a governing classification society. In this respect, the classification societies adopt appropriate regulations [1–4].

W odniesieniu do silnika głównego i silnika zespołu prądotwórczego potrzeba wymiany podkładek może powstać też przy utracie wymaganej współosiowości silnika względem linii wałów okrętu lub prądnicy. I wtedy też trzeba zmusić dopasowywać nowe podkładki do naprawionych powierzchni nośnych silnika i fundamentu.

Oprócz dużych kosztów wadą takiego posadawiania na fundamentach silników jest sztywność podkładek, niewystarczająco tłumiących wibrację silnika, i konieczność stosowania dużych sił (o wartości do 10-krotnego ciężaru silnika) napięcia śrub fundamentowych celem powiększenia styku podkładek z powierzchniami nośnymi silnika i fundamentu oraz zapobieżeniu przesuwania się podkładek na fundamencie przy wibracji silnika. Jak wykazały badania [2], nawet przy kontakcie płaskich powierzchni wykończających szlifowanych, przy nominalnym docisku 2,38 MPa tylko 0,25% nominalnej powierzchni styka się z sobą (rys. 1). Współczynnik tarcia spoczynkowego stali ze stalą wynosi tylko ok. 0,1, a stąd przy osłabionych napięciach śrub fundamentowych silnika istnieje niebezpieczeństwo przesuwania się podkładek przy wibracji silnika, co może spowodować zmniejszenie dokładności osiowania silnika z linią wałów.

Zmniejszenie pracy i czasu posadawiania silnika na fundamencie można uzyskać dzięki zastosowaniu stalowych podkładek nastawialnych (rys. 2b i c), lecz ze względu na ich wady nie znalazły one szerszego zastosowania w praktyce. W tej sytuacji z końcem lat sześćdziesiątych XX w. zaczęto posadawiać silniki i mechanizmy okrętowe na podkładkach stanowiących odlewy polimeru [1], które nie mają większości wad sztywnych podkładek stalowych, a przede wszystkim nie wymagają żmudnego dopasowywania do powierzchni nośnych stóp silnika i górnej płyty fundamentu w silowni okrętu. Posadawianie na fundamentach silników i mechanizmów okrętowych musi uzyskać aprobatę właściwego towarzystwa klasyfikacyjnego. W tej sprawie towarzystwa klasyfikacyjne wydają odpowiednie przepisy [1–4].

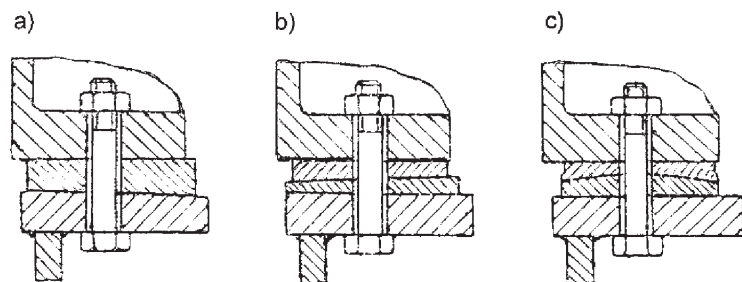


Fig. 2. Engine setting on the foundation through steel chocks: a) wedge chock, b), c) adjustable chocks

Rys. 2. Posadawienie silnika na fundamencie przez podkładki stalowe: a) podkładka klinowa, b), c) podkładki nastawialne

2. Polimery na podkładki silników i urządzeń okrętowych

Polimery na podkładki nośne silników zestawiono w tab. 1. Wszystkie polimery są dopuszczone do stosowania przez kilka największych towarzystw klasyfikacyjnych, a niektóre

2. Polymers for the Engine and Aggregate Chocking

The polymers for the engine and aggregate chocks have been listed in Table 1. All the polymers have been approved for application by several largest classification societies and some of them have been approved by the US Army (Chockfast Orange, Devcon P) [5, 6]. The times of polymer wear

mają atesty armii USA (*Chockfast Orange, Devcon P*) [5, 6]. Podane w tabeli 1 czasy na zużycie polimeru w temperaturze 20°C dotyczą porcji 500 g polimeru. W niższej temperaturze i przy mniejszych porcjach polimeru będą one dłuższe. Czas do utwardzenia polimeru w stopniu umożliwiającym jego obróbkę mechaniczną też odnosi się do porcji 500 g polimeru. Przy większych porcjach polimeru będzie on krótszy.

Table 1. Selected polymers used for chock production [1]

Tabela 1. Wybrane polimery na podkładki nośne

Property/właściwości		Unit/jednostka	Name of polymer/nazwa polimeru						
			CHOCKFAST ORANGE	EPOCAST 36	EPY	K-153	BELZONA 1121	CHESTER SUPER SL	DEVCON P
State/postać		–	liquid/płyn	liquid/płyn	liquid/płyn	liquid/płyn	paste/pasta	paste/pasta	paste/pasta
Base to hardener ratio/ stosunek bazy do utwardzacza	By weight/wagowo By volume/objętościowo	–	–	–	–	100:1 284:11	1,2:1 1:1	2,5:1 2:1	4,3:1 3:1
Wear time in 20°C/czas na zużycie w 20°C		m	60	1,59	–	42	35	20	25
Full mechanical load after hardening in temperature of/pełne obciążenie mechaniczne po utwardzeniu w temperaturze	10°C	h	–	–	–	–	48	120	–
	15°C		48	48	48	–	27	–	–
	20°C		24	28	24	72	16	48	16
	25°C		–	–	–	–	9	–	–
Resistance to temperature when/odporność na temp.	dry/sucho wet/mokro	°C	80 –	80	80	60 –	200 60	180 –	175 –
Density/gęstość		g/cm ³	1,58	–	1,59	–	–	2,45	2,36
Tensile strength/wytrzymałość na rozciąganie		MPa	34	49	46	–	–	–	23
Resistance to pressure/wytrzym. na nacisk		MPa	131	164	169	160	88	146	130
Bending resistance/wytrzymałość na zginanie		MPa	–	–	–	–	58	92	53
Resistance to shear of the steel joints/wytrzymałość na ścinanie złączy stali		MPa	37	–	59	14	19,7	14,4	14,0
Impact resistance/udarność		J/cm ²	210	170	210	–	–	94	54
Hardness/twardość		–	B40	B55	B52	–	–	R114	Sh85
Creeping in 70°C depending on the clamping tension/pełzanie w 70°C zależnie od naprężeń ściskających	3,4 MPa	Mm	0	0,020	0,011	–	–	–	–
	6,9 MPa		0,076	0,024	0,011	–	–	–	–
	13,8 MPa		0,178	0,036	0,015	–	–	–	–

in the temperature of 20°C listed in the table refer to 500 g portions of the polymer. At lower temperatures and smaller portions of the polymer these times will extend. The time of polymer bonding to the extent enabling its mechanical processing also refers to 500 g portions of the polymer. At larger polymer portions the time will be reduced.

For the reasons of competition, there is not much information as to the composition of the polymers. It is yet known that the basic ingredient is the low particle content epoxy resin Epidian 5. All the polymers except polymer K-153 (filled with quartz dust) are, to a higher or lower extent filled with steel powders. Liquid polymers inevitably contain a solvent. Polymer K-153 used in the chocks probably contains 100 p.b.w. of epoxy resin ED-20, 40 p.b.w. of low particle content polyamide resin Ł-18, 15 p.b.w. of dibutyl phthalate, 15 p.b.w. of quartz dust and 12 p.b.w.

Informacji o składnikach tych polimerów jest niewiele ze względu na konkurencję. Wiadomo jednak, że ich podstawowym składnikiem jest małocząsteczkowa żywica epoksydowa typu Epidian 5. Wszystkie polimery są w mniejszym lub większym stopniu napełnione proszkami stali, z wyjątkiem polimeru K-153, który jest napełniany pyłem kwarcowym. Polimery w postaci płynu niewątpliwie zawierają rozcieńczalnik. Polimer K-153 w zastosowaniu na podkładki nośne prawdopodobnie zawiera 100 cz.w. żywicy epoksydowej ED-20, 40 cz.w. małocząsteczkowej żywicy poliamidowej Ł-18, 15 cz.w. ftalanu dwubutyli, 15 cz.w. pyłu kwarcowego i 12 cz.w. trójetylenoceteroaminy. Porównanie polimerów na podkładki utrudnia także to, że ich właściwości fizyczne i mechaniczne producenci wyznaczali często różnymi metodami i w różnych warunkach.

of triethylene fouramine. The comparison of the polymers is difficult as the manufacturers determined their physical and mechanical properties through different methods under different conditions.

The basic disadvantage of the polymer casts is their low strength and resistance to creeping which causes the slackening of the foundation bolts. This particular disadvantage is a stimulus for the search of new solutions eliminating this flaw and at the same time keeping the advantages of this type of seating. Such a search of new technologies has been undertaken in Naval Academy in Gdynia and, as a result, a new way of engine seating has been developed, as shown in Fig. 3, which is patent protected (patent number 192120 [7]). This new solution consists in placing (gluing in) metal plates, between the engine seating point and the shelf of the foundation, that are covered with layers of polymers on both sides, whose composition, consistency and density is selected in order to meet the required strength, temperature and compression parameters specified in the engine documentation as provided by the manufacturers and the regulations of the classification societies.

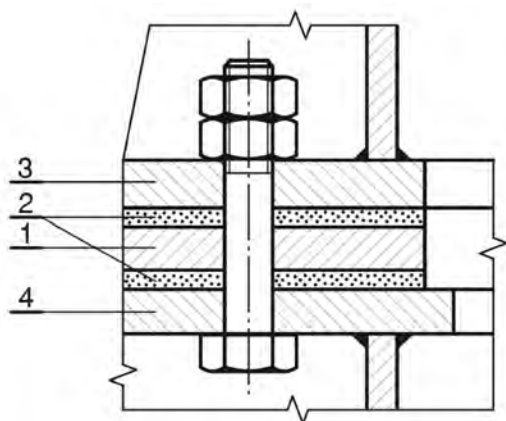


Fig. 3. Polymer metal chock developed by the Naval Academy: 1 – metal part, 2 – layers of polymer composition in the chock, 3 – engine seating point, 4 – foundation plate

Rys. 3. Podkładka polimerowo-metalowa według wynalazku: 1 – część metalowa podkładki, 2 – warstwy kompozycji polimerów w podkładce, 3 – stopa silnika, 4 – płyta fundamentu

In order for the invention to be admitted by Polski Rejestr Statków (Polish Ship Register) for application in ship building and ship repair, tests were undertaken to obtain the strength parameters of the polymer-metal chocks, particularly the compression resistance of the relatively thin layers of the composition of polymers in the chocks and the influence of the tightness of the foundation bolts and the thickness of the polymer layers on the resistance of the chocks to the force that pushes the engine from the foundation. The results have been presented in the further part of this paper.

3. Materials and Test Methodology of the Metal-Polymer Chocks

The metal parts of the sample glued joints were made from 16 mm thick metal sheet PN-81/H-9216 and a St3S (according to PN-88/H-84020) steel bar of 30 mm in diam-

Zasadniczą wadą odlewów z kompozycji polimerów jest mała wytrzymałość i odporność na pełzanie, które powoduje relaksacje napięcia śrub fundamentowych. Wada ta jest przesłanką do poszukiwań nowych rozwiązań, które ją wyeliminują przy pozostawieniu pozytywnych cech tego rodzaju posadawiania. Badania takie podjęto w Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni i w ich rezultacie udało się opracować, chroniony patentem nr 192120 [7], nowy sposób posadawiania przedstawiony na rys. 3, który polega na umieszczeniu (wklejeniu) pomiędzy stopą silnika i półką fundamentu metalowych podkładek, obustronnie obłożonych warstwami kompozycji polimerów o składzie, konsystencji i gęstości dobranej pod kątem spełnienia minimalnych parametrów wytrzymałościowych, temperaturowych i nacisku, określonych w dokumentacji silnika wystawionej przez producenta i przepisach towarzystw klasyfikacyjnych.

W celu dopuszczenia przez Polski Rejestr Statków stosowania wynalazku przy budowach i remontach okrętów podjęto badania dotyczące wyznaczenia parametrów wytrzymałościowych podkładek polimerowo-metalowych według wynalazku, a w pierwszym rzędzie wytrzymałości na ściskanie stosunkowo cienkich warstw kompozycji polimerów w podkładkach oraz wpływu wartości napięcia śrub fundamentowych i grubości warstwy kompozycji polimerów na wytrzymałość podkładek na działanie siły spychającej silnik z fundamentu.

3. Materiały i metoda badań podkładek metalowo-polimerowych

Części metalowe próbných złączy klejonych wykonano z blachy o grubości 16 mm PN-81/H-9216 oraz z pręta o średnicy 30 mm ze stali St3S według PN-88/H-84020. Jako chemoutwardzalną kompozycję polimerów zastosowano produkt Belzona 1111B o: wytrzymałości na ściskanie 105,5 N/mm² według ASTM D-695, wytrzymałości na rozciąganie 63,4 N/mm² według ASTM D-790, module Younga E = 1850 N/mm² według ASTM D-695, adhezji do stali 20,7 N/mm² według ASTM D-1000 i skurczu utwardzania $\epsilon_0 < 0,025\%$ według DOD-C-324176A [6].

Powierzchnie elementów stalowych złączy do sklejenia rozwinięto przez obróbkę pilnikami do czystego metalu. Parametr Ra, wyznaczony według PN-73/M-04251, w poszczególnych złączach doczołowych zawierał się w granicach 1,05–3,16 μm , średnio wynosił 1,93 μm , a w złączach zakładkowych zawierał się w granicach 2,23–3,08 μm , średnio wynosił 2,74 μm . Następnie powierzchnie do sklejenia odtłuszczono rozpuszczalnikiem, a potem zmieszano bazę kompozycji z utwardzaczem chemicznym i tak przygotowaną kompozycją polimerów sklejkono złącza z lekkim dociskiem na pryzmie traserskiej. Do badań wytrzymałości podkładek na ściskanie zastosowano walcowe próbki utwardzonej kompozycji polimerów oraz doczołowe złącza klejone, jak na rys. 4.

Doczołowe złącza klejone wykonano z odcinków pręta ze stali St3s o średnicy 30 mm. Po utwardzeniu kompozycji złącza przetoczono na średnicę do = 20 mm. Powierzchnia czynna złączy ściskanych wynosiła 314 mm².

eter. As a chemical bonded composition of polymers Belzon 1111B was applied with the compression resistance 105,5 N/mm² according to ASTM D-695, tensile strength 63.4 N/mm² according to ASTM D-790, Young's modulus $E = 1850$ N/mm² according to ASTM D-695, adhesion to steel 20.7 N/mm² according to ASTM D-1000 and solidifying contraction $\varepsilon_0 < 0.025\%$ according to DOD-C-324176A [6].

The surface of the steel elements of the joints was processed with metal files. Parameter Ra, obtained according to PN-73/M-04251 in individual head-to-head joints fell within 1.05–3.16 μm , and on average amounted to 1.93 μm , and in the overlapping joints – 2.23–3.08 μm , on average amounted to 2.74 μm . Subsequently, the surfaces to be glued were degreased with a solvent and, then, the base of the composition was mixed with a chemical hardener and with such a composition of polymers the joints were glued applying a light clamp on a block.

For the compression resistance tests cylindrical samples of a hardened composition of polymers and glued head-to-head joints were used as shown in Fig. 4.

Head-to-head glued joints were made from steel St3S 30 mm bars. Upon hardening the joints were turned into a diameter of $d_0 = 20$ mm. The active surface of the compressed joints was 314 mm².

The compression tests were performed on an MTS machine. Up to the pressure of 300 N/mm² applied by the machine the shrink of the steel parts of the joints (Δh) did not exceed 0.03 mm and was neglected in the test results analysis.

For the tests of the resistance of the chocks to displacement against the foundation, overlapping glued joints of own design were used as shown in Fig. 5. They reflect the actual shape of the chocks as per the patented invention and can be stressed during the tests in the same way as it occurs during the engine operation.

After 24 hours of hardening of the composition of polymers in the ambient temperature, in the sample joints two bores were drilled of $d = 12$ mm in diameter for the bolts that couple the steel elements of the joints. These bolts simulated the actual foundation bolts used during the seating of the engine on the foundation.

The sample overlapping glued joints of the first series of tests at a complex load state, with the polymer thickness of 5 mm, were randomly divided into three groups, six joints in each. In the first group of joints the coupling bolts were tightened with a torque wrench to the value of $F_y = 700$ N, which corresponds to the chock load reflecting that of the engine itself. In the second group of joints the tightness of the bolts was $F_y = 4200$ N, which corresponds to the chock load reflecting six times the weight of the engine and in the third group the tightness of the bolts was $F_y = 7700$ N, which

Próby ściskania przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej MTS. Do uzyskania ciśnienia 300 N/mm² w cylindrze maszyny wytrzymałościowej skrócenie części stalowych złączy (Δh) nie przekraczało 0,03 mm i było pomijane w analizie wyników prób ściskania.

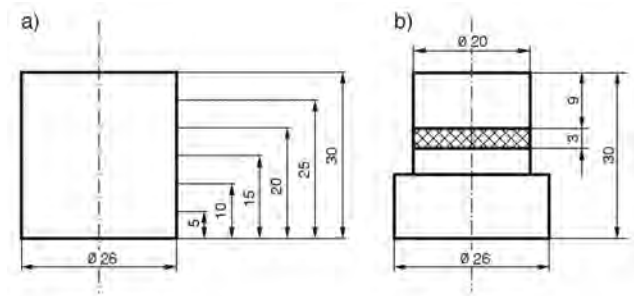


Fig. 4. Samples for the compression tests: a – hardened composition of polymers, variable height of samples, b – head-to-head glued joint

Rys. 4. Próbkę do prób ściskania: a) utwardzonej kompozycji polimerów, zmienna wysokość próbek, b) doczołowego złącza klejonego

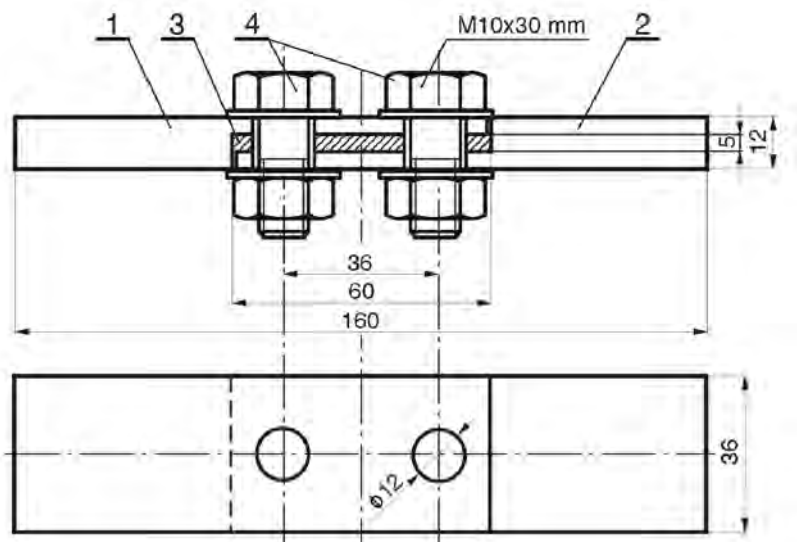


Fig. 5. A sample of an overlapping joint glued with a composition of polymers: 1, 2 – metal parts of the joint, 3 – a composition of polymers, 4 – bolts M10 × 30 mm

Rys. 5. Próbkę zakładkowego złącza klejonego kompozycją polimerów: 1, 2 – części metalowe złącza, 3 – kompozycja polimerów, 4 – śruby M10 × 30 mm

Do badań odporności podkładek na przesuwanie po fundamencie zastosowano, własnej koncepcji, zakładkowe złącza klejone (rys. 5). W miarę dokładnie oddają one rzeczywisty kształt podkładek według wynalazku i można je obciążać w czasie próby dokładnie w taki sam sposób, jaki występuje w czasie eksploatacji silnika.

Po 24 godzinach utwardzania kompozycji polimerów w temperaturze otoczenia, w złączach próbnym wiercono po dwa otwory o średnicy $d = 12$ mm pod śruby łączące elementy stalowe złącza. Śruby te symulowały rzeczywiste śruby fundamentowe stosowane przy ustawianiu silnika na fundamencie.

Próbne zakładkowe złącza klejone pierwszej serii badań przy złożonym stanie obciążenia, o grubości warstwy kom-

corresponds to the chock load reflecting eleven times the weight of the engine. The tests assumed, according to the Germanischer Lloyd regulations [3], that the load exerted on the composition of polymers in the chock cannot exceed 0.7 N/mm^2 .

The engine is set on the foundation complying with the requirements of the classification society [3] through metal or plastic chocks. The chocks may be of variable thickness along the engine axis, which results from the admissible variations in the plate position against the power takeoff systems. The engine is fixed to the foundation with bolts. The number and the tightening torques of the bolts is determined by the engine manufacturer so that the bolts can withstand the axial force resulting from the engine angular acceleration. It is assumed that with the metal chocks the sum of the foundation bolt tightening torques should amount to ten times the weight of the engine and with the plastic chocks – five times the weight of the engine [8]. The tightness of the foundation bolts should also generate a static friction of the chock to avoid a displacement of the engine against the foundation during hull lurch [11], Fig. 6.

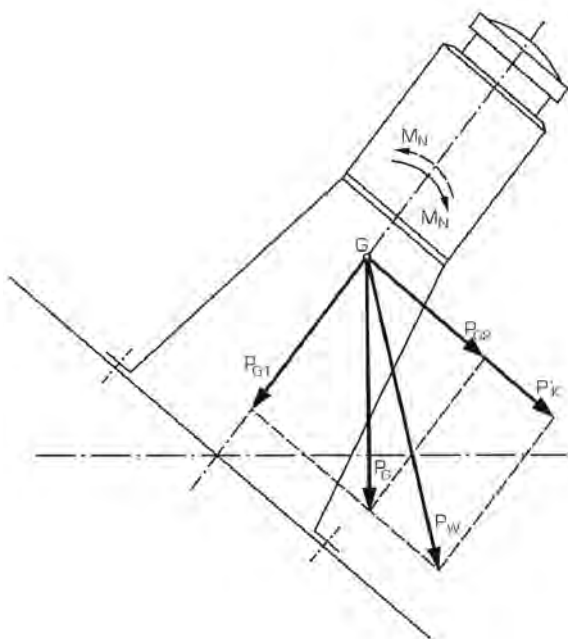


Fig. 6. Forces acting on the engine during a hull lurch [10]: G – center of gravity of the engine, P_G – engine weight, P_{G1} , P_{G2} – components of the engine weight, P_k – inertia force P_w – resultant of the forces P_G and P_k

Rys. 6. Siły działające na silnik podczas przechyłu okrętu: G – środek ciężkości silnika, P_G – ciężar silnika, P_{G1} , P_{G2} – składowe ciężaru silnika, P_k – siła bezwładności, P_w – wypadkowa sił P_G i P_k [10]

The lurch results from the amplitude of the ship's sway on the wave, static action of the wind perpendicular to the ship symmetrical axis as well as the wind gusts acting in the same direction.

The thickness of the patented chocks is changed through the modification of the polymer layer thickness. In order to determine the influence of the thickness of the chock polymer

pozycji polimerów 5 mm, podzielono losowo na trzy grupy, w każdej po sześć złączy. W pierwszej grupie złączy śruby łączące napięto kluczem dynamometrycznym do wytworzenia siły ściskającej złącze $F_y = 700 \text{ N}$, która odpowiada umownie obciążeniu podkładki samym ciężarem ustawianego silnika. W drugiej grupie złączy napięcie śrub wynosiło $F_y = 4200 \text{ N}$, co odpowiada umownie obciążeniu podkładki sześciokrotnym ciężarem ustawionego silnika, a w trzeciej grupie złączy napięcie śrub wynosiło $F_y = 7700 \text{ N}$, co odpowiada umownie jedenastu ciężarom ustawianego silnika. Przyjęto przy tym, zgodnie z przepisami Germanischer Lloyd [3], że obciążenie kompozycji polimerów w podkładce od ciężaru ustawionego silnika nie może przekraczać $0,7 \text{ N/mm}^2$.

Silnik ustawia się na fundamentcie spełniającym wymagania towarzystwa klasyfikacyjnego [3] poprzez podkładki metalowe lub z tworzywa sztucznego. Podkładki mogą mieć zmienną grubość na długości silnika, co wynika z dopuszczalnych odchyłeń położenia płyty fundamentu od osi urządzenia odbierającego energie obrotów silnika. Silnik mocuje się do fundamentu śrubami. Liczbę i napięcie śrub fundamentowych określa producent silnika, tak aby mogły przenieść siłę osiową wynikającą z przyspieszenia ruchu silnika. Przyjmuje się umownie, że przy podkładkach metalowych suma napięcia śrub fundamentowych powinna wynosić 10 ciężarów silnika, a przy podkładkach z tworzywa sztucznego – 5 ciężarów silnika [8]. Napięcia śrub fundamentowych powinno także wytworzyć siłę tarcia spoczynkowego podkładki zapobiegającą przesunięciom silnika na fundamentie podczas przechyłów kadłuba okrętu na fali [11] (rys. 6).

Przechyły boczne kadłuba okrętu wynikają z amplitudy poprzecznego kołysania kadłuba na fali, statycznego działania wiatru o kierunku prostopadłym do płaszczyzny symetrii okrętu oraz działających w tym samym kierunku porywów wiatru.

Grubość podkładek według patentu zmienia się przez zmianę grubości warstw kompozycji polimerów. W celu rozpoznania wpływu grubości warstwy kompozycji polimerów na wytrzymałość R_n podkładek według patentu wykonano drugą serię 9 złączy próbnych, jak w pierwszej serii badań, lecz o grubościach warstwy kompozycji polimerów: 1, 2 i 3 mm. Zastosowano ponownie napięcia śrub łączących: 700 N, 4200 N i 7700 N. Tak więc każda grubość warstwy kompozycji polimerów i każde napięcie śrub łączących były reprezentowane przez jedno złącze próbne.

Po dostatecznym utwardzeniu (7 dni w temperaturze otoczenia) próbne złącza klejone rozciągano–ścianano na maszynie wytrzymałościowej MTS w zakresie sił od 0 do 95 kN. Badane złącza próbne ustawiano na maszynie wytrzymałościowej za pomocą kątownika traserskiego i sprawdzano położenie siły zerowej. Takie osadzanie złączy próbnych w uchwytach maszyny wytrzymałościowej zapewniało osiowe działanie siły rozciągającej; nie wprowadzało innych sił mogących zniekształcać wynik próby rozciągania. Przebieg rozciągania rejestrowano co 1 ms przy założonej drodze tłołka 1 mm przebytej w czasie 1 minuty. Zniszczenie złączy próbnych następowało częściowo przez ścięcie w

layers on the chock strength R_{tt} another series of 9 sample joints was made, similarly to the first series, only the thickness of the polymer layers was: 1 mm, 2 mm and 3 mm. The tightening torques of the bolts were: 700 N, 4200 N and 7700 N. Hence, each of the polymer layers and each value of the tightening torque were represented by a single sample joint.

After a sufficient hardening (7 days in the ambient temperature) the sample glued joints underwent a tensile strength and shear resistance tests on an MTS machine within the force range from 0 to 95 kN. The tested sample joints were set on the MTS machine with an angle bracket and the zero force position was checked. Such a setting of the sample joints in the brackets ensured the axial vector of the tensile force; no additional forces were acting that could distort the test results. The course of the tensile tests was recorded every 1 ms at the assumed piston stroke of 1 mm covered in the time of 1 minute. The destruction of the sample joints occurred partly through shear in the steel polymer joint and partly through tensile failure or shear of the polymer layers. The example graph of the course of the test has been shown in Fig. 7 [1]. The tensile force until destruction F_x , related to the surface under the shear force S_y has been assumed to be the destructive stretching-shearing stress R_{tt} .

The load distributions on the sample joint during the stretching-shearing test have been shown in Fig. 7. The graph also presents a hypothetical distribution of bending forces along the length of the overlapping element of the sample joint, confirmed with the strength analysis of the glued joints presented in the paper [5].

As shown in Fig. 8 the sample joint is loaded with two compressing forces F_y , generated by the tightening of the bolts

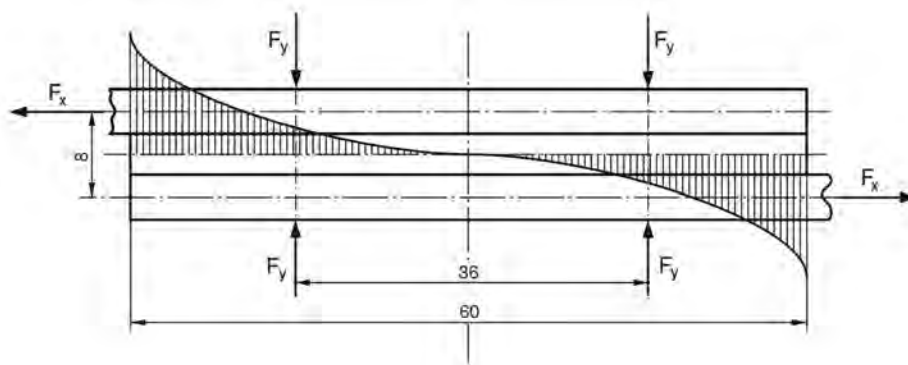


Fig. 8. The load distribution over the joint during the stretching-shearing test:

F_x – stretching force, F_y – compressing force of the bolt

Rys. 8. Stan obciążenia złącza w czasie próby rozciągania-ścianania:
 F_x – siła rozciągania złącza, F_y – siła ściskania złącza napięciem śruby

(simulating the foundation bolts) and the pair of tensile forces F_x exerted on “r” having a value determined by the thickness of the polymer layer. In the joints of the first series of tests $r = 8.5$ mm. The action of the pair of forces F_x on “r” results in a bending moment of the joint of $M = F_x \cdot r$, which is fre-

powierzchni rozdziału stal-kompozycja polimerów, a częściowo przez rozerwanie lub ścięcie warstwy kompozycji polimerów. Dla przykładu, na rys. 7 przedstawiono wykres rozciągania-ścianania zakładkowego złącza próbnego [1]. Jako niszczące naprężenie rozciągające-tnące R_{tt} przyjęto siłę rozciągania do zniszczenia złącza F_x , odniesioną do ścinanej powierzchni S_y .

Stan obciążenia złącza próbnego w czasie próby rozciągania-ścianania przedstawiono na rys. 7. Na rysunku przed-

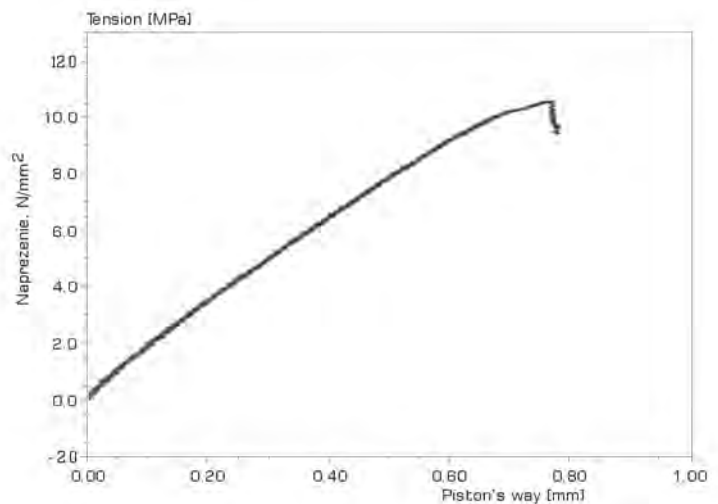


Fig. 7. Graph showing the stretching-shearing of the overlapping sample joint.

Tightening torque of the bolts $F_y = 4200$ N. Resistance to stretching-shearing $R_{tt} = 10.5$ N/mm² [13]

Rys. 7. Wykres rozciągania-ścianania zakładkowego złącza próbnego. Napięcie śrub łączących $F_y = 4200$ N. Wytrzymałość na rozciąganie-ściananie $R_{tt} = 10,5$ N/mm² [13]

stawiono też hipotetyczny rozkład naprężeń zginających na długości zakładki złącza próbnego, potwierdzony analizą wytrzymałości złączy klejonych podaną w pracy [5].

Jak widać na rys. 8, złącze próbne jest obciążone dwoma siłami ścisakującymi F_y , wytworzonymi napięciem śrub łączących (symulujących śruby fundamentowe) oraz parą sił rozciągających F_x działającą na ramieniu r o wartości wyznaczonej grubością warstwy kompozycji polimerów. W złączach pierwszej serii badań $r = 8,5$ mm. Działanie pary sił F_x na ramieniu r powoduje moment zginający złącze o wartości $M = F_x \cdot r$, który często pomija się w obliczeniach wytrzymałości złącza, mimo iż ujawnia się w mechanice niszczenia złącza; zniszczenie złącza rozpoczyna się w miejscach występowania największych naprężeń zginających i wyraża się odrywaniem warstwy kompozycji polimerów od części stalowych złącza.

quently neglected in the calculations of the joint strength, even though it does come up in its destruction mechanics; the destruction of the joint begins in the spots of the highest bending stresses and is expressed through the tensile failure between the polymer layers and the metal parts of the joint.

4. Test Results

6 trials of the head-to-head glued joints have been performed of the polymer thickness 3.0 mm. An example graph of the compression has been shown in Fig. 9.

As we can see in Fig. 9, when compressing the joints the stress of 300 N/mm² and the deformation of 1.5% of the polymer layer was not exceeded. The deformation of the metal parts of the joints did not exceed 0.03% and was neglected in the test results analysis.

The assumed stress and deformation boundaries during the compression tests enabling only the plasticity boundaries $\sigma_{d0.2}$ to be determined. The plasticity boundary ranged from 246 N/mm² to 286 N/mm², on average 269 N/mm², hence, it was 2.55 times higher than $\sigma_{d0.2}$ given by the manufacturer solely for the composition of the polymers.

After the trial in none of the joints were cracks in the Belzon 1111B composition of polymers detected.

For the analysis of the resistance to stretching-shearing R_{rt} of the joints of the first series the results of the tests on three joints were rejected as they clearly varied from the

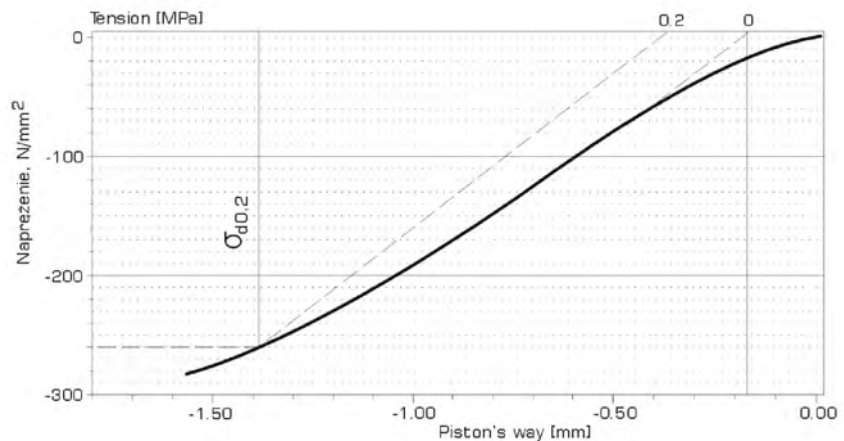


Fig. 9. Graph of the compression of the head-to-head glued joint

Rys. 9. Wykres ściskania doczołowego złącza klejonego

4. Wyniki badań

Wykonano 6 prób ściskania doczołowych złączy klejonych o grubości warstwy kompozycji polimerów 3,0 mm. Przykładowy wykres ściskania podano na rys. 9.

Jak widać na rysunku, przy ściskaniu złączy nie przekraczano naprężenia 300 N/mm² i odkształcenia (ściśnięcia) 1,5% warstwy kompozycji polimerów. Ściśnięcie części stalowych złączy nie przekraczało 0,03% i zostało pominięte w analizie wyników prób.

Przyjęte granice naprężenia i odkształcenia przy próbach ściskania pozwoliły wyznaczyć tylko wartości granicy plastyczności $\sigma_{d0.2}$. Granica plastyczności wynosiła od 246 N/mm² do 286 N/mm², średnio 269 N/mm², a więc była 2,55

Table 2. Forces and stresses in the sample joints of individual groups

Tabela 2. Siły obciążające i naprężenia w złączach próbnych poszczególnych grup

Group of joints/ grupa złączy	Bolt tightening torque F_y , N/napięcie śrub	σ_y N/mm ²	F_x N	σ_x N/mm ²	σ_{xy} N/mm ²	R_{rt} N/mm ²	σ_{red} N/mm ²
1	1400	0.72	2131.2	7.4	7.44	7.4	14.68
2	8400	4.34	2995.2	10.4	11.27	10.4	21.51
3	15400	7.96	3024.0	10.5	13.13	10.5	24.72

results of the outstanding test objects in a given group. The average resistance to stretching-shearing R_{rt} amounted to: 7.4 N/mm² for the joints of the first group, 10.4 N/mm² for the joints of the second group and 10.5 N/mm² for the joints of the third group – Table 2.

The average values of the tensile – shearing forces and corresponding stresses in individual groups of joints were determined for the stretched area of $S_t = 12(36-12) = 288$ mm² and the compressed or sheared area of $S_s = 1974$ mm². In order to simplify the calculations it was assumed that the compressed and sheared areas are equal.

The values of the shearing stresses τ_{xy} were obtained from the formula:

razy większa od wartości $\sigma_{d0.2}$ podanej przez producenta dla samej kompozycji polimerów. Po próbie, w żadnym złączu nie stwierdzono pęknięć w warstwie kompozycji polimerów Belzona 1111B. Do analizy wytrzymałości na rozciąganie–ściskanie R_{rt} złączy pierwszej serii badań odrzucono wyniki prób trzech złączy, jako wyraźnie odstające od wyników prób pozostałych złączy w danej grupie. Średnia wytrzymałość na rozciąganie–ściskanie R_{rt} wynosiła: 7,4 N/mm² dla złączy pierwszej grupy, 10,4 N/mm² dla złączy drugiej grupy i 10,5 N/mm² dla złączy trzeciej grupy (tab. 2).

Średnie wartości sił rozciągających i ścinających oraz odpowiadających im naprężeń w poszczególnych grupach złączy wyznaczono dla powierzchni rozciąganej złączy $S_t = 12(36-12) = 288$ mm² oraz powierzchni ściskanej lub ścina-

$$\tau_{xy} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} \quad (1)$$

The values of the stresses have been listed in Table 2.

If we neglect the bending of the joints caused by the eccentric application of the tensile force, then during the stretching, the joints were loaded with: a tensile force F_x , compressing force F_y , resulting from the tension of the bolts connecting the metal elements and, consequently, the shearing force of the joint T_{xy} . In a two dimensional (flat) stress, following the M. T. Huber's hypothesis of deformation energy [12], the effort of the joint may be measured through the values of the reduced stress σ_{red} obtained from the formula

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (2)$$

The calculated values of σ_{red} for the individual groups of sample joints have been listed in Table 1.

From formula (2) it results that the effort of the joints (Fig. 10) grows as the tension of the connecting bolts increases as is the case with the resistance to stretching-shearing R_{rt} , which is confirmed by the tests results – Fig. 10.

The tension of the foundation bolts including the weight of the engine determine the force needed to displace the engine against the foundation. In order to determine this force the vertical load of the chocking is multiplied by the static friction coefficient. From the tests (Fig. 11) it results that the increase in the tension of the connecting bolts above 4200 N (which is generally assumed to be 6 times the weight of the engine) does not yield a significant increase in the joint strength R_{rt} . It is, thus, possible to limit the tension of the foundation bolts to the value of 5 times the weight of the engine.

The number and the tension of the foundation bolts when seating the engine on the foundations are determined by the manufacturer and should collectively give a force that is higher than the vertical force resulting from the acceleration of the engine speed. The advancement in the engine design aims at reducing this force, which enables the reduction of the number and the tension of the foundation bolts and reduce the number of the side blockers that are an additional security against engine displacement. An example could be the Sulzer RTA-T engine [9] whose redesign led to a reduction of the chock surface by 29%, the number of the foundation bolts from 54 to 22 and the number of the side blockers from 12 to 6 – Fig. 11.

The results of the first series of tests were included in the second series of stretching-shearing tests.

nej złączy $S_s = 1974 \text{ mm}^2$. Dla uproszczenia obliczeń przyjęto, że powierzchniennie ścinana i ściskana złącza są sobie równe.

Wartości naprężeń tnących τ_{xy} obliczono z wzoru (1).

Obliczone wartości naprężeń zestawiono w tab. 2.

Jeżeli pominiemy zginanie złączy spowodowane niemośrodkowym przyłożeniem siły rozciągającej, to w czasie rozciągania złącza były obciążone: siłą rozciągającą F_x , siłą ściskającą F_y , pochodzącą z napięcia śrub łączących elementy stalowe złącza i wynikającą z nich siłą ścinającą złącze T_{xy} ,

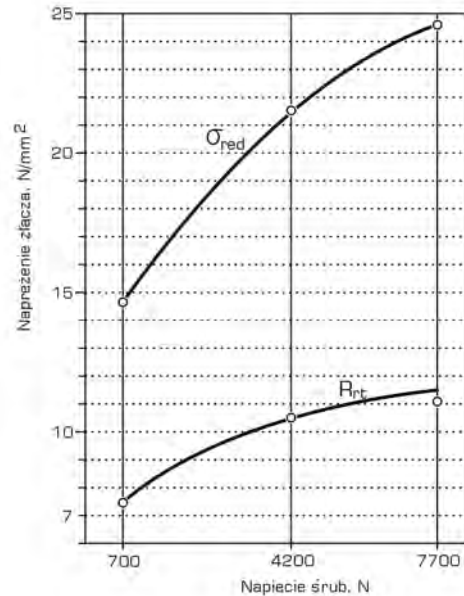


Fig. 10. Change of effort σ_{red} and strength R_{rt} of the joints along the increase of the bolt tension

Rys. 10. Zmiana wyężenia σ_{red} i wytrzymałości R_{rt} złączy ze zwiększeniem napięcia śrub

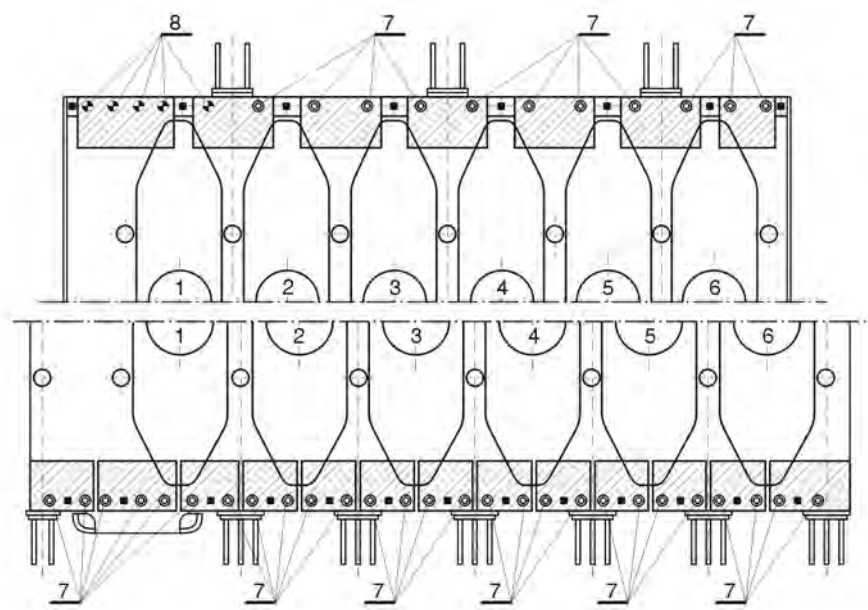


Fig. 11. Schematics of a seating of a 6 cylinder Sulzer RTA-T before redesign (lower) and after redesign (upper) [9]: 1–6 – cylinders, 7 – oundation bolts, 8 – close fit foundation bolts

Rys. 11. Plan posadowienia 6-cylindrowego silnika Sulzer RTA-T przed rekonstrukcją (dół) i po rekonstrukcji (górá): 1–6 – cylindry, 7 – przelotowe śruby fundamentowe, 8 – pasowane śruby fundamentowe

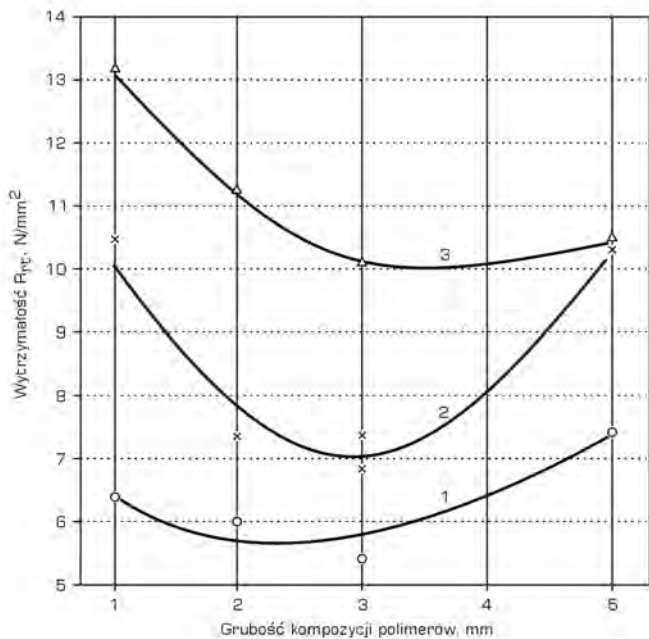


Fig. 12. Change in the resistance to stretching-shearing of the sample joints depending on the tension of the connecting bolts and the thickness of the layer of the composition of polymers. The strength of the joints with the bolts tightening torque: 1 – 700 N, 2 – 4200 N, 3 – 7700 N

Rys. 12. Zmiana wytrzymałości na rozciąganie–ścinanie złączy próbnych zależnie od napięcia śrub łączących i grubości warstwy kompozycji polimerów. Wytrzymałość złączy ze śrubami napiętymi siłą: 1 – 700 N, 2 – 4200 N, 3 – 7700 N

The results of the tests have been shown in Fig. 12.

As we can see in Fig. 12 the lowest resistance to stretching-shearing showed the sample joints with the layer thickness of the polymers 3 mm. The reduction of the thickness of the polymer layer renders the strength of the joints higher. The increase in the thickness of the polymer layer renders the strength of the joints higher but it is not as effective as the reduction of the polymer layer.

The smallest changes in the strength of the joints with the increase of the polymer thickness occurred for joints with the connecting bolts tightened with the torque of 700 N. The biggest changes in the strength occurred for joints with the connecting bolts tightened with the torque of 4200 N.

For technological considerations (paste consistency) the manufacturer does not recommend applying layers of Belzon 1111B polymers thinner than 3 mm. In that case it seems that for the patented chocks, the application of Belzon 1111B polymer layers thicker than 3mm can be recommended. Perhaps, after a certain level of dilution of the composition, chocks of lower thickness could be made, which, according to the tests results, will increase the resistance of the chocks to the displacing forces against the foundation.

The tests of the influence of the polymer layer thickness on the strength of the joints should be construed as a pilot project due to a small number of the tested joints. A continuation of the investigation is highly recommended.

Przy dwuwymiarowym (płaskim) stanie naprężenia, zgodnie z hipotezą energii odkształcenia postaciowego M.T.Hubera [12], wyężenie złącza można mierzyć wartością naprężenia zastępczego σ_{red} obliczonego z wzoru (2).

Obliczone wartości σ_{red} dla poszczególnych grup złączy próbnych zestawiono w tab. 2.

Z wzoru (2) wynika, że wyężenie złączy (rys. 10) zwiększa się ze zwiększeniem napięcia śrub łączących. Podobnie zwiększa się wytrzymałość na rozciąganie-ścinanie R_{rt} . Potwierdzają to wyniki badań (rys. 10).

Napięcie śrub fundamentowych łącznie z ciężarem silnika wyznaczają wartość siły potrzebnej do przesunięcia silnika na fundamentcie. Do wyznaczenia tej siły pionowe obciążenie podkładek mnoży się przez współczynnik tarcia spoczynkowego. Z przeprowadzonych badań (rys. 11) wynika, że zwiększenie napięcia śrub łączących powyżej 4200 N (co umownie przyjęto, jako 6-krotny ciężar silnika) nie daje istotnego zwiększenia wytrzymałości złączy R_{rt} . Można więc, ze względu na utrzymanie silnika na fundamentcie, ograniczyć napięcie śrub fundamentowych do wartości równej 5-krotnemu ciężarowi silnika.

Liczba i napięcie śrub fundamentowych przy ustawianiu silnika na fundamentcie są określone przez producenta i powinny w sumie dać siłę większą od siły pionowej, wynikającej z przyspieszenia obrotów silnika. Rozwój konstrukcji silników zmierza do ograniczenia tej siły, co pozwala zmniejszyć liczbę i napięcie śrub fundamentowych oraz zmniejszyć liczbę stoperów bocznych, które stanowią dodatkowe zabezpieczenie przed przesunięciem się silnika na fundamentcie. Przykładem może być silnika Sulzer RTA-T [9], którego przekonstruowanie pozwoliło zmniejszyć: powierzchnię oporową podkładek o 29%, liczbę śrub fundamentowych z 54 na 22 i liczbę stoperów bocznych z 12 na 6 (rys. 11).

Do wyników prób rozciągania-ścinania złączy próbnych drugiej serii badań dołączono wyniki prób złączy pierwszej serii badań. Połączone wyniki prób złączy przedstawiono na rys. 12.

Najmniejszą wytrzymałość na rozciąganie-ścinanie wykazały złącza próbne o warstwach kompozycji polimerów grubości 3 mm (rys. 12). Zmniejszenie grubości warstwy kompozycji polimerów daje zwiększenie wytrzymałości złączy. Także zwiększenie grubości warstwy kompozycji polimerów daje zwiększenie wytrzymałości złączy lecz w mniejszym stopniu niż zmniejszenie grubości warstwy kompozycji polimerów.

Najmniejsze zmiany wytrzymałości złączy ze zwiększeniem grubości warstwy kompozycji polimerów wystąpiły w złączach ze śrubami łączącymi napiętymi siłą 700 N. Największe zmiany wytrzymałości wystąpiły w złączach ze śrubami napiętymi siłą 4200 N.

Ze względów technologicznych (konsystencja pasty) producent nie zaleca nakładania na przedmioty stalowe warstwy kompozycji polimerów Belzona 1111B o grubości poniżej 3 mm. W tej sytuacji wydaje się, że w podkładkach

5. Conclusions

The following conclusions can be made in light of the compression strength tests results of the hardened composition of Belzon 1111B polymers (compliant with PN-EN-ISO 4385:1996) and the tests of the head-to-head glued joints as well as the resistance tests to stretching-shearing of the overlapping joints glued with the composition of Belzon 1111B polymers simulating the patented chocks (patent number 192120) for marine engine and aggregate seating on the foundations, particularly in the ship engine rooms:

1. The applied Belzon 1111B composition showed that the compression resistance was higher than the minimum guaranteed by the manufacturer ($\sigma_{d2} = 115 \text{ N/mm}^2$, manufacturer's – $\sigma_{d2} = 105 \text{ N/mm}^2$).
2. The compression resistance of the head-to-head joints is higher than the resistance of the sole composition of polymers.
3. At the tightening torques of the foundation bolts equaling 5 times the weight of the engine the chocking sufficiently prevents the engine from any displacement against the foundation.

Artykuł recenzowany

według patentu można zalecić stosowanie warstw kompozycji polimerów Belzona 1111B o grubości powyżej 3 mm. Być może, po pewnym rozcieńczeniu kompozycji można będzie wykonywać podkładowe o mniejszej grubości warstw kompozycji, co, zgodnie z wynikami badań, zwiększy wytrzymałość podkładek na siły mogące je przesunąć na fundamentach.

Badania wpływu grubości warstwy kompozycji polimerów na wytrzymałość złączy należy uznać za pilotowe, ze względu na małą liczbę badanych złączy. Wydaje się, że trzeba kontynuować te badania.

5. Wnioski

Uzyskane wyniki badań wytrzymałości na ściskanie utwardzonej kompozycji polimerów Belzona 1111B według PN-EN-ISO 4385:1996 oraz doczołowych złączy klejonych i wytrzymałości na rozciąganie–ścinanie zakładkowych złączy klejonych, kompozycją polimerów Belzona 1111B, symulujących podkładki według Patentu nr 192120 do posadowienia silników i mechanizmów na fundamentach, zwłaszcza w silowniach okrętów, pozwalają stwierdzić, że:

1. Zastosowana kompozycja Belzona 1111B wykazała wytrzymałość na ściskanie większą od minimalnie gwarantowanej przez producenta ($\sigma_{d2} = 115 \text{ N/mm}^2$, a producent gwarantował $\sigma_{d2} = 105 \text{ N/mm}^2$).
2. Wytrzymałość na ściskanie złączy doczołowych jest większa niż wytrzymałość na ściskanie samej kompozycji polimerów.
3. Przy napięciu śrub fundamentowych równym 5. ciężarom ustawianego silnika podkładki wystarczająco zabezpieczają przed przesunięciem się silnika na fundamentach.

Bibliography/Literatura

- [1] Piaseczny L.: Technologia polimerów w remontach okrętów. Wydawnictwo Gdańskiego Towarzystwa Naukowego, Gdańsk 2002.
- [2] Grudziński K., Jaroszewicz W.: Posadowianie maszyn i urządzeń na podkładkach fundamentowych odlewanych z tworzywa EPY. ZAPOL, Szczecin 2002.
- [3] Germanischer Lloyd. Regulation for seating propulsion plants. Hamburg. April 1995.
- [4] Polski Rejestr Statków. Przepisy klasyfikacji i budowy statków morskich. Część II. Kadłub. Gdańsk 2007.
- [5] Zaczek Z.: Studium wytrzymałości statycznej i odporności na działanie środowiska klejonych połączeń metali i laminatów szklanych. Zbiór prac WSMW, nr 38A. Gdynia 1973.
- [6] Masek R.: Co to jest kompozyt? Materiały konferencji naukowo-technicznej „Belzona na pokładzie”. Łeba 8-0.03.2007 r. Belse. Bielsko-Biała 2007.
- [7] UP RP, Patent nr 192120: Sposób posadowienia silników i mechanizmów na podstawach fundamentowych. Warszawa 2006.
- [8] Wilson M.: Marine epoxy resin chock. Marine Technology, vol. 21. No 1, January 1984.
- [9] Design features and performance Sulzer RTA-T. Technology Review, April 1998.
- [10] Piotrowski I., Witkowski K.: Okrętowe silniki spalinowe. Trademar. Gdynia 1996.
- [11] Polski Rejestr Statków. Przepisy klasyfikacji i budowy statków morskich. Część IV. Stateczność i niezatapialność. Gdańsk 2007.
- [12] Jakubowicz A., Orłoś Z.: Wytrzymałość materiałów, wyd. 5. WNT, Warszawa 1978.
- [13] Bruski S., Świątek K.: Protokoły z badań wytrzymałościowych złączy kompozytowo-metalowych. AMW, Gdynia 2008.

Prof. Leszek Piaseczny, DSc., DEng. – Professor in the Mechanical-Electric Faculty at Naval University of Gdynia.

Prof. dr. hab. inż. Leszek Piaseczny – profesor na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni.

e-mail: piaseczny@ptnss.pl



The verification of ECU calibrations of a 1.3 Multijet engine on a chassis dynamometer

One of the basic purposes of passenger vehicle engine tests on a chassis dynamometer is to verify the results of the tests carried out on engine test beds in terms of the ECU parameters. The paper presents the analysis of the engine load distribution in driving cycles both European and American. The issue of the influence of selected calibrations of a 1.3 Multijet engine on its operating parameters and the exhaust emissions has been presented. The realization of the project consisted in performing a series of tests on a chassis dynamometer for selected ECU calibrations determined during the engine test bed phase.

Key words: diesel engine, engine control, exhaust emission

Weryfikacja doboru kalibracji sterowania silnika 1.3 Multijet na hamowni podwoziowej

Jednym z podstawowych celów wykonywania badań na hamowniach podwoziowych silników spalinowych służących do napędu samochodów osobowych jest weryfikacja prac realizowanych na hamowniach silnikowych w zakresie odpowiedniego doboru parametrów sterujących pracą tych silników. W artykule przedstawiono analizę rozkładu obciążeń silników w testach jezdnych, zarówno europejskim, jak i amerykańskim, omówiono zagadnienie weryfikacji wybranych regulacji (kalibracji) silnika 1.3 Multijet na parametry jego pracy i skład spalin. Realizacja tematu sprowadzała się do wykonania badań na hamowni podwoziowej dla wybranych kalibracji sterowania silnika, określonych podczas prac badawczych przeprowadzonych na hamowni silnikowej.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, sterowanie silnika, emisja zanieczyszczeń

1. Introduction

One of the quality criteria for a contemporary vehicle engine that decide about its usability and approval for production and, subsequently, legal use is the result of the tailpipe emission tests (NO_x, HC and CO), performed under conditions of certain speed and time variability, otherwise known as driving cycles [1, 3].

As a result of the tests carried out on an engine test bed we can obtain the characteristics of the engine operating parameters in the form of engine performance, fuel consumption and exhaust emissions. This allows getting a full picture of the actual engine parameters. Despite such huge possibilities related to the engine test bed the actual engine usability under road conditions cannot be fully determined. Hence, a final verification of the engine parameters in driving cycles and road tests is necessary (vehicle dynamics and tailpipe emission in particular). The final verification can be performed on a chassis dynamometer which is a simulation of the road test in a variety of conditions. The obtained results may constitute a final evaluation of the engine for real operation [3, 6].

The paper presents and discusses the influence of selected calibrations of a 1.3 Multijet on its operating parameters and tailpipe emissions. The realization of the project consisted in performing a series of tests on a chassis dynamometer for selected ECU calibrations, determined during the research works published in [4, 5, 6] that concerned the appropriate parameter selection for fuel dosage such as: splitting of the

1. Wprowadzenie

Jedną z miar jakości współczesnego silnika samochodowego, decydującą o jego walorach użytkowych oraz o dopuszczeniu go do produkcji i eksploatacji na drogach publicznych, jest wynik pomiarów zawartości składników toksycznych w spalinach (NO_x, HC i CO), przeprowadzonych w warunkach określonej zmienności prędkości jazdy i czasu, zwanych cyklem jezdnym [1, 3].

W wyniku przeprowadzanych badań na hamowni silnikowej można otrzymać charakterystyki parametrów pracy silnika w postaci osiągnięć, zużycia paliwa oraz toksyczności spalin. Pozwala to na uzyskanie kompletnego obrazu parametrów pracy silnika. Pomimo tak dużych możliwości w badaniach na hamowni silnikowej, nie można jednoznacznie określić rzeczywistej przydatności silnika do pracy w warunkach drogowych (rzeczywistych). Konieczna zatem jest ostateczna weryfikacja parametrów pracy silnika w warunkach testów jezdnych i badaniach drogowych. Należy mieć na uwadze szczególnie toksyczność spalin i dynamikę pojazdu. Ostateczną weryfikację umożliwiają bowiem badania na hamowni podwoziowej, która stanowi symulację jazdy drogowej w różnych warunkach. Wyniki otrzymywane z tych badań mogą stanowić ostateczną ocenę przygotowania silnika do pracy w warunkach rzeczywistych [3, 6].

W artykule przedstawiono i omówiono zagadnienie weryfikacji wybranych regulacji (kalibracji) silnika 1.3 Multijet na parametry jego pracy i skład spalin. Zagadnienie sprowadzało się do wykonania badań na hamowni podwoziowej

total fuel dose into component fuel doses, the quantity of the individual components and their angles.

2. The Analysis of the Load Distribution in the Driving Cycles

Until recently the purpose of engine test beds was limited to perform investigations related to quasi-statistical engine speed, load or calibration characteristics. Various vehicle driving cycles (i.a. NEDC – New European Driving Cycle and American FTP – Federal Test Procedure) used for homologation procedures in the first place are realized on a chassis dynamometer (currently, highly automated). The purpose of these tests is to verify whether the vehicle meets the ecological (tailpipe emissions) and economic requirements (reduction of fuel consumption) under the conditions of a stable speed profile (vehicle speed in the function of time). The above confirms that in this respect the engine takes priority before the drivetrain in the tests [8].

The load ranges of typical engines manufactured for the European and American markets vary substantially (Fig. 1). The analysis of the load distribution in the European driving cycle NEDC allows a statement that the full range of engine speeds and loads is used only to a very limited extent (up to 50% load and engine speed). The characteristics of the load and engine speed in the FTP75 is very similar. This test is performed for low and medium engine speeds and loads. However, the analyses of the dynamic tests such as ETC (European Transient Test) and USTT (United States

dla wybranych kalibracji sterowania silnika, określonych podczas prac badawczych, które były przedmiotem publikacji [4, 5, 6], a dotyczyły odpowiedniego doboru parametrów kształtujących dawkę paliwa, takich jak: podział całkowitej dawki paliwa na dawki składowe, wielkość poszczególnych składowych oraz kąty ich występowania.

2. Analiza rozkładu obciążeń w testach jezdnych

Dotychczas hamownia silnikowa służyła niemal wyłącznie do badań quasi-statycznych charakterystyk prędkościowych, obciążeniowych bądź regulacyjnych. Różnorodne testy drogowe pojazdów (m.in. testy NEDC – *New European Driving Cycle* oraz amerykańskie FTP – *Federal Test Procedure*), służące przede wszystkim do celów homologacyjnych, są realizowane z wykorzystaniem hamowni podwoziowej (obecnie w dużym stopniu zautomatyzowanej). Zadaniem ich jest sprawdzenie, czy w warunkach ustalonego profilu prędkości (prędkości pojazdu jako funkcji czasu), pojazd spełnia wymagania ekologiczne (ograniczenie emisji składników szkodliwych) i ekonomiczne (ograniczenie zużycia paliwa). Z powyższego wynika, że w badaniach drogowych najistotniejszy jest silnik, a następnie układ jezdny pojazdu [8].

Zakresy obciążeń typowych silników produkowanych na rynki krajów europejskich oraz amerykańskich różnią się znacznie (rys. 1). Analiza rozkładu obciążeń w europejskim teście jezdnym NEDC pozwala na stwierdzenie, że w niewielkim stopniu wykorzystywany jest pełny zakres prędkości

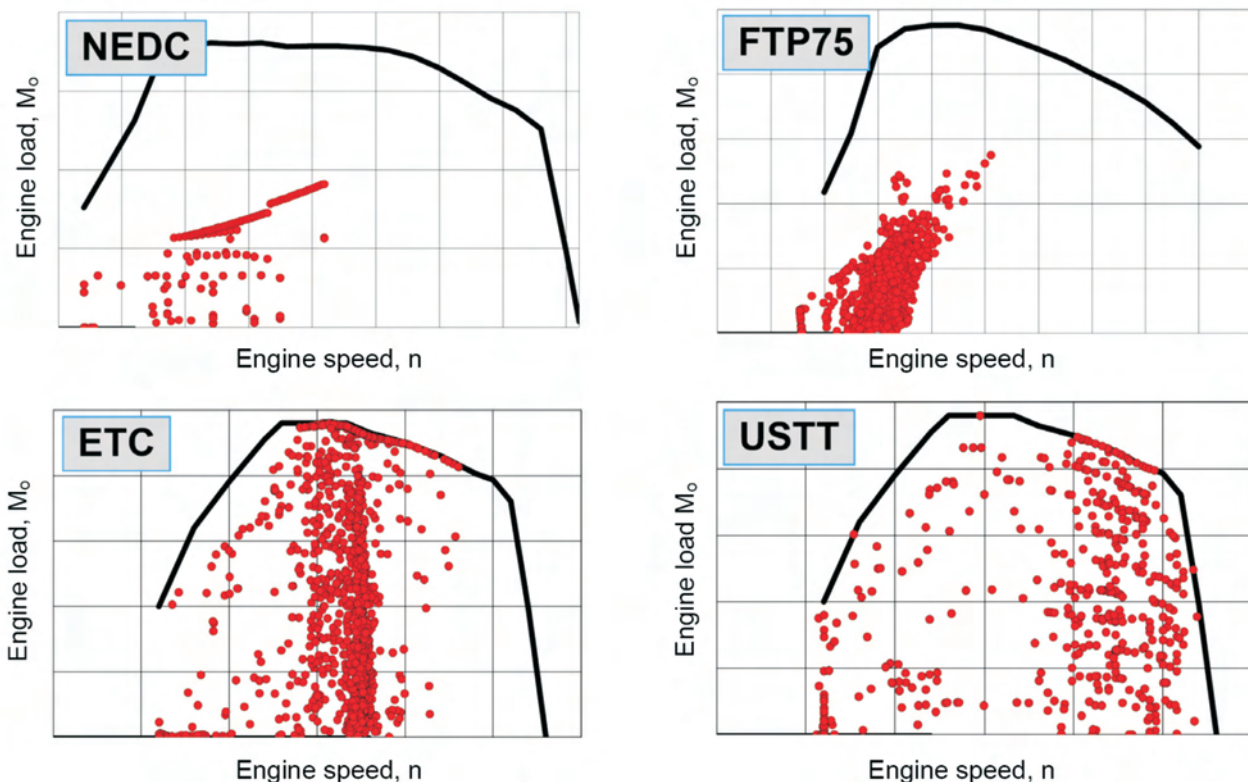


Fig. 1. The ranges of engine speeds and loads used in typical driving cycles (on a chassis dynamometer) and stationary cycles (on an engine test bed) [7]

Rys. 1. Zakresy prędkości obrotowych i obciążeń wykorzystywanych w typowych testach jezdnych (na hamowni podwoziowej) i stacjonarnych (wykonywanych na hamowni silnikowej) [7]

Transient Test) used for Heavy Duty Vehicles show that the maximum engine loads are used in a much wider engine speed range (ETC test – 80% of the maximum engine speed, USTT test – 100%).

Due to little changes of the loads in the driving cycles very small increments of the value of the mean effective pressure are observed. In the NEDC test the changes reach not more than 0.05 MPa/s. The changes in the engine speed are not abrupt either and they can lead to a conclusion that the engine speed gradients are not high, reaching the level of 500 rpm/s (this results from a smooth speed profile in this test). The FTP75 is more dynamic in terms of engine speed changes (approximately 750 rpm/s), yet, the changes in the mean effective pressure are on a level similar to the European test. The Stationary tests are characterized by a high variability of loads and engine speeds. For the ETC test Δp_e amount to 0.12 MPa/s. The changes in the engine speed are on a level similar to the driving cycles. The USTT test is characterized by the concentration of the values around a central point ($\Delta n = 0$, $\Delta p_e = 0$) (Fig. 2) and the gradients amount to 300 rpm/s and 0.1 MPa/s respectively.

3. Test object and the test stand

The object of the tests was Fiat Panda fitted with a four cylinder, direct injection DOHC diesel engine with four valves per cylinder. The Fiat turbocharged engine is fitted with an electronic common rail Multijet injection.

The tests were carried out in the Emissions Laboratory at BOSMAL Automotive R&D Center in Bielsko-Biala on a SCHENCK 500GS/60 chassis dynamometer (Fig. 3). During

i obciążeniach silników (do 50% obciążenia i prędkości obrotowej). Bardzo podobna jest charakterystyka wykorzystania obciążenia i prędkości obrotowej w teście FTP75. Test ten jest przeprowadzany w zakresie niskich i średnich prędkości obrotowych i obciążeniach silnika. Natomiast z analizy testów dynamicznych silników, np. test ETC (*European Transient Test* – europejski dynamiczny test na hamowni silnikowej) oraz USTT (*United States Transient Test* – niestacjonarny amerykański test dla silników ZS), stosowanych dla silników pojazdów typu HDV (*Heavy Duty Vehicle* – wysilone silniki o zapłonie samoczynnym), wynika, że wykorzystywane są maksymalne obciążenia silników w znacznie większym zakresie prędkości obrotowych (w teście ETC – 80% maksymalnej prędkości obrotowej, w teście USTT – 100%).

Ze względu na niewielkie zmiany obciążeń w testach jezdnych, obserwuje się również bardzo małe przyrosty wartości średniego ciśnienia efektywnego. W teście NEDC zmiany te wynoszą maksymalnie 0,05 MPa/s. Zmiany prędkości obrotowej również nie są gwałtowne i na ich podstawie można wnioskować o niezbyt dużych gradientach prędkości obrotowej silnika na poziomie 500 (obr/min)/s (co wynika z łagodnego profilu prędkości w tym teście). Test FTP75 jest bardziej dynamiczny pod względem zmian prędkości obrotowej (zmiana około 750 (obr/min)/s), jednak zmiany ciśnienia efektywnego są na poziomie zbliżonym do testu europejskiego. Testy stacjonarne charakteryzują się dużą zmiennością zarówno obciążenia, jak i prędkości obrotowej. Dla testu ETC zmiany Δp_e wynoszą około 0,12 MPa/s. Zmiany prędkości obrotowej są na podobnym poziomie jak w testach jezdnych. Amerykański dynamiczny test sta-

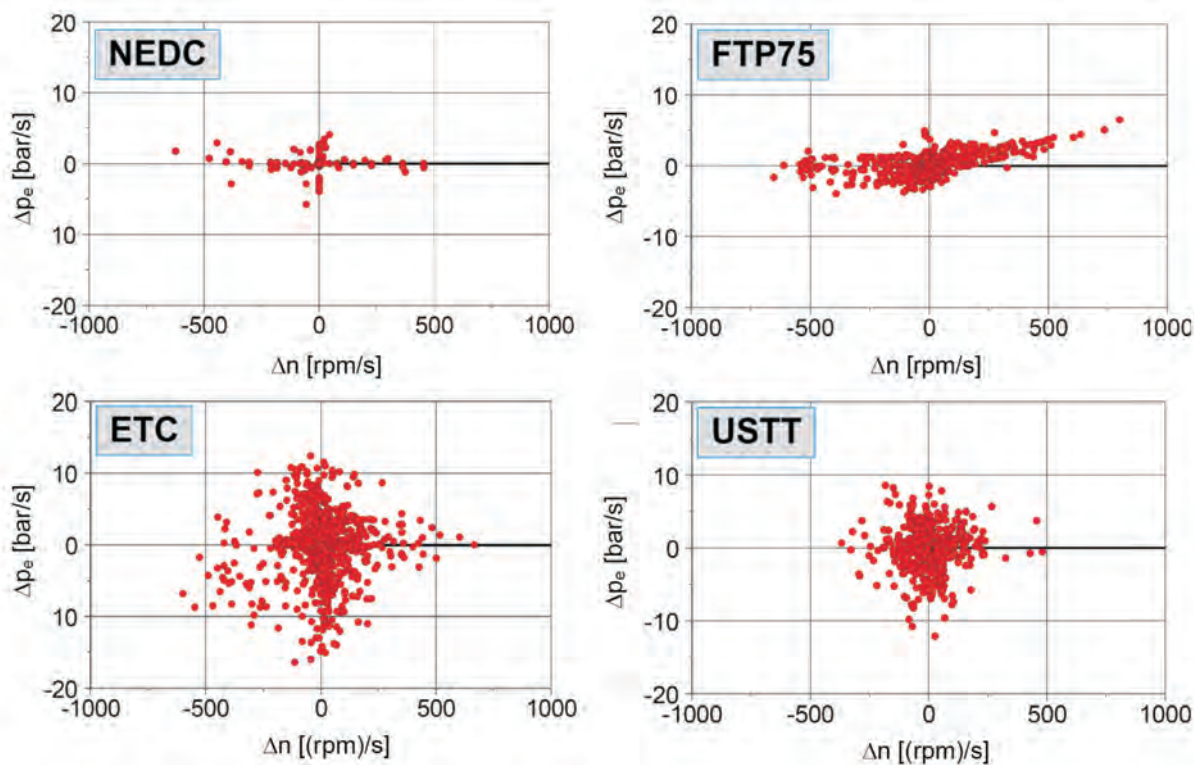


Fig. 2. Dynamics of the driving and stationary cycles [2]

Rys. 2. Dynamika testów jezdnych i stacjonarnych silników [2]



Fig. 3. Chassis dynamometer
Rys. 3. Hamownia podwoziowa

the tests a system of exhaust acquisition and sampling was used (CVS-CFV AVL CEC, exhaust gas analyzing set AVL CEB 600 and a test control unit – AVL Cesar.

4. Test results

The adjustments of the fuel dose preset in the ECU as selected through the analyses published in [4] were verified and evaluated. The evaluation was executed in two stages.

In the first stage – on a chassis dynamometer points corresponding to the engine operating states within the driving cycle (ECE 83.05 and Directive 98/61/EC) were selected (Fig. 4) for which the vehicle maintains constant speeds (Tab. 1). Such a selection of the engine operating points made it possible to measure the toxic emissions for different fuel dose calibrations. The obtained results could be compared, which enabled an evaluation of the influence of the calibration of the fuel dose on the exhaust emissions and a comparison of these results to the data obtained on the chassis dynamometer. Because the total quantity of the consumed fuel was constant and the vehicle maintained its speed, the engine efficiency remained on a constant level. The distribution of the measuring points on the NEDC driving cycle has been shown in Fig. 5. Three constant cruising speeds were selected: $V_1 = 50$ km/h in the third gear, $V_2 = 70$ km/h in the fifth gear and $V_3 = 100$ km/h in the fifth gear.

The second stage of the tests was the evaluation of the vehicle traction with the modified ECU algorithms. For safety reasons, due to a lack of certainty as to the engine behavior in its dynamic states with the modified ECU algorithms the traction tests were also performed on the chassis dynamometer. To this end, acceleration tests were performed at individual gears with a view

cyjony USTT charakteryzuje się skupieniem wartości wokół punktu centralnego ($\Delta n = 0$, $\Delta p_e = 0$) (rys. 2) i gradienty wynoszą odpowiednio 300 (obr/min)/s oraz 0,1 MPa/s.

3. Obiekt badań i stanowisko badawcze

Obiektem badań był samochód Fiat Panda z czterocylindrowym silnikiem o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa o czterech zaworach na cylinder, napędzanych dwoma wałkami rozrządu (DOHC). Silnik doładowany jest zespołem turbosprężarkowym i jest wyposażony w elektronicznie sterowany układ wtryskowy common rail z systemem Multijet.

Badania przeprowadzono w Pracowni Badań Toksyczności Spalin OBR SM BOSMAL w Bielsku-Białej, na hamowni podwoziowej typu SCHENCK 500GS/60 (rys. 3).

W pomiarach wykorzystano system poboru i próbkowania spalin CVS-CFV typu AVL CEC, zestaw analizatorów spalin AVL CEB 600 i komputerowy system sterujący pomiarami typu AVL Cesar.

4. Wyniki badań

Ocenie i weryfikacji podlegały regulacje dawki paliwa zaprogramowane w jednostce sterującej silnika, wytypowane na podstawie analiz przeprowadzonych badań będących tematem publikacji [4]. Ocena przebiegała w dwóch etapach.

W pierwszym – na hamowni podwoziowej wybrano punkty odpowiadające stanom pracy silnika w ramach testu jezdny (rys. 4) zgodnie z Regulaminem ECE 83.05 i Dyrektywą 98/61/EC, dla których samochód porusza się ze stałymi prędkościami jazdy (tab. 1). Taki dobór punktów pracy silnika umożliwił pomiar zawartości składników

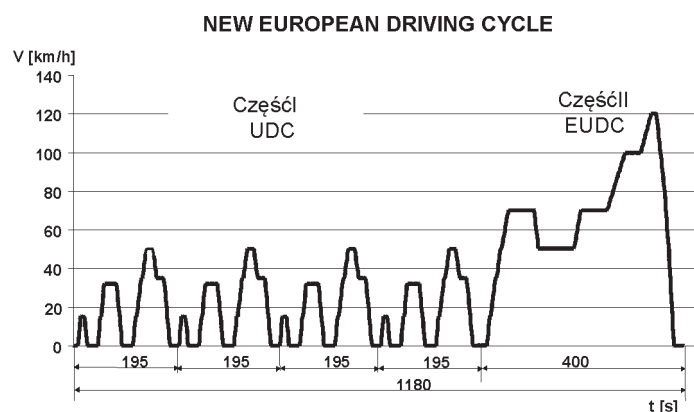


Fig. 4. The course of NEDC (UDC + EUDC)

Rys. 4. Przebieg europejskiego cyklu jezdny NEDC (UDC + EUDC)

for each gear undergoing the ECU algorithm modification to cover a substantial engine operating field. The vehicle behavior such as the acceleration and engine smoothness was evaluated during such trials. A subjective opinion of the vehicle driver as well as the results of the acquired speed and acceleration measurement constituted the trial.

Below the results of the first stage of the tests has been presented and discussed. The differences in engine control occurring for individual calibrations have been shown in Table 2. As a result of the modification of the calibration parameters the emissions were measured during the driving cycle. The calibration marked 1 denoted a regular engine calibration, 2 was related to the speeds of 50 and 70 km/h, and 3 was related to the speed of 100 km/h and consisted in an delay of the injection angle by the value at the „-”. The calibration 3 (50 and 70 km/h) and 2 (100 km/h) consisted in an advance of the injection angle by the value at the „+”.

The NO_x level was influenced by the following calibrations: NO_x increase occurs for the advanced of the injection angle (calibration 3) and its decrease for the delayed injection angle (calibration 2). Both the advancement (calibration 3)

toksycznych w spalinach dla różnych nastaw regulacyjnych dawki paliwa. Uzyskane w ten sposób wyniki mogły być porównywane, co pozwoliło na ocenę wpływu regulacji dawki paliwa na zmianę składu spalin i odniesienie tych wyników do danych z hamowni silnikowej. Ponieważ całkowita ilość zużywanego paliwa nie ulegała zmianie, jak również samochód poruszał się ze stałą prędkością, sprawność silnika pozostawała na stałym, niezmiennym poziomie. Rozkład punktów pomiarowych na tle testu jezdnego NEDC przedstawiono na rys. 5. Wytypowano trzy stałe prędkości jazdy: $V_1 = 50$ km/h na trzecim przełożeniu, $V_2 = 70$ km/h na piątym przełożeniu oraz $V_3 = 100$ km/h na piątym przełożeniu skrzyni biegów.

Table 1. Selected engine operating points

Tabela 1. Wytypowane punkty pracy silnika

No.	Cruising speed in NEDC [km]/ prędkość jazdy w teście NEDC [km]	Gear/przełożenie skrzyni biegów
1	50	III
2	70	V
3	100	V

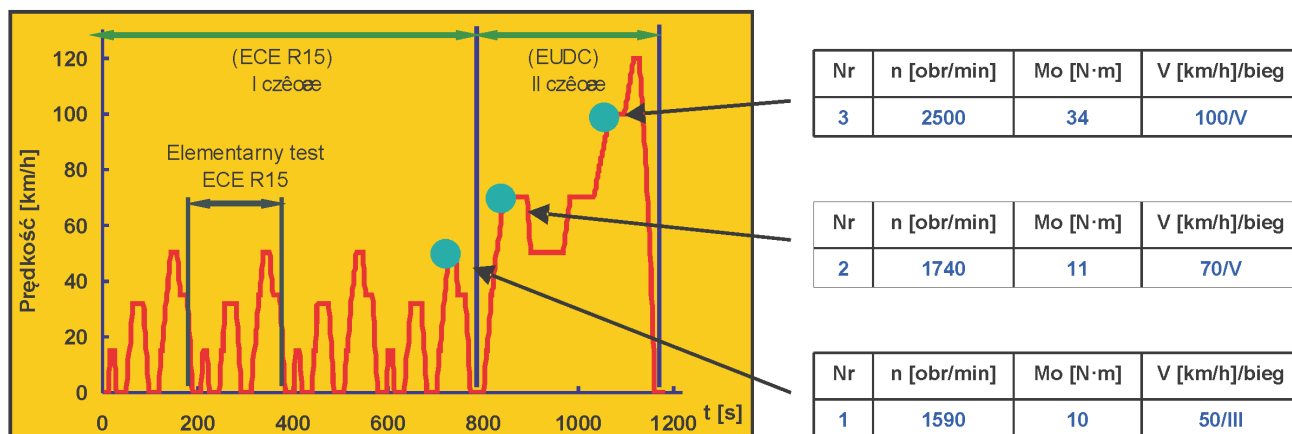


Fig. 5. Distribution of the measuring points in the driving cycle

Rys. 5. Rozkład punktów pomiarowych na tle testu jezdnego

and the delay (calibration 2) of the injection angle have an adverse effect on the level of hydrocarbons (HC level grows). The nature of the CO concentration variation is analogical to the changes in hydrocarbons, which was discussed above. The calibration changes marked 2 indicate a miniscule increase in the content of hydrocarbons, carbon monoxide and particulate matter while the NO_x is reduced, which is the most favorable adjustment.

For the speed of $V_1 = 50$ km/h and the third gear, following the calibration changes no significant improvement of the toxic component concentration was observed (Fig. 6). A different color denotes the engine operating points with a standard calibration for reference.

For the speed of $V_2 = 70$ km/h and the fifth gear as a result of the calibration changes the content of the most of the toxic exhaust components was improved (Fig. 7). As per Table 3, calibration 1 was a standard engine calibration, calibration

Drugim etapem badań była ocena zdolności trakcyjnych pojazdu przy zmodyfikowanych algorytmach sterowania silnikiem. Ze względu na bezpieczeństwo, przejawiające się brakiem pewności co do zachowania silnika w stanach dynamicznych przy zmienionych algorytmach sterowania, badania zdolności trakcyjnych wykonano również na hamowni podwoziowej. W tym celu przeprowadzono próby przyspieszenia na poszczególnych przełożeniach skrzyni biegów, mających na celu objęcie swoim zakresem znaczącego pola pracy silnika, w którym dokonywano modyfikacji algorytmów sterowania silnika. Ocenie podlegało zachowanie się pojazdu podczas takich prób, zdolność przyspieszania i równomierność pracy silnika. Wynikiem była subiektywna ocena prowadzącego pojazd oraz wyniki z akwizycji pomiaru prędkości i przyspieszenia.

Poniżej przedstawiono i omówiono wyniki pierwszego etapu badań. Różnice w sterowaniu silnika występujące dla

2 denoted a delay in the injection angles and calibration 3 denoted an increase in the main- and pre- injection angle (no pilot injection).

Table 2. Engine control calibration
Tabela 2. Kalibracje sterowania silnikiem

Calibration number/ numer kalibracji	Differences in engine control for individual calibrations/różnice w sterowaniu dla poszczególnych kalibracji
V = 50 km/h; III gear/bieg	
1	Standard adjustment/regulacja standardowa
2	pilot, pre, main, -3
3	pilot, pre, main, +2
V = 70 km/h; V gear/bieg	
1	Standard adjustment/regulacja standardowa
2	pre, main, -2
3	pre, main, +4
V = 100 km/h; V gear/bieg	
1	Standard adjustment/regulacja standardowa
2	pre, main, +2
3	pre, main, -4

The calibrations consisting in the delay of the injection angle are advantageous for the NO_x level in the exhaust (NO_x reduction). A significant NO_x growth is seen when the injection angle is substantially advanced (calibration 3). The hydrocarbon content in the exhaust for the above calibrations drops for all the said calibrations at the discussed engine operating point and the most advantageous drop in this content occurs for calibration 3 when the injection angle is advanced. A similarity in the changes of the content of hydrocarbons and carbon monoxide can be observed. The content of carbon monoxide decreased as a result of the calibration, yet, due to a particularly low content of this component, the changes are negligible. Calibration 2 is the most appropriate – a drop in all three toxic components occurs at a miniscule increase of PM. At the speed of V_3 , following the calibration changes an improvement of certain toxic components was achieved (Fig. 8). Similarly to the above discussed engine operating points, also in this case ($V = 100$ km/h) the calibration changes (advancement of the injection angle) have an adverse effect on the NO_x content in the exhaust.

The presented changes in the content of hydrocarbons and carbon monoxide in the exhaust as a function of the injection angle, again, show a similar nature, however, the influence of these adjustments is negligible as the content level of both components is very little.

poszczególnych kalibracji przedstawiono w tab. 2. W wyniku zmiany parametrów kalibracyjnych dokonano pomiarów emisji składników toksycznych w warunkach testu ruchu pojazdu. Kalibracje oznaczone numerem 1 dotyczyły standardowej regulacji silnika, kalibracje oznaczone numerem 2 odnosiły się do prędkości jazdy 50 i 70 km/h, a kalibracja numer 3 odnosiła się do prędkości jazdy 100 km/h i dotyczyła regulacji polegającej na opóźnieniu kąta wyprzedzenia wtrysku o podaną wartość dla znaku „-”. Z kolei kalibracja oznaczona numerem 3 (dla prędkości jazdy 50 i 70 km/h) i kalibracja 2 (dla prędkości jazdy 100 km/h) dotyczyły regulacji polegającej na przyspieszaniu kąta wyprzedzenia wtrysku o podaną wartość dla znaku „+”.

Dla prędkości $V_1 = 50$ km/h i trzeciego przełożenia skrzyni biegów w wyniku zmian kalibracyjnych nie uzyskano znaczącej poprawy stężeń składników toksycznych (rys. 6). Odmianym kolorem zaznaczono punkt pracy bez kalibracji dla standardowej regulacji jako poziomu odniesienia.

Na poziom zawartości tlenków azotu wpływają dokonane regulacje: wzrost zawartości NO_x występuje przy zwiększaniu kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracja 3), a zmniejszenie dla opóźnionego kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracja 2). Zarówno zwiększenie kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracja 3), jak i jego zmniejszenie (kalibracja 2) wpływają niekorzystnie na stężenie węglowodorów (powodują ich zwiększenie). Charakter zmian stężenia tlenku węgla w spalinach jest analogiczny do zmian zawartości węglowodorów – co omówiono wyżej. Zmiany kalibracyjne oznaczone numerem 2 wskazują na niewielkie zwiększenie zawartości węglowodorów i tlenku węgla oraz cząstek stałych przy zmniejszeniu zawartości tlenków azotu – co jest nastawą najbardziej odpowiednią.

Dla prędkości $V_2 = 70$ km/h i piątego przełożenia skrzyni biegów w wyniku zmian kalibracyjnych uzyskano poprawę większości składników toksycznych (rys. 7). Zgodnie z

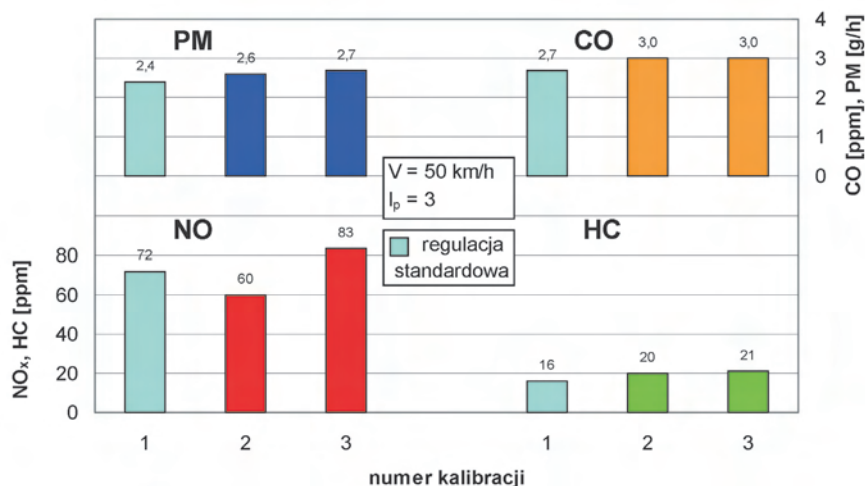


Fig. 6. The influence of the calibration of the injection angle on the toxic emissions at the speed of $V = 50$ km/h in the third gear

Rys. 6. Wpływ kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku na zmiany zawartości składników szkodliwych spalin przy prędkości $V = 50$ km/h na trzecim przełożeniu skrzyni biegów

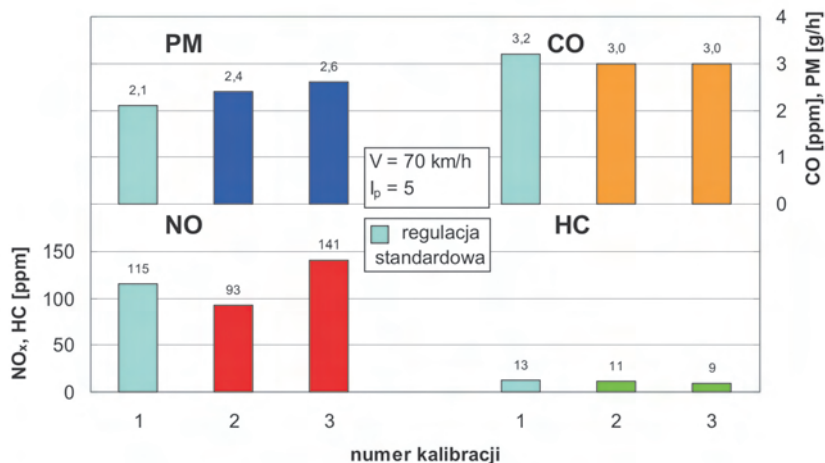


Fig. 7. The influence of the calibration of the injection angle on the toxic emissions at the speed of $V = 70$ km/h in the fifth gear

Rys. 7. Wpływ kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku na zmiany zawartości składników szkodliwych spalin przy prędkości $V = 70$ km/h na piątym przełożeniu skrzyni biegów

Calibration 3 is the optimum one – at a small increase of hydrocarbons and carbon monoxide an evident drop in the content of NO_x and PM emission takes place.

The tests on the chassis dynamometer allow an evaluation of the injection system adjustments in driving cycle conditions (in this case stable conditions); the following ecological indexes have been obtained (in %):

- at the speed of 50 km/h in the third gear: decrease in NO_x level by 17% and increase in PM by 8%,
- at the speed of 70 km/h in the fifth gear: decrease in NO_x level by 20%, and increase in PM by 14%,
- at high speeds ($V = 100$ km/h, fifth gear) an 11% decrease in the PM emissions has been achieved and a 19% decrease in the NO_x emission while the content of carbon monoxide and hydrocarbons remained unchanged.

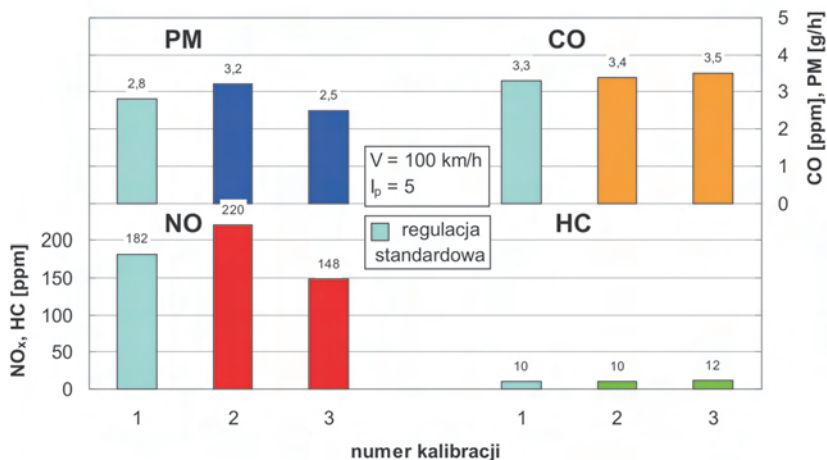


Fig. 8. The influence of the calibration of the injection angle on the toxic emissions at the speed of $V = 100$ km/h in the fifth gear

Rys. 8. Wpływ kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku na zmiany zawartości składników szkodliwych spalin przy prędkości $V = 100$ km/h na piątym przełożeniu

tabelą 3, kalibracja o numerze 1 dotyczy standardowej regulacji silnika, kalibracja 2 jest związana ze zmniejszeniem kąta wyprzedzenia wtrysku, a kalibracja 3 dotyczy wzrostu kąta wyprzedzenia dawki wtrysku main oraz pre (dawka pilot nie występuje).

Zmiany kalibracyjne, polegające na opóźnieniu kąta wyprzedzenia wtrysku, korzystnie wpływają na zawartość tlenków azotu w spalinach, powodując ich obniżenie. Znaczący wzrost zawartości tlenków azotu w spalinach jest wywołany dużym wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracja 3). Z kolei zawartość węglowodorów w spalinach dla przeprowadzonych kalibracji wykazuje zmniejszenie wartości tego składnika dla wszystkich regulacji w omawianym punkcie pracy silnika, przy czym bardziej korzystny spadek ma miejsce w przypadku kalibracji 3, związanej ze zwiększeniem kąta wyprzedzenia wtrysku. Potwierdza się sytuacja dużej zbieżności w przebiegu zmian zawartości węglowodorów i tlenku węgla w spalinach. Zawartość tlenku węgla w wyniku kalibracji zmalała, jednakże z uwagi na bardzo małą zawartość tego składnika, widoczne zmiany mogą być praktycznie pominięte. Kalibracja 2 jest najbardziej odpowiednią – następuje spadek zawartości wszystkich trzech składników gazowych, przy niewielkim wzroście cząstek stałych. Przy prędkości V_3 w wyniku zmian kalibracyjnych poprawę niektórych składników toksycznych (rys. 8). Podobnie jak dla omówionych wyżej punktów pracy silnika, również w tym przypadku ($V = 100$ km/h) zmiany kalibracyjne, powodujące zwiększenie kąta wyprzedzenia wtrysku, negatywnie oddziałują na zawartość tlenków azotu w spalinach.

Przedstawione zmiany zawartości węglowodorów oraz tlenku węgla w spalinach jako funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku ponownie wykazują podobny charakter zmian, przy czym wpływ tych regulacji jest znikomy, biorąc pod uwagę bardzo mały poziom zawartości obu składników. Kalibracja oznaczona numerem 3 jest najbardziej optymalna – przy nieznacznym wzroście zawartości węglowodorów i tlenku węgla następuje wyraźny spadek zawartości tlenków azotu i cząstek stałych.

Badania na hamowni podwozowej pozwalają ocenić prawidłowość nastaw układu wtryskowego w warunkach jezdnych (w tym przypadku – warunkach ustalonych): uzyskano następujące wskaźniki ekologiczne (procentowe):

5. Conclusions

The tests performed on the chassis dynamometer (after engine fitting into the vehicle) confirmed the results obtained during earlier chassis dynamometer tests in terms of the influence of the fuel dose modification on the exhaust emissions. Through a modification of the engine control algorithms a decrease in the content of NO_x has been achieved with a miniscule increase in the content of hydrocarbons and PM while the engine efficiency remained unchanged. The obtained results indicate that the tests performed on the engine test bed (stable engine conditions) are fully confirmed by the tests performed on the chassis dynamometer. Hence, it allows a reduction in the research costs that are very high as regards the chassis dynamometer tests. However, one should not forget about the dynamic states of the engine operation during the driving cycles whose realization on the engine test bed is still a difficult and costly task.

Conclusions from the tests:

1. The modification of the standard calibration led to a decrease in the NO_x emissions.
2. A simultaneous reduction of NO_x and PM took place at a small increase in the content of CO and HC.

The presented analyses prove a huge potential of high pressure injection systems whose unlimited calibration possibilities allow a reduction of the toxic components and noise as well as a selection of an appropriate engine torque).

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Bielańczyc P., Merkisz J., Pielecha J.: Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [2] Körfer T., Herrmann O.E., Lamping M., Ruhkamp L., Pischinger S., Schnorbus T.: Advanced, robust control strategies for precise emission control of diesel engines during highly dynamic test cycles. 28. Internationales Wiener Motorensymposium, Wiedeń 2007.
- [3] Merkisz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, tom 1 i 2. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
- [4] Pietras D., Świątek P.: Dobór kalibracji sterowania silnika 1.3 Multijet w aspekcie jego osiągnięć i składu spalin. Silniki Spalinowe 2/2008.
- [5] Pietras D., Świątek P., Świątek A.: Ocena wpływu przebiegu dawki paliwa na wybrane parametry pracy i skład spalin silnika 1.3 Multijet. PTNSS P07-C008, Silniki Spalinowe 2007-SC1, Poznań-Bielsko-Biała 2007.
- [6] Pietras D., Sobieszkański M., Świątek A., Pajdowski P.: Dobór parametrów pracy silnika 1.3 Multijet charakterystycznych dla testu jezdnego NEDC do badań rozwojowych. PTNSS P05-C065, PTNSS Kongres, Szczyrk 2005.
- [7] Suzuki M., Tsuzuki N., Teramachi Y.: The new Toyota L-4 direct-injection diesel engine – Toyota D-4D Clean Power Concept. 26. Internationales Wiener Motorensymposium, Wiedeń 2005.
- [8] Wituszyński K.: Testowanie silników spalinowych na hamowni silnikowej. Czasopismo Techniczne. Mechanika z. 7-M/2000. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2000.

- a) przy prędkości 50 km/h na III biegu: zmniejszenie tlenków azotu o 17% przy jednoczesnym zwiększeniu emisji cząstek stałych o 8%,
- b) przy prędkości 70 km/h i V biegu uzyskano zmniejszenie tlenków azotu o 20%, przy jednoczesnym zwiększeniu emisji cząstek stałych o 14%,
- c) w zakresie wysokich prędkości jazdy ($V = 100$ km/h na V biegu) uzyskano 11-procentowe zmniejszenie emisji cząstek stałych i jednocześnie 19-procentowe zmniejszenie stężenia tlenków azotu przy braku zmian stężenia tlenku węgla i węglowodorów.

5. Podsumowanie

Przeprowadzone badania na hamowni podwoziowej (po zabudowie silnika w samochodzie) potwierdziły wyniki uzyskiwane we wcześniejszych badaniach na hamowni silnikowej, co do wpływu kształtowania dawki paliwa na zawartość składników toksycznych w spalinach. Dokonując modyfikacji algorytmu sterowania silnikiem, uzyskano zmniejszenie zawartości tlenków azotu w spalinach przy niezmięnionej sprawności silnika i przy znikomym wzroście zawartości węglowodorów i cząstek stałych. Uzyskane wyniki wskazują na to, że badania przeprowadzone na hamowni silnikowej (w ustalonych warunkach pracy silnika) znajdują w pełni potwierdzenie w badaniach realizowanych na hamowni podwoziowej. Pozwala to tym samym na ograniczenie kosztów prac badawczych, które są bardzo wysokie w przypadku realizacji badań na hamowniach podwoziowych. Należy jednakże pamiętać o stanach dynamicznych pracy silnika podczas wykonywania testów jezdnych, których realizacja na hamowniach silnikowych jest nadal trudnym i kosztownym zadaniem.

Wnioski wynikające z badań:

1. W wyniku dokonanych kalibracji zawartość tlenków azotu wyraźnie malała w stosunku do standardowej regulacji silnika.
2. Możliwe było równoczesne zmniejszenie zawartości tlenków azotu i cząstek stałych przy niewielkim wzroście stężenia CO i HC.

Przedstawione analizy świadczą o dużym potencjale wysokociśnieniowych układów wtryskowych, których dowolne sterowanie (kształtowanie procesu wtrysku) pozwala na osiągnięcie zamierzonych celów (w postaci zmniejszenia emisji składników toksycznych oraz generowanego hałasu, a także kształtowania momentu obrotowego silnika spalinowego).

Prof. Jerzy Merkisz, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.
e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl



Mr. Piotr Świątek, DEng. – Leader Product Engineering, GM Project Office at FIAT-GM Powertrain Polska sp. z o.o.

Dr inż. Piotr Świątek – inż. ds. badań w FIAT-GM Powertrain Polska sp. z o.o.
e-mail: piotr.swiatek@pl.gm.com



The effect of multi-phase injection on selected parameters of the common rail fuel system

The common rail fuel supply systems due to their flexibility of injection characteristics are the most frequently applied fuel supply solution in Diesel engines. The most essential parameters, which have the effect on the phenomena taking place in a Common Rail system are the duration of the injection, rail pressure and fuel temperature. There may also be other factors effecting the course of the injection. The split of the fuel dose into a few parts can cause a pressure fluctuation in the rail and also in the whole system, effecting the course of the injection. In the article tests results related with the influence of multiple injection on the total fuel dose and real onset of the injection have been presented. The tests were carried out on a test stand fitted with Bosch EPS-815 (electronic fuel dose measurement). For the testing of the real injection onset the visualization system AVL Visioscope was used. The control of the injector was realized through a controller which enabled to split the fuel dose into three parts.

Key words: common rail, fuel injection, injection control, injection pressure, fuel dose

Wpływ wielofazowości wtrysku na wybrane parametry systemu zasilania common rail

Zasobnikowe układy zasilania common rail, ze względu na swoją elastyczność w kształtowaniu charakterystyki wtrysku, są obecnie najczęściej stosowanym rozwiązaniem układów zasilania silników wysokoprężnych. Najistotniejszymi parametrami wpływającymi na zjawiska zachodzące w takich układach są czas wtrysku, ciśnienie paliwa w szynie oraz temperatura paliwa. Na przebieg procesu wtrysku wpływają także inne czynniki. Podział dawki na kilka części może powodować pulsacje ciśnienia w zasobniku i w całym układzie, wpływając na przebieg tego procesu. W artykule przedstawiono wyniki badań wpływu wielofazowości wtrysku na wielkość sumarycznej dawki paliwa oraz rzeczywisty początek wtrysku. Badania prowadzono na stanowisku badawczym wyposażonym w stół probierczy Bosch EPS-815 z elektronicznym pomiarem dawki paliwa, a do określania rzeczywistego początku wtrysku wykorzystano system wizualizacyjny AVL Visioscope. Sterowanie wtryskiwaczem realizowano za pomocą opracowanego sterownika umożliwiającego podział dawki na trzy części.

Słowa kluczowe: common rail, wtrysk paliwa, sterowanie wtryskiem, ciśnienie wtrysku, dawka paliwa

1. Introduction

Because the Euro emission standards are very strict, the fuel systems have to be very precise in their operation. Then, the course of the injection depends on many phenomena occurring in the whole system.

The designers of compression ignition engines have to live up to the challenge resulting from the need to limit the fuel consumption while simultaneously saving high dynamic parameters of the engine. Currently, due to the flexibility of the injection characteristics, common rail systems are the most frequently applied fuel supply systems in Diesel engines [7].

The possibility of realization of a multitude of injections during the same work cycle allows a free control of the course of injection but at the same time it results in issues related to the interaction between the injections. It particularly concerns a situation when the injections are located close to one another. The most essential parameters effecting on the dosage precision are the duration of the injection, the rail pressure and the fuel temperature. While the duration of the injection can be precisely controlled by a system controller, the fuel pressure and the fuel temperature change dynami-

1. Wstęp

Zmniejszające się w kolejnych normach Euro limity dotyczące emisji zanieczyszczeń z silników wymagają od układów zasilania dużej precyzji kształtowania charakterystyki wtrysku, która uwarunkowana jest wieloma zjawiskami zachodzącymi w całym układzie. Przed konstruktorami wysokoprężnych silników spalinowych stoją wyzwania wynikające z konieczności zapewnienia zmniejszenia zużycia paliwa i jednocześnie zachowania wysokich parametrów dynamicznych jednostki napędowej. Obecnie najczęściej stosowanym rozwiązaniem układu zasilania silników wysokoprężnych są zasobnikowe układy typu *common rail*, ze względu na swoją elastyczność w kształtowaniu charakterystyki wtrysku [7].

Możliwość realizacji wielu wtrysków w czasie jednego cyklu pracy pozwala na elastyczne kształtowanie charakterystyki wtrysku, ale jednocześnie powoduje powstawanie nowych problemów związanych z wzajemnym oddziaływaniem kolejnych wtrysków, zwłaszcza w sytuacji, gdy występują one w niewielkich odległościach kątowych. Najistotniejszymi parametrami wpływającymi na dokładność dawkowania są: czas wtrysku, ciśnienie paliwa w szynie oraz temperatura

cally effecting on the whole injection process and the fuel dose and thus on all the engine parameters [1, 3].

In the article the effect of a multi-phase injection on the course of the injection process has been presented. Keeping a constant total injection duration and the fuel temperature, the injected fuel dose and the actual onset of the injection were measured. High-speed processes (the fuel pressure changes in the injection pipe behind the fuel rail and before the injector) and the injector control signals were recorded as well. In this scope the demonstration test results have been presented. The tests were conducted on a test stand equipped with a Bosch EPS-815 (electronic fuel dose measurement). For the testing of the actual onset of the injection the visualization system AVL Visioscope was used.

2. Test stand and measurement methodology

The basic elements of the test stand during the tests were as follows: test bench with a fuel dose measurement system with a heat exchanger, high pressure rail and electronically controlled injector. The fuel was injected into a special fuel chamber which enabled the observation of the injected fuel spray. With the use of the visualization system AVL Visioscope the fuel injection into the measuring chamber was filmed. It was realized at 0.1° angle resolution of the pump shaft. The schematics of the test stand has been shown in Fig. 1.

The description of the fuel dose depending on its splitting strategy was the fundamental aim of the tests. The distances between the onsets of the injector control signals as well as the injection durations were changed. Tests have been conducted for doses splitting into two parts (pilot dose and main dose). The adjusted total injection duration T_{inj} was 1.0 and 3.0 ms depending on the test program. The injection duration should be construed as a duration of the control signal used for the injector opening. The distances between the onsets of the control signals are adjustable parameters and shouldn't be identified as the real injection onsets. The issues connected with multi-phase injection and actual injection onsets is a continuation of the tests presented in papers [2, 4, 5, 6, 8].

Each series of tests were performed at a constant injected fuel temperature T_{inj} ,

paliwa. O ile czas wtrysku może być dokładnie kontrolowany przez sterownik układu, o tyle ciśnienie i temperatura paliwa panujące w układzie zmieniają się dynamicznie, wpływając na wielkość dawki i całą charakterystykę wtrysku, a tym samym na parametry silnika [1, 3].

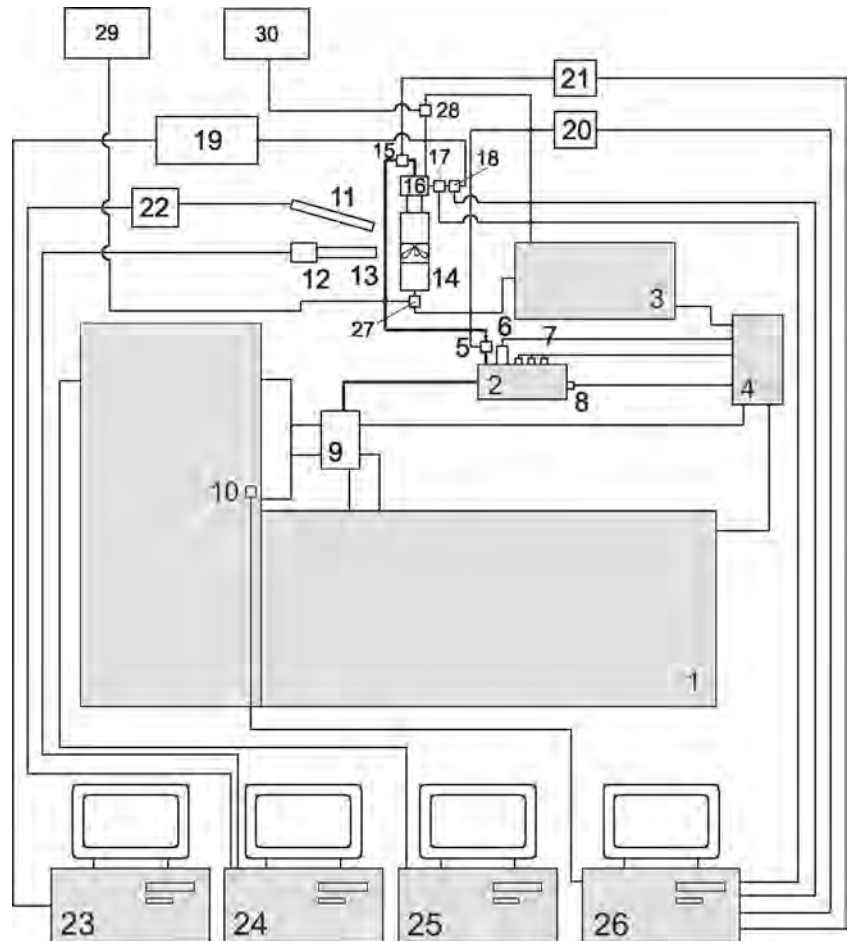


Fig. 1. Schematics of the test stand: 1 – test bench Bosch EPS 815, 2 – rail of high pressure, 3 – fuel dose measurement set Bosch KMA 822 with heat exchanger, 4 – control module of high-pressure pump, 5, 15 – piezoresistive pressure sensors, Kistler 4067A2000, 6 – rail pressure sensor, 7 – rail pressure regulators, 8 – fuel temperature sensor, 9 – high pressure pump, 10 – optical position and speed sensor of the pump shaft AVL 365C, 11 – light pipe, 12 – digital camera PixelFly VGA, 13 – endoscope, 14 – visualization chamber, 16 – tested injector, 17 – measurement connector of injector control voltage, 18 – injector current sensor PA-55, 19 – microprocessor controller of injector, 20, 21 – charge amplifiers AVL 3057-A01, 22 – light unit, 23 – computer with control software of the injector, 24 – visualization system AVL Visioscope, 25 – computer with software for test bench control and measurement of the fuel dose, 26 – computer with data acquisition devices for high-speed processes recording, 27, 28 – temperature sensors, 29, 30 – thermometers EMT 101

Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego: 1 – stół probierczy Bosch EPS 815, 2 – zasobnik wysokiego ciśnienia, 3 – zespół pomiaru dawki paliwa Bosch KMA 822 z wymiennikiem ciepła, 4 – moduł sterowania pompą wysokiego ciśnienia, 5, 15 – piezorezystywne czujniki ciśnienia Kistler 4067A2000, 6 – czujnik ciśnienia w szynie, 7 – zespół regulatorów ciśnienia w szynie, 8 – czujnik temperatury paliwa, 9 – pompa wysokiego ciśnienia, 10 – optyczny czujnik położenia i prędkości obrotowej wałka pompy AVL 365C, 11 – światłowód, 12 – kamera cyfrowa PixelFly VGA, 13 – endoskop, 14 – komora wizualizacyjna, 16 – badany wtryskiwacz, 17 – złącze pomiaru napięcia sterującego wtryskiwaczem, 18 – czujnik prądu wtryskiwacza PA-55, 19 – mikroprocesorowy sterownik wtryskiwacza, 20, 21 – wzmacniacze ładunku, 22 – moduł światła, 23 – komputer z oprogramowaniem sterującym pracą wtryskiwacza, 24 – system wizualizacyjny AVL Visioscope, 25 – komputer z oprogramowaniem do sterowania stołu probierczego i zespołu pomiaru dawki, 26 – komputer z kartą pomiarową do rejestracji przebiegów szybkowzmiennych, 27, 28 – czujniki temperatury, 29, 30 – termometry EMT 101

fuel pressure p in the rail and frequency of the operation of the injector. A frequency of the operation of the injector resulted from the speed n of the pump shaft.

The parameter values related to the fuel injection have been shown in the figures presenting the test results. The symbols describing the injection strategy have been shown in Fig. 2.

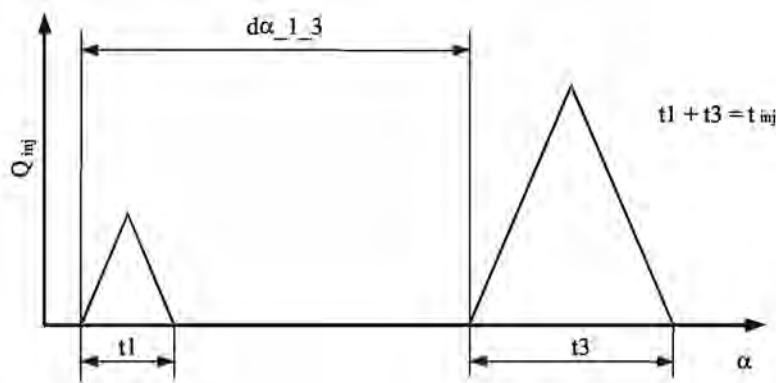


Fig. 2. Symbols describing the injection strategy

Rys. 2. Schemat przyjętych oznaczeń parametrów strategii wtrysku

Based on the analysis of the filmed injection courses in the measuring chamber the actual injection onsets were described with high precision. For a two-phase injection the changes of the actual injection onset for the main dose have been determined referred to the actual injection onset for the single-phase injection (only the main dose). In Fig. 3 the images of the injected stream have been presented.

During the tests the injectors by Bosch fitted in the engine of Renault G9T (marked 445 010 343-01) and those fitted in Fiat Multijet 1.3 (marked 445 010 083) were used. These injectors worked with a high-pressure pump which is used in the said engines – CR/CP1S3/L70/10-1V and CR/CP1K3/R55/10-S respectively. The injectors were controlled by a controller developed by the Department of Automotive Vehicles and Internal Combustion Engines that enabled to split the fuel dose and change their angle in a wide range. A detailed description of the controller and the injection system have been presented in work [1].

3. Test results

In Fig. 4 and 5 the influence of the distance between the onset of the pilot injection and the start of the main injection $d\alpha_{1_3}$ on the fuel dose Q_{inj} at various rail pressures p_{rail} and at the pump speed $n = 600$ rpm has been presented. In this case due to the split of the fuel dose into two parts, the total injection duration amounted 1.0 ms (pilot dose 0.5 ms and the main dose 0.5 ms). For the injector fitted in Renault (Fig. 4), the largest dose fluctuations appear for shorter intervals between the doses and lower pressures. For two different angle intervals between the pilot dose and the main dose (15° and 20°) at the rail pressure of 75 MPa the difference between the obtained dose values amounted to more than $10 \text{ mm}^3/\text{injection}$ (Fig. 4). A little smaller changes of the dose are obtained for the injector fitted in Fiat (approximately

W niniejszym artykule zaprezentowano wpływ wielofazowości wtrysku na przebieg procesu dawkowania paliwa. Przy zachowaniu stałego sumarycznego czasu oraz temperatury wtryskiwanego paliwa mierzono wielkość wtryskiwanej dawki oraz rzeczywisty początek wtrysku. Rejestrowano także przebiegi szybkozmienne (ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym za szyną i przed wtryskiwaczem) oraz sygnały sterujące wtryskiwaczem. W tym zakresie zaprezentowano w niniejszym artykule przykładowe wyniki pomiarów. Badania prowadzono na stanowisku badawczym wyposażonym w stół probierczy Bosch EPS-815 z elektronicznym pomiarem dawki paliwa. Do określania rzeczywistego początku wtrysku wykorzystano system wizualizacyjny AVL Visioscope.

2. Stanowisko badawcze i metodyka pomiarów

Podstawowymi elementami stanowiska pomiarowego wykorzystanego w badaniach są: stół probierczy Bosch EPS-815 wraz z zespołem pomiaru dawki paliwa Bosch KMA 822 z wymiennikiem ciepła, szyna wysokiego ciśnienia oraz wtryskiwacz sterowany elektronicznie. Paliwo wtryskiwane było do specjalnej komory wypełnionej paliwem, która umożliwiała obserwację strugi wtryskiwanego paliwa. Za pomocą systemu wizualizacyjnego AVL Visioscope filmowano wtrysk paliwa do komory pomiarowej z rozdzielczością kątową wynoszącą $0,1^\circ$ obrotu wałka pompy. Schemat stanowiska przedstawiono na rys. 1.

Zasadniczym celem badań było określenie wielkości dawki paliwa w zależności od strategii jej podziału. Zmianom podlegały odległości pomiędzy początkami sygnałów sterujących pracą wtryskiwacza oraz czasy jego otwarcia. Badania przeprowadzono dla podziału dawki paliwa na dwie części (dawka pilotowa i dawka główna). Przyjęty sumaryczny czas wtrysku paliwa t_{inj} wynosił, w zależności od programu pomiarów, 1,0 lub 3,0 ms, przy czym przez czas wtrysku należy rozumieć czas trwania sygnału sterującego otwarciem wtryskiwacza. Odległości między początkami sygnałów sterujących wtryskiwaczem są parametrami ustawianymi i nie należy ich utożsamiać z rzeczywistymi początkami wtrysku paliwa. Problematyka związana z wielofazowością wtrysku i rzeczywistym początkiem wtrysku stanowi kontynuację badań przedstawionych w pracach [2, 4, 5, 6, 8].

Każda seria badań prowadzona była przy ustalonej temperaturze wtryskiwanego paliwa T_{inj} w komorze pomiarowej, ciśnieniu paliwa p_{rail} w szynie paliwowej oraz częstotliwości pracy wtryskiwacza, która wynikała z prędkości obrotowej n wałka pompy wysokiego ciśnienia.

Wartości parametrów związanych z wtryskiem paliwa zostały ujęte na rysunkach prezentujących wyniki badań. Natomiast symbole przyjęte do oznaczania parametrów strategii wtrysku przedstawiono na rys. 2.

Na podstawie analizy sfilmowanych przebiegów procesu wtrysku paliwa do komory pomiarowej określono precyzyjnie rzeczywiste początki wtrysku. Dla wtrysku dwufazowego



Fig. 3. Course of injected fuel stream ($p_{\text{rail}} = 100$ MPa adjusted total injection duration $t_{\text{inj}} = 1.0$ ms, $n = 600$ rpm, injector Fiat)
 Rys. 3. Rozwój strugi wtryskiwanego paliwa ($p_{\text{rail}} = 100$ MPa, czas wtrysku $t_{\text{wtr}} = 1$ ms, $n = 600$ obr/min, wtryskiwacz Fiat

5 mm³/injection) and its value does not depend on the rail pressure (Fig. 5).

The ambiguous character of the fuel dose change results from a random wave phenomena in the injection system which could result in the opening of the injector for both lower and higher values of pressure p_{rail} in relation to the adjusted value.

wyznaczono zmiany rzeczywistego początku wtrysku dawki zasadniczej, przyjmując za punkt wyjściowy początek wtrysku tylko dawki zasadniczej (bez dawki pilotującej). Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe zdjęcia rozwoju strugi paliwa.

W badaniach wykorzystano wtryskiwacze firmy Bosch z silników Renault G9T (o oznaczeniu 445 010 343-01)

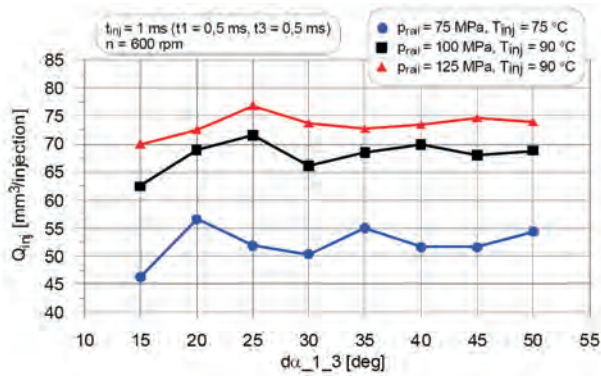


Fig. 4. The effect of distance between onsets of the pilot and the main injections da_{1_3} and various rail pressures p_{rail} on the fuel dose Q_{inj} (adjusted total injection duration $t_{inj} = 1.0$ ms, injector Renault)

Rys. 4. Wpływ odległości pomiędzy początkiem wtrysku pilotowego i głównego da_{1_3} oraz różnych ciśnień paliwa w szynie p_{rail} na wielkość dawki paliwa Q_{inj} (ustawiony sumaryczny czas wtrysku $t_{inj} = 1,0$ ms, wtryskiwacz Renault)

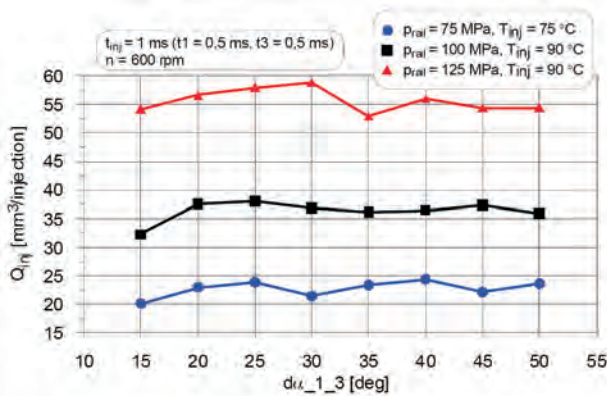


Fig. 5. The effect of distance between onsets of the pilot and the main injections da_{1_3} and various rail pressures p_{rail} on the fuel dose Q_{inj} (adjusted total injection duration $t_{inj} = 1.0$ ms, injector Fiat)

Rys. 5. Wpływ odległości pomiędzy początkiem wtrysku pilotowego i głównego da_{1_3} oraz różnych ciśnień paliwa w szynie p_{rail} na wielkość dawki paliwa Q_{inj} (ustawiony sumaryczny czas wtrysku $t_{inj} = 1,0$ ms, wtryskiwacz Fiat)

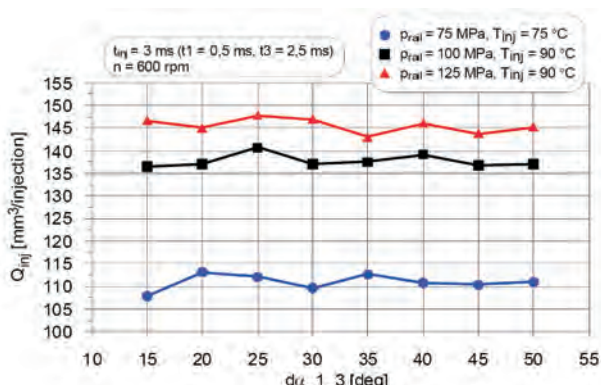


Fig. 6. The effect of distance between onsets of the pilot and the main injections da_{1_3} and various rail pressures p_{rail} on the fuel dose Q_{inj} (adjusted total injection duration $t_{inj} = 3.0$ ms, injector Renault)

Rys. 6. Wpływ odległości pomiędzy początkiem wtrysku pilotowego i głównego da_{1_3} oraz różnych ciśnień paliwa w szynie p_{rail} na wielkość dawki paliwa Q_{inj} (ustawiony sumaryczny czas wtrysku $t_{inj} = 3,0$ ms, wtryskiwacz Renault)

oraz Fiat Multijet 1.3 (445 010 083). Wtryskiwacze współpracowały z pompami wysokociśnieniowymi, takimi jak stosowane są w tych silnikach, czyli odpowiednio CR/CP1S3/L70/10-1V i CR/CP1K3/R55/10-S. Wtryskiwacze były sterowane sterownikiem, opracowanym w Zakładzie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Rzeszowskiej, pozwalającym na podział dawek oraz zmiany ich wielkości i położenia kąowego w szerokim zakresie. Szczegółowy opis sterownika i kompletacji układu wtryskowego przedstawiono w pracy [1].

3. Wyniki badań

Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono przykładowe wyniki badań określające wpływ odległości pomiędzy początkiem wtrysku pilotowego i głównego da_{1_3} na wielkość sumarycznej dawki paliwa Q_{inj} dla różnych ciśnień paliwa w szynie p_{rail} i przy prędkości obrotowej pompy $n = 600$ obr/min. W tym przypadku, przy podziale dawki na dwie części, całkowity czas wtrysku wynosił 1,0 ms (dawka pilotowa 0,5 ms i dawka główna 0,5 ms). Dla wtryskiwacza Renault (rys. 4), największe wahania dawki paliwa występują dla mniejszych odległości pomiędzy dawkami i przy niższych ciśnieniach. Dla dwóch różnych wartości odległości dawki pilotującej i zasadniczej (15 i 20°), przy ciśnieniu w szynie wynoszącym 75 MPa, różnica w wartościach uzyskanej dawki paliwa wyniosła ponad 10 mm³/wtrysk (rys. 4). Nieco mniejsze zmiany dawki występują dla wtryskiwacza Fiat (ok. 5 mm³/wtrysk), a ich poziom jest zbliżony, niezależnie od ciśnienia paliwa w szynie (rys. 5). Niejednoznaczny charakter zmian dawki paliwa wynika z losowych zjawisk falowych zachodzących w układzie wtryskowym, co powoduje, że otwarcie wtryskiwacza następować może zarówno dla mniejszych, jak i większych wartości ciśnienia p_{rail} w stosunku do wartości wyregulowanej.

Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono wyniki badań w układzie podobnym jak na rys. 4 i 5; różnica polega na zastosowaniu większej dawki paliwa. W tym przypadku sumaryczny czas otwarcia wtryskiwacza wynosił $t_{inj} = 3,0$ ms (dla dawki pilotowej $t_1 = 0,5$ ms i dla dawki głównej $t_3 = 2,5$ ms). Podobnie

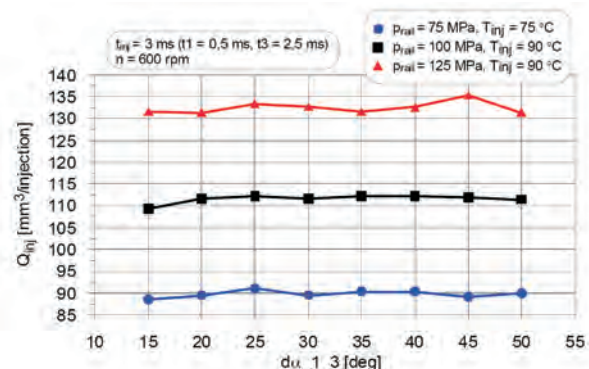


Fig. 7. The effect of distance between onsets of the pilot and the main injections da_{1_3} and various rail pressures p_{rail} on the fuel dose Q_{inj} (adjusted total injection duration $t_{inj} = 3.0$ ms, injector Fiat)

Rys. 7. Wpływ odległości pomiędzy początkiem wtrysku pilotowego i głównego da_{1_3} oraz różnych ciśnień paliwa w szynie p_{rail} na wielkość dawki paliwa Q_{inj} (ustawiony sumaryczny czas wtrysku $t_{inj} = 3,0$ ms, wtryskiwacz Fiat)

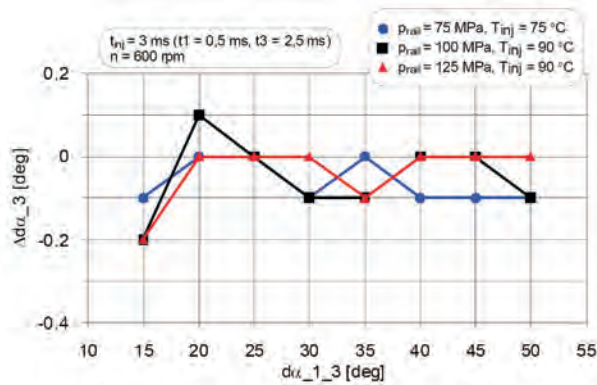


Fig. 8. The effect of distance between onsets of the pilot and the main injections α_{d1_3} and various rail pressures p_{rail} on the relative changes of the actual injection onset for the main dose $\Delta\alpha_{d3}$ (adjusted total injection duration $t_{inj} = 3.0$ ms, $n = 600$ rpm, injector Fiat)

Rys. 8. Wpływ odległości pomiędzy początkiem wtrysku pilotowego i głównego α_{d1_3} oraz różnych ciśnień paliwa w szynie p_{rail} na względne zmiany rzeczywistego początku wtrysku dawki głównej $\Delta\alpha_{d3}$ (ustawiony sumaryczny czas wtrysku $t_{inj} = 3,0$ ms, $n = 600$ obr/min, wtryskiwacz Fiat)

In Fig. 6 and 7 in a similar order, as in Fig. 4 and 5 the test results have been presented – in this case the difference depends on a larger fuel dose. In this case the total duration of the injection amounted to $t_{inj} = 3.0$ ms (for the pilot dose it was $t_1 = 0.5$ ms and for the main dose it was $t_3 = 2.5$ ms). As in the previously analyzed case a certain stabilization of the fuel dose for larger angle intervals between the pilot dose and the main dose can be observed. It particularly concerns the injector fitted in Renault. It has also been shown that for the lowest pressure value ($p_{rail} = 75$ MPa) the dose fluctuations are considerably lower than for the lower total dose ($t_{inj} = 1.0$ ms, compare Fig. 4). For the Fiat injector a smoother effect of the pressure on the fuel dose can be observed than for the Renault injector.

On the basis of the visualization tests for the Fiat injector it has been found, that the real injection onset for the main dose, at the pump speed amounting to 600 rpm, in the examined range practically doesn't depend on the position of the pilot dose over $\alpha_{d1_3} = 20$ deg. The largest changes of the actual injection onset for the main dose occur for small intervals between the pilot and the main doses. For high speed (2000 rpm) the range of these changes is distinct and amounts to more than 2.5 deg (Fig. 9). For the engine this value makes significant changes of the actual onset of the injection (above 5 deg CA). The largest changes for this speed also occur at small angle intervals between the pilot and the main doses (15–25 deg). For these distances, the distortion of the work of the injector causes an earlier opening of the injector. It might be the result of the needle inertia resulting from the injected fuel dose and the changes of the pressure under and over the needle cause an earlier lift of the needle as opposed to the injection realized without the pilot dose.

4. Conclusions

As it results from the analysis of the obtained results, the change of the mutual angle intervals of the individual parts of

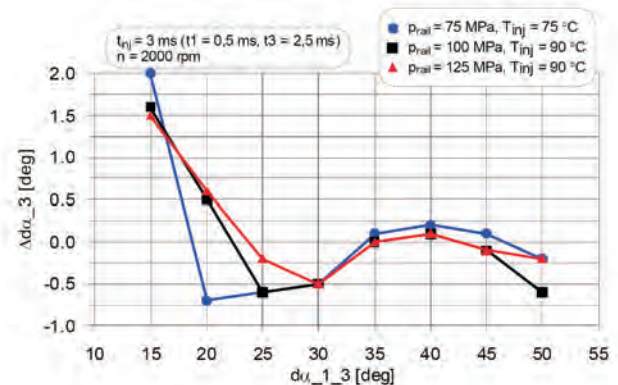


Fig. 9. The effect of distance between onsets of the pilot and the main injections α_{d1_3} and various rail pressures p_{rail} on the relative changes of the actual injection onset for the main dose $\Delta\alpha_{d3}$ (adjusted total injection duration $t_{inj} = 3.0$ ms, $n = 2000$ rpm, injector Fiat)

Rys. 9. Wpływ odległości pomiędzy początkiem wtrysku pilotowego i głównego α_{d1_3} oraz różnych ciśnień paliwa w szynie p_{rail} na zmiany względne rzeczywistego początku wtrysku dawki głównej $\Delta\alpha_{d3}$ (ustawiony sumaryczny czas wtrysku $t_{inj} = 3,0$ ms, $n = 2000$ obr/min, wtryskiwacz Fiat)

jak we wcześniej analizowanym przypadku, można zaobserwować pewną stabilizację dawki paliwa dla większych odległości kątowych pomiędzy dawką pilotową a główną (dotyczy to szczególnie wtryskiwacza Renault). Widać również, że dla najmniejszej wartości ciśnienia ($p_{rail} = 75$ MPa), wahania dawki są znacznie mniejsze niż miało to miejsce dla niższej dawki sumarycznej ($t_{inj} = 1,0$ ms, por. rys. 4). Dla wtryskiwacza Fiat zaobserwowano bardziej równomierny wpływ ciśnienia na wielkość dawki paliwa niż dla wtryskiwacza Renault.

Na podstawie badań wizualizacyjnych przeprowadzonych dla wtryskiwacza Fiat stwierdzono, że rzeczywisty początek wtrysku paliwa dawki zasadniczej dla prędkości obrotowej wałka pompy 600 obr/min, nie zależy od położenia dawki pilotującej powyżej $\alpha_{d1_3} = 20$ stopni w rozpatrywanym zakresie (rys. 8). Największe zmiany rzeczywistego początku wtrysku dawki zasadniczej występują dla małych odległości pomiędzy dawką pilotującą i zasadniczą. Dla większych prędkości obrotowych (2000 obr/min) zakres tych zmian jest już widoczny i wynosi ponad 2,5° (rys. 9), co w odniesieniu do silnika daje już znaczące zmiany rzeczywistego początku wtrysku dawki zasadniczej (ponad 5° OWK). Największe zmiany, dla tej prędkości, również występują przy małych odległościach kątowych dawki pilotującej i zasadniczej (15–25° obrotu wałka pompy). Dla tych odległości zakłócenia w pracy wtryskiwacza powodują wcześniejsze jego otwarcie. Wynikać to może z faktu, że iglica jest jeszcze w ruchu spowodowanym wtryskiwaną dawką pilotującą, a występujące zmiany ciśnienia pod iglicą i nad nią powodują jej wcześniejszy wznios w stosunku do wzniosu dla wtrysku realizowanego bez dawki pilotującej.

4. Wnioski

Przy realizacji wtrysku wielofazowego, jak wynika z analizy uzyskanych wyników, zmiana wzajemnego położenia kątowego poszczególnych części dawki powoduje odchyłki

the dose causes deviations during fuel dosage for both tested injectors and decreases the accuracy of the control. It results from a large fluctuation of the pressure in the injection pipe, which occurs even after the injection of small doses. Because, between the pilot and the main doses small angle intervals occur, the pressure wave cannot attenuate and the occurring pressure fluctuations cause a change of the dose even though the total dose duration is equal. Dosage changes result from the points on the pressure wave where the injector opening occurs. The pressure fluctuations can amount to approximately 40 MPa and such large changes cause the changing of the actual injection onset for the main dose. Taking into consideration that the length of the wave depends on many factors (for example fuel properties) these deviations can be difficult to compensate in the controller.

For high pump speed the changes of the actual injection onset for the main dose can amount to as many as several degrees, particularly for small intervals between the individual doses (an earlier opening of the injector occurs).

To consolidate, it should be stated that during the operation of a common rail system considerable deviations of the fuel dosage as well as the actual injection onset may occur, which may have an adverse effect on the emissions and functional parameters of the compression ignition engines.

Artykuł recenzowany

w dawkowaniu paliwa dla obu badanych wtryskiwaczy, zmniejszając precyzję sterowania. Wynika to z dużych wahań ciśnienia w przewodzie wtryskowym, jakie występują po wtrysnięciu nawet niewielkich dawek paliwa. Ponieważ pomiędzy dawką pilotującą a zasadniczą występują stosunkowo niewielkie odległości kątowe, to fala ciśnienia nie zdąży się wytlumić i występujące pulsacje ciśnienia powodują zmiany dawki, pomimo że sumaryczny czas jest jednakowy. Zmiany dawkowania zależą od tego, w jakim punkcie fali następuje otwarcie wtryskiwacza. Ponieważ z badań wynika, że wahania ciśnienia mogą wynosić nawet ponad 40 MPa, to tak duże zmiany powodują również zmiany rzeczywistego początku wtrysku dawki zasadniczej. Stąd też, biorąc pod uwagę, że długość fali zależy od wielu czynników (m.in. właściwości paliwa), odchylenia te mogą być trudne do skompensowania w charakterystykach sterownika. Dla dużych prędkości obrotowych zmiany rzeczywistego kąta początku wtrysku dawki zasadniczej mogą wynosić nawet kilka stopni, szczególnie dla małych odległości pomiędzy poszczególnymi dawkami (następuje wcześniejsze otwarcie wtryskiwacza).

Podsumowując należy stwierdzić, że w czasie pracy układu common rail mogą występować w określonych warunkach odchylenia zarówno w wielkości odmierzonej dawki paliwa, jak i rzeczywistego początku wtrysku, co może negatywnie wpływać na poziom emisji szkodliwych związków w spalinach oraz parametry użytkowe silnika wysokoprężnego.

Bibliography/Literatura

- [1] Balawender K.: Wpływ wybranych parametrów regulacyjnych procesu wtrysku na emisję cząstek stałych w silniku wysokoprężnym typu DI. Rozprawa doktorska, Rzeszów 2007.
- [2] Balawender K., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A.: The influence of mutual angle position of main, pilot and preinjection dose on fuel dosing in common rail system. Journal of POLISH CIMAC – Energetics Aspects, Vol. 3, No. 1, Gdańsk 2008.
- [3] Balawender K., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A.: The effect of angle position of main, pilot and preinjection fuel dose on nox formation in compression ignition engine with Common Rail system. Journal of KONES, Powertrain and Transport, Vol. 15, No. 3/2008.
- [4] Kuszewski H., Ustrzycki A.: Badania procesu dawkowania paliwa w zasobnikowym układzie wtryskowym. Вісник Національного транспортного університету, No. 14/2007, Kijów 2007.
- [5] Kuszewski H., Ustrzycki A.: Metodyka określania rzeczywistego początku wtrysku paliwa w układach zasilania silników wysokoprężnych. Prace Zachodniego Centrum Akademii Transportu Ukrainy, Lwów 2006.
- [6] Kuszewski H., Ustrzycki A.: Wpływ parametrów pracy zasobnikowego układu wtryskowego na rzeczywisty początek wtrysku paliwa. Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych, Silniki Spalinowe, „Mixture Formation, Ignition & Combustion”, 2007-SC2, 2007.
- [7] Praca zbiorowa: Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail. Informatory techniczne Bosch. WKiŁ, Warszawa 2005.
- [8] Ustrzycki A., Kuszewski H.: Badania początku wtrysku paliwa w układzie wtryskowym typu Common Rail. Materiały XVII konferencji międzynarodowej SAKON'06 nt. „Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji”, Rzeszów 2006.

Mr. Krzysztof Balawender, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszow University of Technology.

Dr inż. Krzysztof Balawender – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.
e-mail: kbalawen@prz.edu.pl



Mr. Hubert Kuszewski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszow University of Technology.

Dr inż. Hubert Kuszewski – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.
e-mail: hkuszew@prz.edu.pl



Mr. Kazimierz Lejda, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszow University of Technology.

Dr hab. inż. Kazimierz Lejda – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.
e-mail: klejda@prz.edu.pl



Mr. Adam Ustrzycki, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszow University of Technology.

Dr inż. Adam Ustrzycki – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.
e-mail: austrzyc@prz.edu.pl



The evaluation of the ecological consequences of the application of bioethanol in municipal public transportation

The paper presents systematized environmental perils resulting from the operation of combustion engines. A serious environmental threat was identified in the sector of public transportation. Hence, pro ecological projects in the public transportation sector have been presented. As a particular ecological solution bioethanol E95 has been presented as an alternative fuel for diesel engines. An analysis of the emissions from city buses has been performed: conventional and hybrid buses, fitted with diesel engines, fuelled with diesel oil and bioethanol E95. It has been observed that the application of bioethanol E95 ready engines leads to much better pro ecological results than the application of hybrid solutions.

Key words: municipal transportation, environment protection, emissions, combustion engines, bioethanol E95

Ocena ekologicznych skutków stosowania paliwa bioetanolowego w transporcie miejskim

W pracy przedstawiono usystematyzowane zagrożenia środowiska z powodu emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych. Stwierdzono znaczne zagrożenie ze strony autobusów komunikacji miejskiej. W związku z tym przedstawiono proekologiczne przedsięwzięcia w autobusowym transporcie miejskim. Jako szczególnie ekologiczne rozwiązanie przedstawiono zastosowanie paliwa bioetanolowego E95 do zasilania silników o zapłonie samoczynnym. Przeprowadzono analizę emisji zanieczyszczeń z autobusów miejskich: klasycznych i z napędem hybrydowym, wyposażonych w silniki o zapłonie samoczynnym zasilane: olejem napędowym i paliwem bioetanolowym E95. Stwierdzono, że zastosowanie silników bioetanolowych umożliwia osiągnięcie znacznie lepszych efektów ekologicznych niż zastosowanie nawet napędów hybrydowych.

Słowa kluczowe: transport miejski, ochrona środowiska, emisja zanieczyszczeń, silniki spalinowe, paliwo bioetanolowe E95

1. Introduction

Environment protection is becoming a basic requirement during the manufacturing and operation of the products of civilization as well as during their recycling. The means of public transportation, where city buses play an important role, fall into that category as well. Public transportation facilitates access to any location within a municipal area and the bus routes are easy to modify even in a makeshift manner. In the city centers, usually closed for truck traffic (except for local delivery) and limited for passenger car traffic bus transportation dominates the traffic.

The most important environmental perils resulting from public transportation is the emission of toxic components, noise and generating road vibration [5]. Many people are exposed to these threats as the threats pertain to large agglomerations and all the elements of the natural environment such as: people, animals, plants, air, water, soil, terrain and the natural resources (raw materials for the production of the vehicles, road infrastructure and consumables – fuels in particular [5].) The civilization environment is also in danger (buildings and other products of humanity).

In large agglomerations particular attention is drawn to the emission of toxic components.

The most significant environmental perils resulting from the operation of vehicles are [3, 5–8]:

- 1) local threats – the most dangerous are the emissions- nitrogen oxides and particulate matter (in the form of dust, PM10) and organic compounds. In city centers the largest source of these emissions are diesel engines fitted in city buses. The local threats are also caused by photochemical smog whose occurrence is encouraged by the emission of

1. Wstęp

Ochrona środowiska staje się podstawowym wymogiem przy wytwarzaniu i eksploatacji wytworów cywilizacji, a także przy ich zagospodarowywaniu po kasacji. Do wytworów cywilizacji należą między innymi środki transportu, odgrywające szczególną rolę w komunikacji miejskiej, w której ważną rolę odgrywa transport autobusowy. Umożliwia on dotarcie prawie do wszystkich miejsc, jest łatwy do modyfikacji linii komunikacyjnych – także w warunkach doraźnych. W centrach aglomeracji miejskich, zazwyczaj zamkniętych dla ruchu samochodów ciężarowych (poza lokalnym dowozem towarów), oraz o bardzo ograniczonym ruchu prywatnych samochodów osobowych, komunikacja autobusów miejskich jest dominująca w ogólnym ruchu wszystkich środków transportu drogowego.

Do najważniejszych zagrożeń dla środowiska powodowanych przez autobusy komunikacji miejskiej zalicza się emisję zanieczyszczeń i hałasu oraz wymuszanie drgań podłoża [5]. Na zagrożenia te jest narażonych dużo ludzi, ponieważ dotyczą one wielkich aglomeracji miejskich i jednocześnie dotyczą wszystkich elementów środowiska naturalnego: ludzi, zwierząt, roślin, powietrza, wód, gleby, krajobrazu i terenu, a w ogólnej skali – również zasobów naturalnych, w związku ze zużywaniem materiałów konstrukcyjnych do budowy i eksploatacji pojazdów i infrastruktury ruchu drogowego oraz materiałów eksploatacyjnych, w szczególności paliw [5]. Zagrożone jest również środowisko cywilizacyjne, m.in. budowle i inne wytwory ludzi.

W wielkich aglomeracjach miejskich szczególną uwagę w ochronie środowiska przed skutkami motoryzacji zwraca się na emisję zanieczyszczeń.

the precursors of tropospheric ozone from the combustion engines NO_x and volatile organic compounds;

2) global threats – the emission of greenhouse gases in particular whose main representative in relation to road transportation is carbon dioxide. The intensification of the greenhouse effect is mainly caused by the fossil carbon dioxide that does not come from renewable energy carriers.

The environmental threats related to the combustion of fuels in combustion engines are analyzed in terms of: health protection of living organisms, climate protection and the protection of natural resources being the source of the fuels.

The evaluation of the threats related to the automotive industry in the whole process of production operation and recycling of the materials is also of significant importance. In relation to pollution it usually goes down to determining the pollution in a scale: from obtaining the primary energy carriers, converting it into the energy carriers used to fuel vehicles ending up on the emissions from the vehicle itself (*from well to wheels* [17, 18]) Hence, apparently clean energy e.g. electrical energy may turn out to be very dirty if it is obtained with the use of non-ecological technologies. A precise determining of the moment the obtaining of the primary energy carriers begins is impossible due to the arbitrary character of the financial expenditure for the obtaining of the said carriers. The emission level determined from well to wheel is very sensitive to the applied technologies of energy carrier conversions, bio-components in particular. Thus, the determined results of the well to wheel emissions should be treated with a certain amount of distrust. It is known however that low emission bio-component processing technologies exist and, thus, such calculated emissions are to be treated as very low.

2. Proecological actions in bus municipal transportation

Analyzing the local and global environmental threats there is a necessity [3, 6–8, 14, 16] to:

- reduce fuel consumption, particularly those fuels with high carbon content,
- apply modern technological solutions, vehicle drive-trains in particular.

The reduction of fuel consumption is possible through [3, 6–8]:

- stabilization of the engine operating conditions,
- increasing overall efficiency of the engines,
- increasing of the efficiency of the drive-trains through partial energy recuperation during braking.

Radical decrease in the emission of fossil carbon dioxide is possible through the application of renewable fuels [3, 6–9, 11–16]. Such a condition is fulfilled by the fuels of high bio-component content also known as natural biofuels.

The stabilization of the engine operating conditions can be realized through the improvement of the vehicle traffic and the application of hybrid technologies. The improvement of vehicle traffic is realized through traffic management in

Śpośród najistotniejszych zagrożeń środowiska naturalnego i cywilizacyjnego powodowanych przez samochody należy wymienić przede wszystkim [3, 5–8]:

- 1) zagrożenia lokalne – najbardziej uciążliwymi są emisje zanieczyszczeń, przede wszystkim tlenków azotu i cząstek stałych (pył zawieszony, cząstki stałe PM_{10}) oraz związków organicznych. W centrach miejskich znaczącym źródłem emisji tych zanieczyszczeń są silniki o zapłonie samoczynnym, napędzające autobusy miejskie. Zagrożenia lokalne są powodowane także przez oddziaływanie złożone, przede wszystkim smog fotochemiczny, którego występowaniu sprzyja emisja prekursorów ozonu troposferycznego – z silników spalinowych przede wszystkim tlenków azotu i lotnych związków organicznych;
- 2) zagrożenia globalne – szczególnie emisja gazów cieplarnianych, których głównym przedstawicielem w odniesieniu do transportu drogowego jest dwutlenek węgla. Do intensyfikacji zjawiska cieplarnianego w atmosferze przyczynia się dwutlenek węgla kopalnego, nie pochodzącego z odnawialnych nośników energii.

Podsumowując, zagrożenia dla środowiska związane ze spalaniem paliw w silnikach spalinowych pojazdów rozpatruje się przede wszystkim ze względu na: ochronę zdrowia organizmów żywych, ochronę klimatu oraz ochronę zasobów naturalnych, będących źródłem paliw.

Istotną jest również ocena zagrożeń związanych z motoryzacją – w całym ciągu wytwarzania, eksploatacji i zagospodarowania zużytych obiektów i materiałów. W odniesieniu do emisji zanieczyszczeń zazwyczaj sprowadza się to do wyznaczenia jej w skali: od pozyskiwania nośników energii pierwotnej, przetwarzania ich na nośniki energii wykorzystywane do napędu pojazdu, aż do emisji zanieczyszczeń z pojazdu. W literaturze angielskojęzycznej na ten ciąg działań jest używane określenie *from well to wheels* [17, 18]. W związku z tym pozornie „czysta” energia, np. elektryczna, może się okazać wyjątkowo „brudna”, jeśli jest pozyskiwana z zastosowaniem nieekologicznych technologii. Precyzyjne określenie początku pozyskiwania nośników energii pierwotnej nie jest w ogólności możliwe, m.in. z powodu umowności nakładów materialnych na to pozyskiwanie. Emisja zanieczyszczeń wyznaczana w sposób ciągły jest bardzo wrażliwa na stosowane technologie przeróbki nośników energii, szczególnie w przypadku biokomponentów, dlatego do wyznaczanych wyników emisji ciągłej należy podchodzić z dużą ostrożnością. Wiadomo jest jednak, iż istnieją obecnie „niskoemisyjne” technologie przetwarzania biokomponentów, w związku z tym emisje obliczone w taki sposób trzeba traktować jako granicznie małe, możliwe do osiągnięcia.

2. Proekologiczne przedsięwzięcia w autobusowym transporcie miejskim

W sytuacji zagrożeń środowiska, zarówno lokalnych, jak i globalnych, istnieje konieczność [3, 6–8, 14, 16]:

- zmniejszenia zużycia paliw, w szczególności z dużym udziałem węgla,
- stosowania nowoczesnych rozwiązań technicznych, przede wszystkim w napędach pojazdów.

large cities. A radical improvement of the stabilization of the engine operation is possible through the application of hybrid drive-trains. This is of particular importance for the vehicles operated in the urban areas. The reduction of the fuel consumption in hybrid technologies applied in city buses could reach up to 30% [15].

The improvement of the traffic conditions and the application of the hybrid drive-trains enable the stabilization of the engine operation. This also results in a reduction of the emissions.

The real pro ecological initiatives for city buses are as follows:

1. Perfecting the diesel engines fuelled with diesel oil – fulfilling the emission level of Euro V and Euro VI.
2. The application of alternative fuels:
 - natural gas NG (non-renewable fuel),
 - biofuels – renewable fuels:
 - biogas – BG,
 - RME – B100, B20,
 - bioethanol – E95,
 - other biofuels (e.g. synthetic diesel oil derived from biomass).
3. The application of hybrid and electric powertrains:
 - hybrid – gasoline electric or diesel electric,
 - hybrid gasoline electric or diesel electric with an external source of electric power,
 - electric powertrains,
 - hybrid powertrains with fuel cells.

Currently, the combustion engines are the dominant form of propulsion. That is why the emission from a combustion engine (*from well to wheels*) is so important.

3. Diesel engines fuelled with bioethanol E95 as a pro-ecological solution

Despite all the solutions improving the conditions of engine operation in a bus, the ecological properties of the engine itself are the biggest limitation in terms of ecology. The evolution of the emission requirements can be presented as a set of limits of unit emissions in international regulations. Figure 1 presents the emission limits from diesel engines for vehicle of GVW higher than 3.5 Mg in a stationary test ESC (*European Stationary Cycle*) [5, 10].

Figure 2 presents the emission limits from diesel engines for vehicles of GVW higher than 3.5 Mg in a dynamic test ETC (*European Transient Cycle*) [5, 10].

The Euro IV limits are binding until 2009. The EEV limits (*Enhanced Environmentally Friendly Vehicle*) were set forth along with the Euro III as limits for particularly clean engines. Starting from April 2013 the Euro VI limits are to be introduced. The stationary ESC

Zmniejszenie zużycia paliwa jest możliwe dzięki [3, 6–8]:

- stabilizacji warunków pracy silników spalinowych,
- zwiększeniu sprawności ogólnej silników spalinowych,
- zwiększeniu sprawności układów napędowych w wyniku odzyskiwania części energii pojazdu, rozpraszanej w napędach klasycznych w czasie hamowania.

Radykalne zmniejszenie emisji dwutlenku węgla kopalnego jest możliwe dzięki zastosowaniu do zasilania silników spalinowych paliw odnawialnych [3, 6–9, 11–16]. Warunek taki spełniają paliwa o dużym udziale biokomponentów, zwane biopaliwami samoistnymi.

Stabilizacji warunków pracy silników spalinowych sprzyja: racjonalizacja warunków ruchu pojazdów oraz stosowanie napędów hybrydowych. Racjonalizacja warunków ruchu pojazdów jest osiągnięta przez zarządzanie ruchem pojazdów w miastach. Radykalnie stabilizację warunków pracy silników spalinowych można poprawić, stosując napędy hybrydowe. Ma to szczególne znaczenie dla pojazdów użytkowanych w warunkach ruchu w miastach. Korzyści ze zmniejszenia zużycia paliwa przy zastosowaniu napędów hybrydowych w autobusach miejskich mogą dochodzić nawet do 30% [15].

Racjonalizacja warunków ruchu pojazdów i – szczególnie – zastosowanie napędów hybrydowych umożliwiają, jak wiadomo, stabilizację warunków pracy silnika spalinowego. Sprzyja to również zmniejszeniu emisji zanieczyszczeń.

Realne proekologiczne inicjatywy w autobusach miejskich są następujące:

1. Doskonalenie silników o zapłonie samoczynnym zasilanych olejem napędowym – osiąganie poziomów ekologicznych Euro V i Euro VI.
2. Zastosowanie paliw alternatywnych:
 - gazu ziemnego – NG (paliwo nieodnawialne),
 - biopaliw – paliw odnawialnych:
 - biogazu – BG,
 - estrów olejów roślinnych – B100, B20,
 - paliwa bioetanolowego – E95,

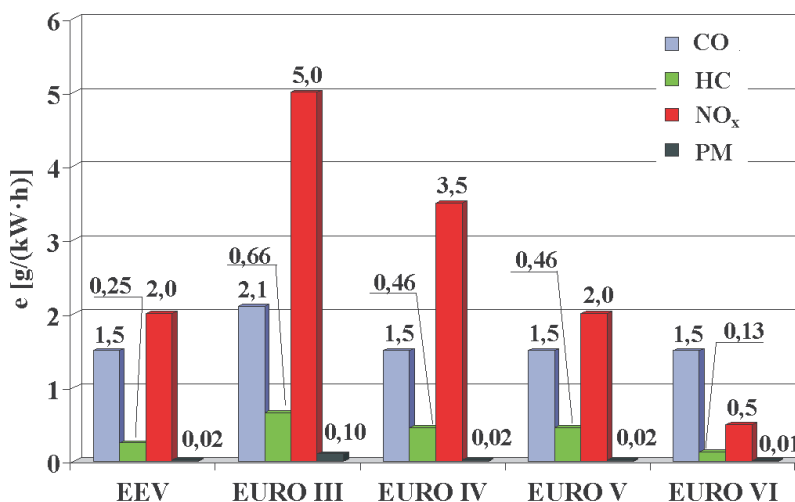


Fig. 1. Unit emission limits in a stationary test ESC

Rys. 1. Limity emisji jednostkowej zanieczyszczeń w teście statycznym ESC

test determines the unit emissions of: carbon monoxide – CO, hydrocarbons – HC, nitrogen oxides – NO_x (simplified to nitrogen monoxide) and particulate matter PM. In the dynamic ETC test instead of the unit emission of the hydrocarbons the unit emission of non methane hydrocarbons (NMHC) and methane CH₄ are obtained (unit emission of hydrocarbons is obtained for the Euro VI only for diesel engines).

Currently diesel engines meet the requirements of Euro V and EEV only.

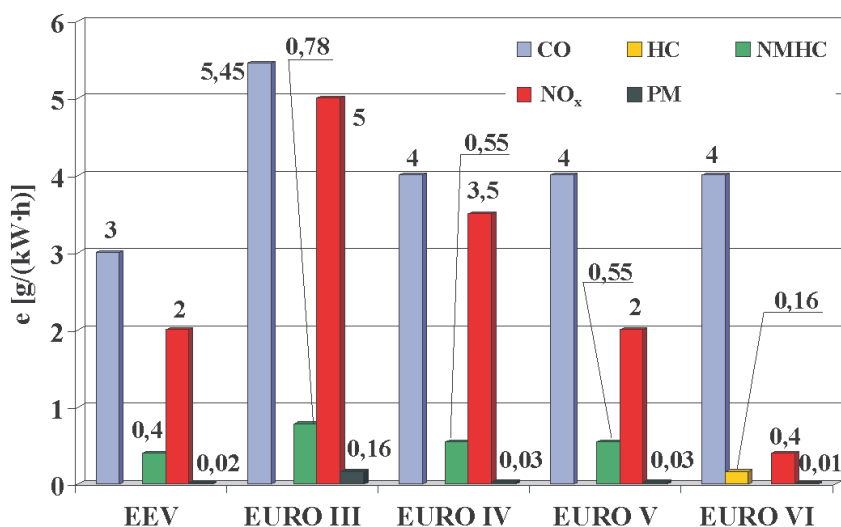
The application of natural gas results in ecological benefits in terms of the emissions – PM and NO_x in particular. Natural gas is not however a renewable fuel and the com-

– innych biopaliw (np. syntetycznego oleju napędowego pochodzącego z przeróbki biomasy).

3. Zastosowanie napędów hybrydowych i elektrycznych:
 - napędów hybrydowych spalinowo-elektrycznych,
 - napędów hybrydowych spalinowo-elektrycznych z zewnętrznym źródłem zasilania elektrycznego,
 - napędów elektrycznych,
 - napędów hybrydowych z zastosowaniem ogniw paliwowych.

Obecnie są rozwijane przede wszystkim formy napędów z zastosowaniem silników spalinowych. Z tego powodu tak istotne znaczenie ma emisja zanieczyszczeń z silnika spalinowego z uwzględnieniem przedstawionych uwag o szacowaniu emisji ciągnionej zanieczyszczeń.

a)



b)

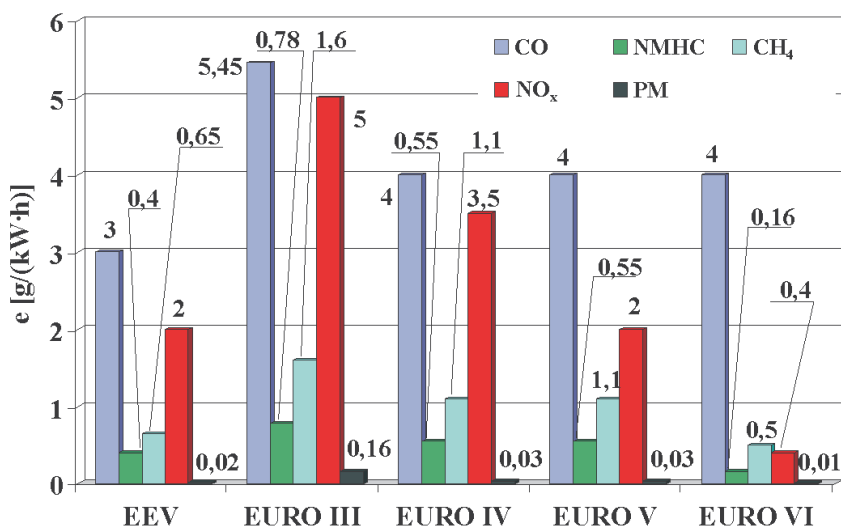


Fig. 2. Unit emission limits in a dynamic ETC test: a – for diesel engines, b – for spark ignition engines fuelled with gaseous fuels

Rys. 2. Limity emisji jednostkowej zanieczyszczeń w teście dynamicznym ETC: a – dla silników o zapłonie samoczynnym, b – dla silników o zapłonie iskrowym na paliwa gazowe

3. Silniki o zapłonie samoczynnym na paliwo bioetanolowe E95 jako rozwiązanie proekologiczne

Mimo wszystkich sposobów poprawy warunków pracy silnika spalinowego w zespole napędowym autobusu, właściwości ekologiczne samego silnika są największym ograniczeniem możliwych osiągnięć ekologicznych. Ewolucję w wymaganiach ze względu na emisję zanieczyszczeń można przedstawić w postaci limitów emisji jednostkowej, obowiązujących w przepisach międzynarodowych. Na rysunku 1 przedstawiono limity emisji zanieczyszczeń z silników o zapłonie samoczynnym dla pojazdów o dopuszczalnej masie całkowitej większej niż 3,5 Mg w teście statycznym ESC (*European Stationary Cycle* – europejski test statyczny) [5, 10].

Na rysunku 2 przedstawiono limity emisji zanieczyszczeń z silników o zapłonie samoczynnym dla pojazdów o dopuszczalnej masie całkowitej większej niż 3,5 Mg w teście dynamicznym ETC (*European Transient Cycle* – europejski test dynamiczny) [5, 10].

Limity Euro IV obowiązują do 2009 r. Limity EEV (*Enhanced Environmentally Friendly Vehicle* – pojazd przyjazny środowisku) zostały ustanowione wraz z Euro III jako limity dla silników, którym są stawiane szczególnie duże wymagania odnośnie do emisji zanieczyszczeń. Od kwietnia 2013 r. przewiduje

monly used NG engines are simple conversions of diesel engines into spark ignition engines, which in turn leads to a reduction of the overall efficiency as compared to regular diesel engines. Besides, making natural gas a popular fuel in road transportation requires investments in the infrastructure. The fact that natural gas is not treated as an ecological solution results from the non-renewability of this fuel.

Biogas has many common features with natural gas, but is a renewable fuel which is a very strong argument for its application. Unfortunately the properties of biogas vary widely depending on its origin, hence in order to fuel traction engines these properties must be unified and this complicates the common application of this fuel.

Until recently the only bio-alternative for diesel engines were vegetable oil esters (RME). Yet, the operating properties of this fuel, including the ecological considerations (emissions) are not too promising. The advantage of this fuel is that it is treated as a substitute for diesel oil i.e. the engines may be fuelled with a classic fuel or RME. What seems to be an advantage is in fact a flaw as this solution is unprofessional. Modern combustion engines are highly specialized designs made to operate with a specific fuel type: all autonomous ECU algorithms (injection angle, injection timing, exhaust gas recirculation coefficient, charging pressure) are optimized in terms of the usable properties of the engine (overall efficiency, emission limits) taking the fuel properties into account. The modification of the original fuel will render these algorithms unoptimal in terms of the engine usable properties hence the lack of professionalism in this solution. Apart from the above, RME have a serious flaw – their combustion leads to an increased emission of NO_x [5]. RME also result in a variety of operational issues (engine cold start at low ambient temperatures).

Another interesting bio fuel may be synthetic diesel oil obtained from biomass. It is, similarly to RME, a substitute fuel for regular diesel oil which saves the engineers the time to develop an entirely new engine. This is an advantage that could make this fuel popular. If we want to make the new fuel similar to the conventional fuel, however, we cannot fully use the properties that a given raw material has. In such a situation there must be a compromise between the obtainable engine properties and the easiness of the fuel popularization.

If we include the emission of the fossil carbon dioxide in the overall pollution then in this context the currently cleanest diesel engine is the engine fuelled with bioethanol E95 [3, 6–9, 11, 13–16]. E95 is a natural biofuel. It is a mixture of 92% of 95% ethanol and additives (ignition activator 5% – Tab. 1 [12]).

A bioethanol engine DC9 E02 270 is designed based on the family of 5 cylinder diesel engines, ready for diesel oil and biofuel fuelling (B100 and B20) (RME based). This engine family comprises DC9 16 230 and DC9 17 270. As opposed to a conventional diesel engine the bioethanol engine has undergone the following modifications [15]:

- increased compression ratio from 18 to 28,
- modified fuel supply system:

się wprowadzenie limitów Euro VI. W teście statycznym ESC wyznacza się emisję jednostkową: tlenku węgla – CO, węglowodorów – HC, tlenków azotu – NO_x (sprowadzonych do tlenku azotu) i cząstek stałych PM. W teście dynamicznym ETC zamiast emisji jednostkowej węglowodorów wyznacza się emisję jednostkową niemetanowych węglowodorów NMHC oraz metanu CH_4 (emisję jednostkową węglowodorów wyznacza się dla limitów Euro VI tylko w przypadku silników o zapłonie samoczynnym).

Obecne silniki o zapłonie samoczynnym spełniają tylko limity Euro V i EEV.

Zastosowanie gazu ziemnego umożliwia uzyskanie korzystnych właściwości ekologicznych ze względu na emisję zanieczyszczeń, szczególnie cząstek stałych i tlenków azotu. Gaz ziemny nie jest jednak paliwem odnawialnym, a powszechnie stosowane silniki na gaz ziemny są prostymi technicznie przeróbkami silników o zapłonie samoczynnym na silniki o zapłonie iskrowym, w związku z czym sprawność ogólna tych silników jest mniejsza niż odpowiadających im silników o zapłonie samoczynnym. Ponadto rozpowszechnienie gazu ziemnego w transporcie drogowym wymaga dużych inwestycji w infrastrukturę. O niestosowaniu gazu ziemnego jako rozwiązania ekologicznego przesądza przede wszystkim nieodnawialność tego paliwa.

Biogaz ma wiele cech wspólnych z gazem ziemnym, jest jednak paliwem odnawialnym i to jest mocny argument ekologiczny przemawiający za jego stosowaniem. Niestety, właściwości biogazu znacznie różnią się w zależności od jego pochodzenia, zatem do zasilania trakcyjnych silników spaliny konieczne jest ujednolicenie tych właściwości, a to dodatkowo komplikuje powszechne stosowanie biogazu.

Do niedawna jedynym alternatywnym zasilaniem biopaliwowym silników o zapłonie samoczynnym było stosowanie estrów olejów roślinnych. Niestety, właściwości eksploatacyjne, w tym ekologiczne, ze względu na emisję zanieczyszczeń, silników zasilanych estrami olejów roślinnych nie są najlepsze. Zaletą tego paliwa jest to, że jest ono traktowane jako zastępcze w stosunku do oleju napędowego, tzn. że silniki mogą być zasilane albo paliwem klasycznym, albo estrami olejów roślinnych. To co wydaje się zaletą, okazuje się w istocie wadą, jest to bowiem rozwiązanie nieprofesjonalne. Współczesne silniki spalinowe są konstrukcjami wysoko wyspecjalizowanymi, przystosowanymi do właściwości paliw; przykładowo: wszystkie autonomiczne algorytmy sterowania (kąt dawki paliwa, wyprzedzenia wtrysku, stopień recyrkulacji spalin, ciśnienie doładowania) są optymalizowane ze względu na właściwości użytkowe silnika (sprawność ogólna, emisja zanieczyszczeń), z uwzględnieniem właściwości paliw. Zmiana paliwa oryginalnego na paliwo o innych właściwościach sprawia, iż algorytmy te nie są optymalne ze względu na właściwości użytkowe silnika, a zatem jest to rozwiązanie nieprofesjonalne. Oprócz tego estry olejów roślinnych mają bardzo istotną wadę – powodują one mianowicie zwiększenie emisji szczególnie szkodliwych tlenków azotu [5]. Także estry olejów roślinnych powodują znaczne problemy eksploatacyjne, związane m.in. z rozruchem silnika, szczególnie w niskich temperaturach otoczenia.

Table 1. E95 composition

Tabela 1. Skład paliwa E95

Fuel composition/składnik paliwa	Mass share/udział masowy
Ethanol 95% v/v/etanol	92.2%
Ignition activator/aktywator zapłonu	5%
Ether MTBE	2.3%
Isobutanol/izobutanol	0.5%
Corrosion inhibitor/inhibitor korozji	90 ppm

- modifications in the control of the fuel dosage,
- increased fuel pump capacity,
- larger diameters of the injection nozzles,
- different gaskets and filters (design and materials),
- modifications in the design of the intercooler,
- different control algorithms (charging pressure, injection angle exhaust gas recirculation coefficient).

Table 2 presents the basic parameters of Scania DC9 E02 270 [13].

Table 2. Basic parameters of Scania DC9 E02 270

Tabela 2. Podstawowe parametry silnika Scania DC9 E02 270

Quantity/wielkość	Value/wartość
Displacement/objętość skokowa	8.7 dm ³
Number of cylinders/liczba cylindrów	5
Compression ratio/stopień sprężania	28
Rated power/moc znamionowa	199 kW
Rated revolutions per minute/znamionowa prędkość obrotowa	1900 min ⁻¹
Maximum torque/maks. moment obrotowy	1200 N·m
RPM at Maximum torque/prędkość obrotowa maks. momentu obrotowego	(1100–1400) min ⁻¹

The bioethanol Scania DC9 E02 270 engine is fitted with a pump nozzle fuel system. There are four valves per cylinder. EGR and OxyCat are a standard solution in this engine.

Diesel engines bioethanol ready have very good ecological properties as opposed to conventional diesel engines [3, 6–9, 11, 13–16]. This is confirmed by the homologation emission test results: stationary ESC and dynamic ETC tests [17]. Apart from the unit emission, set forth in the homologation regulations, the emission of potential tropospheric ozone was tested additionally. The ability to form ozone by chemical substances is characterized by: ozone-forming potential [1, 2]. The unit activity of ozone formation is the ratio of the formed ozone mass and the mass of the non-methane hydrocarbons. The unit emission of fossil carbon dioxide was compared as well in the ETC and ESC tests from the DC9 E02 270 engine and the engine on the EEV emission level using the results of the tests performed in Environment Canada.

The results of the comparative tests of the unit emission of pollutants in the ESC and ETC tests from the DC9 E02 270 engine have been shown in Fig. 3–8. In the figures, a relative difference of the unit emission from the DC9 E02 270 engine and the EEV limits have been shown as well.

Z innych biopaliw warto zwrócić uwagę na syntetyczny olej napędowy, przerabiany z biomasy. Jest to – podobnie jak estry olejów roślinnych – paliwo zastępcze w stosunku do oleju napędowego, dzięki czemu nie ma potrzeby konstruowania specjalnego silnika – jest to zaleta dająca możliwości rozpowszechnienia tego biopaliwa. Jednocześnie, chcąc uczynić paliwa podobne do klasycznego, nie można jak najlepiej wykorzystać właściwości, jakie ma dostępny surowiec. W takiej sytuacji zdecydowanie jest kompromis między możliwymi do osiągnięcia właściwościami silnika i łatwością rozpowszechniania paliwa.

Jesli wśród zanieczyszczeń uwzględnimy również emisję dwutlenku węgla kopalnego, to w tym kontekście najczystszym obecnie silnikiem o zapłonie samoczynnym jest silnik zasilany paliwem bioetanolowym E95 [3, 6–9, 11, 13–16]. Paliwo E95 stanowi samoistne biopaliwo. Jest to mieszanina o zawartości ponad 92% masowo 95-procentowego etanolu oraz dodatków uszlachetniających, przede wszystkim tzw. aktywatora zapłonu w ilości 5% masowo – tab. 1 [12].

Silnik bioetanolowy DC9 E02 270 jest konstruowany na bazie rodziny pięciocylindrowych silników o zapłonie samoczynnym, przystosowanych do zasilania olejem napędowym oraz biopaliwami B100 i B20 (na bazie estrów metylowych olejów roślinnych). Do tej rodziny silników należą m.in. DC9 16 230 i DC9 17 270. W stosunku do klasycznego silnika o zapłonie samoczynnym w silniku bioetanolowym wprowadzono przede wszystkim następujące zmiany [15]:

- zwiększono stopień sprężania z 18 do 28,
- dokonano zmian w układzie zasilania:
 - zmiany sterowania dawkowania paliwa,
 - zwiększono wydajność pompy paliwa,
 - zastosowano większe średnice otworów rozpylaczy,
 - zmieniono uszczelki i filtry ze względu zarówno na konstrukcję, jak i na materiały,
- dokonano zmian konstrukcji chłodnicy powietrza doładowania,
- wprowadzono inne algorytmy sterowania, m.in. ciśnienia doładowania, kąta wyprzedzenia wtrysku i współczynnika recyrkulacji spalin.

W tabeli 2 przedstawiono podstawowe parametry silnika Scania DC9 E02 270 [13].

Bioetanolowy silnik Scania DC9 E02 270 jest wyposażony w układ zasilania z pompowtryskiwaczami. Zastosowano w nim rozrząd czterozaworowy na każdy cylinder. Standardowo zastosowano w silniku recyrkulację spalin oraz utleniający reaktor katalityczny.

Silniki o zapłonie samoczynnym na paliwo bioetanolowe mają, w stosunku do klasycznych silników zasilanych olejem napędowym, bardzo dobre właściwości ekologiczne [3, 6–9, 11, 13–16]. Świadczą o tym wyniki badań emisji zanieczyszczeń w warunkach homologacyjnych: w teście statycznym ESC i dynamicznym ETC [17]. Oprócz emisji jednostkowej zanieczyszczeń, limitowanej w przepisach homologacyjnych, dodatkowo zbadano również emisję potencjalnego ozonu troposferycznego. Zdolność do tworzenia ozonu przez substancje chemiczne charakteryzuje potencjał tworzenia ozonu (OFP – *ozone-forming potential*) [1, 2]. Aktywność jednostkowa tworzenia ozonu to stosunek

The graphs clearly show very good ecological properties of the bioethanol engine in terms of the emissions. Additionally in Fig. 9 the relative difference of the unit emissions from the bioethanol engine and the EEV limits has been presented collectively.

masy tworzonego ozonu i masy niemetanowych węglowodorów. Porównano również emisję jednostkową dwutlenku węgla kopalnego w testach ETC i ESC z silnika DC9 E02 270 oraz z silnika o poziomie EEV, wykorzystując do tego celu wyniki badań wykonanych w Environment Canada.

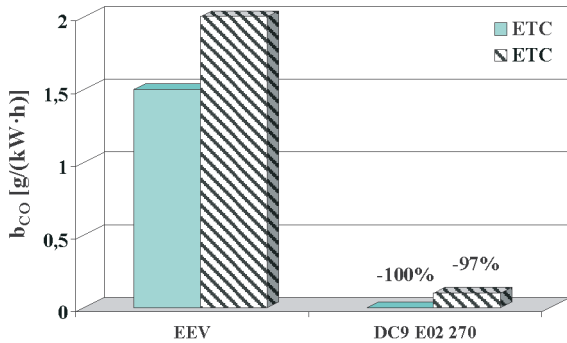


Fig. 3. Comparison of the EEV limits and the unit emission of carbon monoxide from the DC9 E02 270 engine in the ETC and ESC tests
Rys. 3. Porównanie limitów EEV i emisji jednostkowej tlenku węgla z silnika DC9 E02 270 w testach ETC i ESC

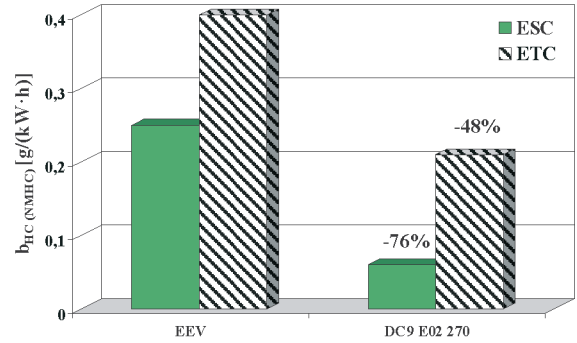


Fig. 4. Comparison of the EEV limits and the unit emission of hydrocarbons from the DC9 E02 270 engine in the ESC test and non-methane hydrocarbons in the ETC test
Rys. 4. Porównanie limitów EEV i emisji jednostkowej węglowodorów z silnika DC9 E02 270 w teście ESC i niemetanowych węglowodorów w teście ETC

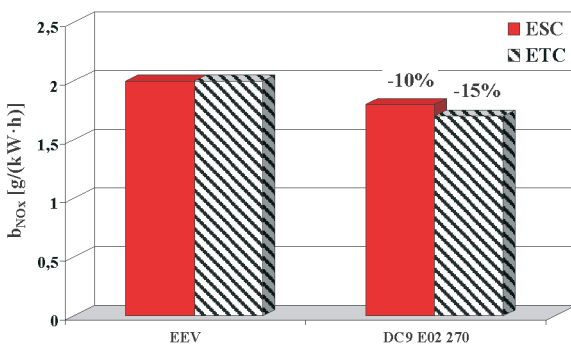


Fig. 5. Comparison of the EEV limits and the unit emission of NO_x from the DC9 E02 270 engine in the ETC and ESC tests
Rys. 5. Porównanie limitów EEV i emisji jednostkowej tlenków azotu z silnika DC9 E02 270 w testach ETC i ESC

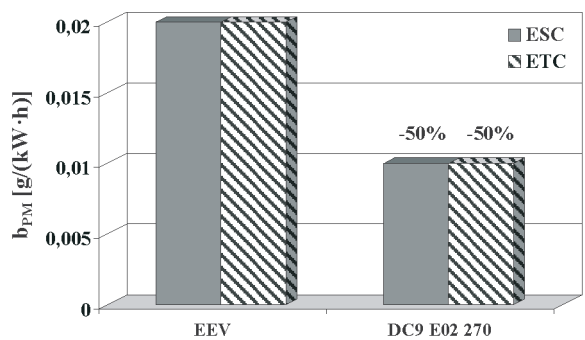


Fig. 6. Comparison of the EEV limits and the unit emission of PM from the DC9 E02 270 engine in the ETC and ESC tests
Rys. 6. Porównanie limitów EEV i emisji jednostkowej cząstek stałych z silnika DC9 E02 270 w testach ETC i ESC

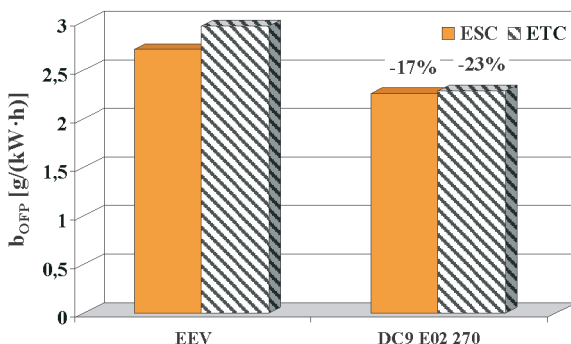


Fig. 7. Comparison of unit emission of potential tropospheric ozone, (EEV limits), and the emission of potential tropospheric ozone from the DC9 E02 270 engine in the ETC and ESC tests
Rys. 7. Porównanie emisji jednostkowej potencjalnego ozonu troposferycznego, wynikającej z limitów EEV, oraz emisji jednostkowej potencjalnego ozonu troposferycznego z silnika DC9 E02 270 w testach ETC i ESC

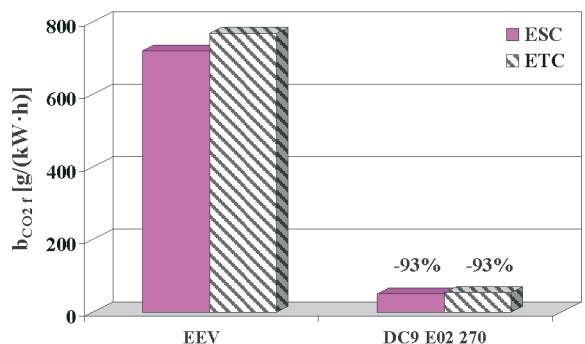


Fig. 8. Comparison of unit emission of carbon dioxide (EEV limits) and the emission from the DC9 E02 270 engine in the ETC and ESC tests
Rys. 8. Porównanie emisji jednostkowej dwutlenku węgla kopalnego z silnika o poziomie EEV oraz z silnika DC9 E02 270 w testach ETC i ESC

The comparison of the emissions has been performed against the EEV limits – the most stringent ecological standards to date, much more stringent than the Euro IV and Euro V standards. As for the forecasted Euro VI limits even the bioethanol engine does not meet the NO_x level requirements set forth therein. In order to reduce these emissions the application of SCR (*Selective Catalytic Reduction*) may be necessary [10].

Based on the test results of the engines fuelled with bioethanol we can formulate the following opinions as to the ecological consequences of the application of bioethanol E95 [3, 6–9, 11, 13–16]:

- a significant reduction of the emission of carbon monoxide,
- a significant reduction of the hydrocarbon emission,
- a significant reduction of the emission of polycyclic aromatic hydrocarbons,
- a reduction of NO_x ,
- a significant reduction of PM,
- the possibility of an increase in the emission of aldehydes,
- a reduction of the emission of sulfur compounds,
- a reduction in the emission of carbon dioxide in a closed cycle from well to wheels,
- a very good biodegradability.

The results of the emission tests of the engines fuelled with bioethanol indicate that these are currently the cleanest available engines in the market. Particularly precious seems the ability to reduce NO_x owing to a high evaporation heat of ethanol.

The simulation comparative tests performed based on the accessible data of the homologation results in terms of the emissions. The following solutions are under consideration:

- conventional bus fitted with a diesel engine Euro IV – PD–Euro IV,
- hybrid bus fitted with a diesel engine Euro IV H – PD–Euro IV,

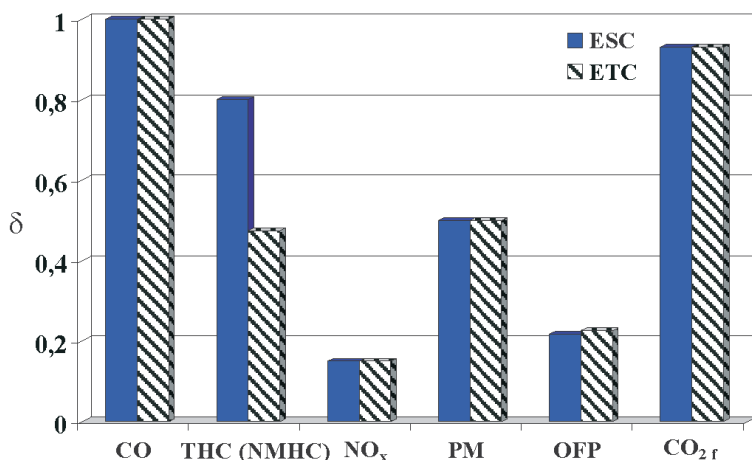


Fig. 9. The difference in the unit emissions from the bioethanol engine DC9 E02 270 and the EEV limits

Rys. 9. Różnica emisji jednostkowej zanieczyszczeń z silnika bioetanolowego DC9 E02 270 i limitów EEV

Wyniki badań porównawczych emisji jednostkowej zanieczyszczeń w testach ESC i ETC z silnika DC9 E02 270 przedstawiono na rys. 3–8. Na rysunkach naniesiono również różnicę względną emisji jednostkowej zanieczyszczeń z silnika DC9 E02 270 i limitów EEV.

Na wykresach są wyraźnie widoczne bardzo dobre właściwości ekologiczne silnika bioetanolowego ze względu na emisję zanieczyszczeń. Dodatkowo na rysunku 9 przedstawiono w sposób zbiorczy względną różnicę emisji jednostkowej zanieczyszczeń z silnika bioetanolowego i limitów EEV.

Porównania emisji zanieczyszczeń zostały wykonane w stosunku do limitów EEV – najwyższych obecnie wymagań ekologicznych, znacznie ostrzejszych od obowiązujących Euro IV oraz obowiązujących w przyszłości Euro V. W stosunku do planowanych do wprowadzenia limitów Euro VI nawet silnik bioetanolowy nie spełnia wymagań w zakresie emisji jednostkowej tlenków azotu. W celu zmniejszenia emisji tlenków azotu może być konieczne zastosowanie selektywnej redukcji katalitycznej SCR (*Selective Catalytic Reduction*) [10].

Na podstawie wyników badań silników spalinowych, zasilanych paliwami bioetanolowymi, można sformułować następujące opinie na temat ekologicznych skutków zastosowania paliwa bioetanolowego E95 [3, 6–9, 11, 13–16]:

- bardzo znaczne zmniejszenie emisji tlenku węgla,
- znaczne zmniejszenie emisji węglowodorów,
- znaczne zmniejszenie emisji wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych,
- zmniejszenie emisji tlenków azotu,
- bardzo znaczne zmniejszenie emisji cząstek stałych,
- możliwość zwiększenia emisji aldehydów,
- zmniejszenie emisji związków siarki,
- ograniczenie emisji dwutlenku węgla w zamkniętym cyklu powstawania i eksploatacji paliw,
- bardzo dobra degradowalność biologiczna.

Wyniki badań emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych zasilanych paliwami bioetanolowymi wskazują, że są to obecnie „najczystsze” silniki spośród znajdujących się na rynku. Szczególnie wartościowa jest możliwość ograniczenia emisji tlenków azotu dzięki m.in. dużemu ciepłu parowania etanolu.

Jak duży jest wpływ właściwości ekologicznych silnika spalinowego na właściwości całego autobusu, świadczą symulacyjne badania porównawcze, wykonane na podstawie dostępnych wyników badań homologacyjnych emisji zanieczyszczeń. Rozpatruje się następujące rozwiązania:

- autobus klasyczny z silnikiem na olej napędowy kategorii Euro IV – PD–Euro IV,
- autobus hybrydowy z silnikiem na olej napędowy kategorii Euro IV H – PD–Euro IV,
- autobus klasyczny z silnikiem na paliwo bioetanolowe E95 kategorii „ponad EEV” – E95,
- autobus hybrydowy z silnikiem na paliwo bioetanolowe E95 kategorii „ponad EEV” – H–E95.

Na rysunku 10 przedstawiono emisje jednostkowe zanieczyszczeń w przypadku roz-

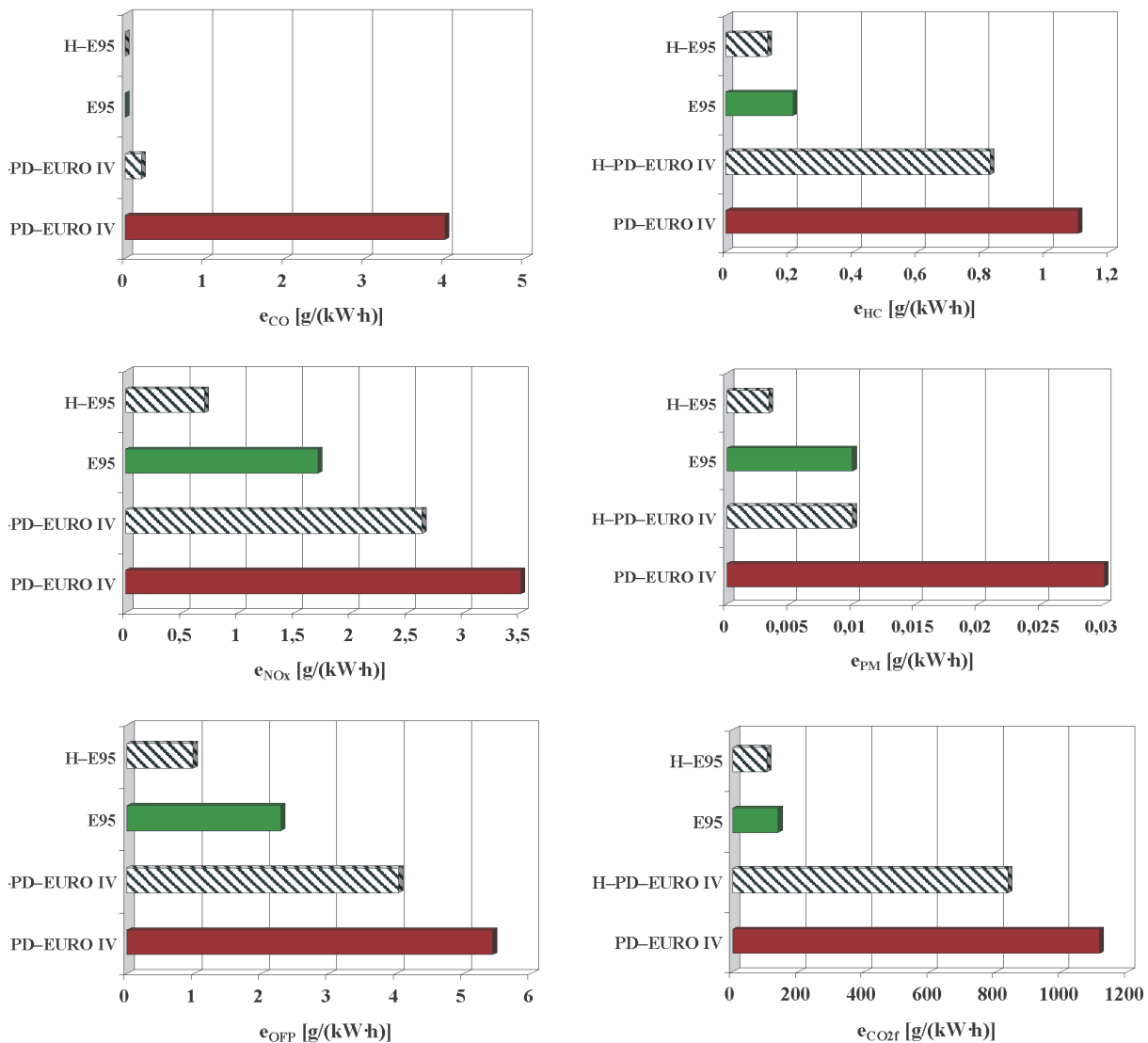


Fig. 10. Unit emissions for the bus drivetrains under consideration

Rys. 10. Emisje jednostkowe zanieczyszczeń dla rozpatrywanych napędów autobusów miejskich

- conventional bus fitted with a bioethanol E95 engine „higher than EEV” – E95,
- hybrid bus fitted with a bioethanol E95 engine „higher than EEV” – H-E95.

Figure 10 presents the unit emissions for the solutions under consideration in a dynamic ETC test.

It clearly shows that in relation to the conventional diesel engine the properties of the bioethanol engine provide a possibility of emission reduction that is higher than in the case of a hybrid vehicle.

4. Conclusions

The application of bioethanol fuels in combustion engines is treated as a very promising solution to the ecological and fuel related problems of engine operation. The experience in the tests and operation of combustion engines fuelled with bioethanol indicates that these engines are the most ecological solutions. Diesel engines fuelled with bioethanol E95 are currently applied in city buses only. This application

patrywanych rozwiązań napędów w warunkach pracy silnika spalinowego w dynamicznym teście homologacyjnym ETC.

Jest wyraźnie widoczne, że – w odniesieniu do klasycznego silnika na olej napędowy – właściwości samego silnika bioetanolowego dają możliwość zmniejszenia emisji zanieczyszczeń nawet większego niż przy zastosowaniu napędu hybrydowego.

4. Zakończenie

Zastosowanie paliw bioetanolowych do silników spalinowych jest obecnie traktowane jako bardzo obiecujące rozwiązanie problemów paliwowych i ekologicznych eksploatacji silników. Doświadczenia z badań i eksploatacji silników spalinowych zasilanych paliwami bioetanolowymi wskazują, że silniki te należą do najbardziej ekologicznych rozwiązań. Silniki o zapłonie samoczynnym zasilane paliwem bioetanolowym E95 znalazły do tej pory zastosowanie jedynie do napędu autobusów miejskich. Zastosowanie jest uzasadnione wysokimi wymaganiami ekologicznymi, ja-

is justified with very high ecological requirements for this means of public transportation most frequently operated in city centers where the environmental threats are particularly serious.

The analyses of the emissions from diesel engines and their conditions of operation in city buses indicate that bioethanol engines in city buses are a better solution in comparison to hybrid (diesel electric) vehicles. The most ecological solution in terms of exhaust emission is the combination of the advantages of bioethanol and hybrid vehicles. Such a vehicle already exists: in municipal public transportation it is a Scania city bus fitted with a DC9 E02 270 bioethanol engine E95 [11, 13, 15].

An important argument for the development of the bioethanol fuels is a very encouraging pricing policy in the EU, hence the use of these fuels is economical in light of the growing crude oil prices.

The trend in the use of bioethanol fuels is growing. Apart from city buses Scania is also developing a utility vehicle based on the same bioethanol E95 technology designed to operate as a vehicle for local city center transportation of goods. Scania is developing other bioethanol E95 vehicles as well.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Carter W.P.L.: Development of ozone reactivity scales for volatile organic compounds. *Journal of the Air and Waste Management Association*, 44, 1994.
- [2] Carter W.P.L.: Ozone reactivity analysis of emissions from motor vehicles. *Air Pollution Research Center. University of California*. 11.07.1989.
- [3] Chłopek Z.: Ecological aspects of using bioethanol fuel to power combustion engines. *Maintenance and Reliability*. Nr 3(35)2007.
- [4] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. *Prace Naukowe. Seria „Mechanika”*, z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
- [5] Chłopek Z.: Pojazdy samochodowe – ochrona środowiska naturalnego. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [6] Chłopek Z.: Pollutants emission tests of the compression ignition engine powered by ethanol fuel E95. *Combustion Engines, Ignition&Combustion 2007–SC3*.
- [7] Chłopek Z.: Zastosowanie paliw bioetanolowych do zasilania silników spalinowych. Rozdział w monografii „Uwarunkowania ekorozwoju rekreacji i turystyki”. Wydawnictwo Naukowe Gabriel Borowski, Lublin 2008.
- [8] Chłopek Z.: Zastosowanie paliwa etanolowego do zasilania silników o zapłonie samoczynnym. *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej* 3(66)/2007.
- [9] Cole R.L., Poola R.B., Sekar R., Schaus J.E., McPartlin P.: Effects of ethanol additives on diesel particulate and NOx emissions. *SAE 2001-01-1937*.
- [10] <http://www.dieselnet.com>.
- [11] <http://www.ethanolbus.com>.
- [12] <http://www.sekab.com>.
- [13] <http://www.scania.com>.
- [14] Johansson U.: Ethanol Buses – experiences and prospects for sustainable urban transport. Bioethanol and the road to sustainable transport. Imperial College. London March 22, 2006. BAFF – BioAlcohol Fuel Foundation. <http://www.baff.info/Filer/BioEthanolLondon>.
- [15] Scania AB – materiały niepublikowane.
- [16] Strömberg J.: Towards Sustainable Travel in Stockholm’s Public Transport. Bioethanol and the road to sustainable transport. Imperial College. London March 22, 2006. BAFF – BioAlcohol Fuel Foundation. <http://www.baff.info/Filer/BioEthanolLondon>.
- [17] Well-to-Wheel analysis of greenhouse gas emissions of automotive fuels in the Japanese context. Well-to-Tank Report. Toyota Motor Corporation. Mizuho Information & Research Institute. November 2004.
- [18] Well-to-Wheel evaluation for production of ethanol from wheat. A Report by the LowCVP Fuels Working Group, WTW Sub-Group FWG-P-04-024. October 2004.

Mr. Zdzisław Chłopek, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Vehicles and Working Machines at Warsaw University of Technology.

Dr hab. inż. Zdzisław Chłopek – profesor na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.

e-mail: zdzislaw.chlopek@simr.pw.edu.pl



The use of cluster analysis method for the development of static load cycles of diesel engines in non road vehicles

This paper presents a methodology of development of substitute cycle of loads of non road vehicle engines. The use of cluster analysis method made it possible to locate seven characteristic phases of Z8401.12 engine loads, which occur in typical conditions of tractor operation in the region of Pomorze Zachodnie. The author compared credibility breakdowns of the obtained results and stated that the obtained cycle of loads differs from the hitherto used static tests of non road vehicles.

Key words: Diesel engine, non road vehicle, cycle of loads, cluster analysis

Wykorzystanie metody analizy skupień do tworzenia statycznych cykli obciążeń silników ZS pojazdów pozadrogowych

W artykule przedstawiono metodykę tworzenia zastępczego cyklu obciążeń silnika pojazdu pozadrogowego. Posługując się metodą analizy skupień, zlokalizowano siedem charakterystycznych faz obciążeń silnika Z8401.12, występujących przy przeciętnych warunkach eksploatacji ciągnika na Pomorzu Zachodnim. Porównano rozkłady prawdopodobieństw uzyskanych wyników. Stwierdzono, że otrzymany cykl obciążeń różni się od dotychczas stosowanych testów statycznych do badań pojazdów pozadrogowych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, pojazd pozadrogowy, cykl obciążeń, analiza skupień

1. Introduction

Non road vehicles are used in many various sectors of economy. Among the most significant groups of the type of vehicles there are off-road vehicles, agricultural tractors and timber tractors, construction vehicles and industrial vehicles, motor watercraft, self-propelled vehicles, attached stationary units etc. Diesel engines fitted in the vehicles operate in diversified conditions of loads depending on the method of operation, which usually differs from work performed by road vehicles, i.e. transport of people or loads.

The Adjustment of the evaluation standards for average exhaust emissions and fuel consumption in Diesel engines necessitates the performance of tests on the group of vehicles in accordance with the methodology valid in the EU countries [6]. Pursuant to the methodology, engines of non road vehicles are evaluated according to a static cycle of loads (C1) combined of eight different settings of torque and engine speed within the field of engine power demand (Fig. 1).

On the basis of the above average it is possible to determine the emissions of particular exhaust components and average consumption of fuel as converted into a unit of work performed by the engine.

However, as shown by the tests performed on some types of non road vehicles such as, among others, agricultural tractors, C1 research test does not fully comply with the actual conditions of loads of the tractor engine and the obtained measurement results, e.g. results of average exhaust emissions, considerably diverge from the results of the operating measurements [4, 5].

C1 research cycle is deficient, which results mainly from the fact that it is common for all groups of non road vehicles, which, as a principle, makes the cycle less representative for some of the groups.

1. Wstęp

Pojazdy pozadrogowe (*Non Road Vehicle*) są wykorzystywane w wielu różnych sektorach gospodarki. Do ważniejszych grup tego rodzaju pojazdów należą: samochody terenowe, ciągniki rolnicze i leśne, pojazdy budowlane i przemysłowe, motorowe pojazdy wodne, samojezdne lub przyczepiane agregaty stacjonarne itp. Silniki spalinowe tych pojazdów pracują przy zróżnicowanych warunkach obciążeń, zależnie od sposobu eksploatacji, który jest zazwyczaj odmienny od pracy wykonywanej przez pojazdy drogowe, tj. transport osób lub ładunku.

Dostosowanie standardów oceny średnich emisji spalin oraz zużycia paliwa silników spalinowych wymusza podanie również tej grupy pojazdów badaniom wg metodyki obowiązującej w krajach UE [6]. Zgodnie z tą metodyką, silniki pojazdów pozadrogowych ocenia się wg statycznego cyklu obciążeń (C1), który stanowi kombinację ośmiu różnych nastaw momentu i prędkości obrotowej w zakresie pola podaży mocy silnika (rys. 1).

Na tej podstawie ocenia się średnie emisje poszczególnych składników spalin oraz średnie zużycie paliwa w przeliczeniu na jednostkę wykonanej przez silnik pracy.

Jednak, jak wykazują badania niektórych typów pojazdów pozadrogowych, m.in. ciągników rolniczych, test badawczy C1 nie jest w pełni adekwatny do rzeczywistych warunków obciążeń silnika ciągnikowego, a uzyskane wyniki pomiarów, np. średnich emisji spalin, znacznie odbiegają od wyników pomiarów eksploatacyjnych [4, 5].

Niedoskonałość cyklu badawczego C1 wynika głównie stąd, że jest on wspólny dla wszystkich grup pojazdów pozadrogowych, co z założenia czyni go mało reprezentatywnym dla niektórych z tych grup.

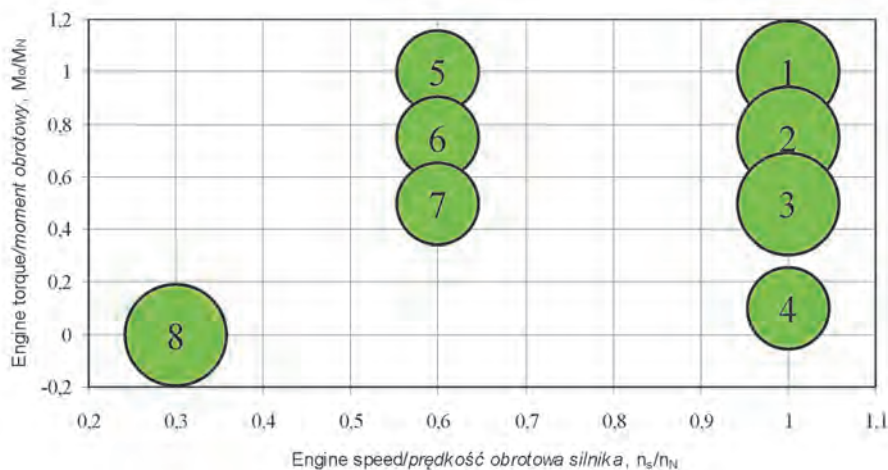


Fig. 1. 8-phase static cycle of loads C1 (circle areas being proportional to the share of individual phases) [6]; M_0 – instantaneous torque, M_N – rated power torque, n_s – instantaneous engine speed, n_N – rated power engine speed
Rys. 1. Ośmiofazowy, statyczny cykl obciążeń C1 (pola powierzchni kół proporcjonalne do udziału poszczególnych faz) [6]; M_0 – chwilowy moment obrotowy; M_N – moment obrotowy mocy znamionowej, n_s – chwilowa prędkość obrotowa, n_N – prędkość obrotowa mocy znamionowej

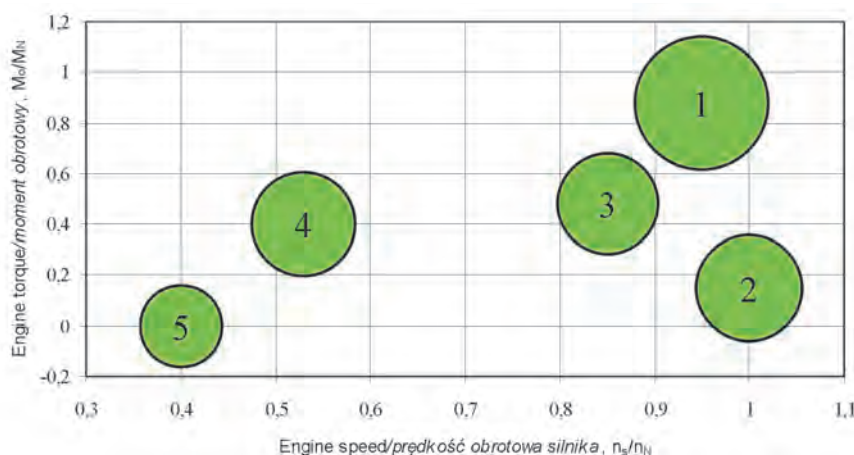


Fig. 2. P5-phase Deutz static cycle of loads (circle areas being proportional to shares of particular phases) [5]; M_0 – instantaneous torque, M_N – rated power torque, n_s – instantaneous engine speed, n_N – rated power engine speed
Rys. 2. Pięciofazowy, statyczny cykl obciążeń Deutza (pola powierzchni kół proporcjonalne do udziału poszczególnych faz) [5]; M_0 – chwilowy moment obrotowy; M_N – moment obrotowy mocy znamionowej, n_s – chwilowa prędkość obrotowa, n_N – prędkość obrotowa mocy znamionowej

In order to comply with the requirements relating to the determination of average conditions of operation of non road vehicles, a simulation test of loads characteristic of agricultural tractor engines was developed [5]. The developed research test (operation model) is based upon five typical agricultural and technical activities performed by the agricultural tractor (Fig. 2).

However Deutz test [5], even in the opinion of its authors, does not consider certain temporary conditions of the engine, which are difficult to determine and are connected with such activities of the tractor as aggregation of equipment, operation of the tractor at creeper speed (below 3.6 km/h) or use of tractor stationary drives through PTO (*Power Take Off*). Therefore for each group of non road vehicles there should

Chcąc sprostać wymaganiom, dotyczącym określenia przeciętnych warunków eksploatacji pojazdów pozadrogowych, opracowano symulacyjny test obciążeń charakterystyczny dla silników ciągników rolniczych [5]. Stworzony test badawczy (model eksploatacji) oparty jest na pięciu typowych czynnościach agrotechnicznych wykonywanych przez ciągnik rolniczy (rys. 2).

Jednak test Deutza [5], już w opinii jego autorów, nie uwzględnia pewnych, trudnych do określenia, stanów przejściowych silnika związanych z czynnościami ciągnika, takimi jak: agregatowanie sprzętu, jazda ciągnika na biegach pełzających (poniżej 3,6 km/h) lub wykorzystanie ciągnika w napędach stacjonarnych przez PTO (*Power Take Off*). Dlatego też należałoby, dla każdej z grup pojazdów pozadrogowych, stworzyć odrębny test badawczy, który spełniałby wymagania w zakresie oceny średnich emisji spalin i zużycia paliwa. W niniejszym artykule zaproponowano metodykę tworzenia zastępczego cyklu obciążeń na przykładzie ciągnika rolniczego, posługując się metodą analizy skupień zarejestrowanych obciążeń silnika Z8401.12.

2. Metodyka badań

Podstawą do stworzenia symulacyjnego cyklu badawczego silników pojazdów pozadrogowych powinien być zbiór danych o stanach pracy silnika (w układzie n_s – M_0) zarejestrowany podczas eksploatacji. Aby jednak zapewnić reprezentatywność zebranego zbioru danych, należy zwrócić uwagę na następujące czynniki [2, 7]:

- sprawność psychomotoryczną przeciętnego operatora (kierowcy) pojazdu, ze względu na sposób sterowania silnikiem,
- statystyczne wykorzystanie pojazdu o określonym przedziale czasowym, tj. jednego roku lub sezonu, ze względu na wystarczającą liczbę zarejestrowanych danych,

be a separate research test complying with the requirements relating to the evaluation of average exhaust emissions and fuel consumption. This article proposes the methodology of development of substitute cycle of loads on the example of an agricultural tractor and with the use of analysis of cluster of recorded Z8401.12 engine loads.

2. Research methodology

The development of simulation research cycle of non road vehicle engines should be based upon a collection of data on engine work conditions (in n_s-M_o system) recorded during operation. However, in order to make the collected data most representative one should pay attention to the following factors [2, 7]:

- psychomotor efficiency of an average operator (driver) of the vehicle in terms of driving style,
- statistic use of the vehicle in a specified time interval, i.e. during one year or season, in terms of the sufficient data recorded,
- type of work performed by the vehicle, conditions of field, climate, soil etc. in terms of values of resistance taken into account in the vehicle power balance.

Taking the above factors into account it is possible to develop a representative cycle of loads by performing the following activities in a sequence:

- 1) selection of a vehicle for testing from a group of given type of non road vehicles,
- 2) recording of engine work parameters in a sufficiently long time interval,
- 3) statistical depiction of engine load conditions as a function of interval duration,
- 4) development of a substitute and simplified cycle of loads.

For the purposes of the development of a substitute cycle of loads of an engine, the author selected Ursus 912/14 used in an agricultural farm with the area of 38 hectares, which constitutes an average farm organizational system in the region of the Zachodniopomorskie Province. The operating conditions of Z8401.12 engine were recorded with the use of TRS (*Tractor Recording System*) [3].

The substitute cycle of loads was performed with the use of cluster analysis method being a statistical tool for explorative analysis of data. The aim of the method is to divide objects (engine operating points) into groups, so that the degree of relationship of objects with objects belonging to the same group was possibly the greatest and the degree of relationship of other objects to objects belonging to other groups was possibly the least. For the purposes of cluster formation, the measure of distance between the objects was Euclidean space determining the real geometrical distance in n_s-M_o system of coordinates. In order to divide the object into groups, the full bond method (the furthest proximity) was used, according to which the distance between clusters is determined by the largest distance between two random objects belonging to various clusters, i.e. furthest “neighbours”. The method proves, if objects form naturally separated clusters. It was assumed that the method is justified also in the case of operation of a tractor engine performing

– rodzaj wykonywanej przez pojazd pracy, warunki terenu, klimatyczne, glebowe itp., ze względu na wartości oporów uwzględnianych w bilansie mocy pojazdu.

Biorąc pod uwagę wymienione czynniki, możliwe jest stworzenie reprezentatywnego cyklu obciążeń, wykonując kolejno wybór następujące czynności:

- 1) wybór pojazdu do badań z populacji danej kategorii pojazdów pozadrogowych,
- 2) rejestracja parametrów pracy silnika w dostatecznie długim przedziale czasowym,
- 3) statystyczne przedstawienie stanów obciążeń silnika w funkcji czasów ich trwania,
- 4) stworzenie zastępczego, uproszczonego cyklu obciążeń.

Do opracowania zastępczego cyklu obciążeń silnika wytypowano ciągnik Ursus 912/14 pracujący w gospodarstwie rolnym o powierzchni 38 h, co stanowi przeciętny układ organizacyjny gospodarstwa w regionie zachodniopomorskim. Stany pracy silnika Z8401.12 rejestrowano za pomocą urządzenia TRS (*Tractor Recording System*) [3].

Zastępczy cykl obciążeń wykonano, posługując się metodą analizy skupień, która jest narzędziem statystycznym do eksploracyjnej analizy danych. Celem tej metody jest ułożenie obiektów (punktów pracy silnika) w grupy w taki sposób, aby stopień powiązania obiektów z obiektami należącymi do tej samej grupy był jak największy, a z obiektami z pozostałych grup jak najmniejszy. Przy formowaniu skupień, miarą odległości między obiektami była przestrzeń euklidesowa, wyznaczająca rzeczywistą odległość geometryczną w układzie współrzędnych n_s-M_o . Jako sposób grupowania obiektów wybrano metodę pełnego wiązania (najdalszego sąsiedztwa), w której odległość między skupieniami jest zdeterminowana przez największą odległość między dwoma dowolnymi obiektami należącymi do różnych skupień, tj. najdalszymi „sąsiadami”. Metoda ta sprawdza się wtedy, gdy obiekty formują naturalnie oddzielne aglomeraty. Założono, że metoda ta jest słuszna również w sytuacji eksploatacji silnika ciągnikowego, który podczas wykonywania poszczególnych, różniących się od siebie zabiegów agrotechnicznych, rozwija charakterystyczne dla każdego zabiegu zakresy obciążeń i prędkości obrotowych. Podczas analizy metodą k-średnich przeprowadzono v-krotny sprawdzian krzyżowy, pozwalający na automatyczne wyznaczenie liczby skupień [1].

3. Wyniki badań

Podczas rocznej eksploatacji pojazdu uzyskano 24775 zapisów o stanie pracy silnika, co stanowiło ponad 206 godzin jego pracy. Następnie, posługując się przedstawioną metodą analizy, zlokalizowano siedem skupień w polu pracy silnika (tab. 1).

Największym udziałem, w ogólnym czasie pracy silnika, charakteryzowało się skupienie 1. Jest ono adekwatne do obciążeń silnika ciągnikowego w transporcie i pracach z udziałem PTO, wymagających przede wszystkim wysokich prędkości obrotowych silnika w celu zapewnienia żądanej prędkości jazdy (ok. 30 km/h) lub znamionowych prędkości obrotowych PTO (540 obr/min lub 1000 obr/min). Charakterystyczny dla skupienia 2, najwyższy z

particular different agricultural operations, during which it develops ranges of loads and engine speeds characteristic of each of such operations. In the course of the analysis using k-means, the author performed v-multiple cross test making it possible to determine the number of clusters in an automatic manner [1].

3. Test results

During the annual operation of the vehicle the author obtained 24775 records concerning condition of the engine work, which constituted 206 working hours of the engine. Next, the author located seven clusters in the engine operation field with the use of the above-presented analysis method (Tab. 1).

Cluster 1 was characterised by the largest share in the general time of engine operation. The share is commensurate

uzyskanych w analizie, średni moment obrotowy silnika, świadczy o stanach pracy odpowiadających wykonywaniu ciężkich zabiegów agrotechnicznych, np. orki. Skupieniu 7 i 6 przyporządkować można pracę silnika na biegu jałowym oraz wykonywanie manewrów przez ciągnik, przy niewielkim obciążeniu silnika. Skupienia 3, 4 i 5 to typowe stany pracy silnika obciążonego oporem agregatów uprawowych i siewnych.

Podobną identyfikację obciążeń można przeprowadzić dla innych pojazdów pozadrogowych, przyporządkowując poszczególne skupienia punktów pracy konkretnym czynnościom wykonywanym przez te pojazdy w warunkach eksploatacyjnych.

W tabeli 2 przedstawiono wybrane statystyki badanych zmiennych. Odchylenia standardowe prędkości obrotowych silnika dla poszczególnych skupień nie przekraczały 200

Table 1. Cluster coordinates and their shares in the general time of Z8401.12 engine operation

Tabela 1. Współrzędne skupień oraz ich udziały w ogólnym czasie pracy silnika Z8401.12

Cluster/ skupienie	Engine speed, n [rpm]/ prędkość obrotowa silnika	Engine torque, Mo [N·m]/ moment obrotowy	Number of cases/ liczba przypadków	Percent, [%]/ procent
3	1739.3	154.0	4058	16.4
4	1472.5	70.7	3241	13.1
7	582.5	30.7	4099	16.6
5	1106.1	124.5	2232	9.0
6	993.7	51.7	3150	12.7
1	2023.6	72.5	4657	18.8
2	1745.1	225.7	3337	13.4

with the tractor engine load during transport and works using PTO, which require high engine speed in order to ensure the required driving speed (approx. 30 km/h) or PTO rated engine speeds (540 rpm or 1000 rpm). The average engine torque characteristic of cluster 2 with the highest result obtained in the analysis is evidence of conditions of work corresponding to performance of hard agricultural and technical operations such as ploughing. Clusters 7 and 6 may be assigned to the engine idle speed and manoeuvres of the tractor performed under small load of the engine. The clusters 3, 4 and 5 are characteristic of operating conditions of the engine loaded with resistance of planting and seeding cultivation units.

Similar identification of loads may be performed for other non road vehicles by assigning particular clusters of operating points to specific activities performed by the ve-

obr/min, a odchylenia standardowe momentu obrotowego 30 N·m.

Uzyskane rozkłady zmiennych (rys. 3 i 4) pozwalają na porównanie poszczególnych skupień pod względem prawdopodobieństwa ich wystąpienia.

Zauważyć można, że prawdopodobieństwa wystąpienia określonych prędkości obrotowych silnika w poszczególnych skupieniach (rys. 3) są ponad pięciokrotnie mniejsze w stosunku do prawdopodobieństw momentów obrotowych (rys. 4). Wynika to głównie z dokładności pomiaru tych dwóch zmiennych. Pomiar prędkości obrotowej silnika prowadzony był przy większej dokładności urządzeń (błąd ok. 1%), a więc przy większym rozrzucie wyników pomiarów w stosunku do momentu obrotowego, który wyznaczano metodą pośrednią, z błędem ok. 5% [3].

Table 2. Selected variables statistics in n_s-M_o system

Tabela 2. Wybrane statystyki zmiennych w układzie n_s-M_o

Cluster/skupienie	3	4	7	5	6	1	2
Min [rpm-N·m]	1412.0-104.6	1228.0-19.4	400.0-7.7	542.0-86.7	724.0-4.3	1748.0-14.7	836.0-189.4
max [rpm-N·m]	2300.0-190.5	1752.0-110.8	850.0-88.9	1410.0-275.0	1290.0-97.9	2300.0-143.9	2300.0-307.6
\bar{x} [rpm-N·m]	1746.2-154.4	1472.3-70.4	581.7-30.6	1121.0-125.6	988.5-52.4	2023.4-72.4	1742.6-226.2
S [rpm-N·m]	171.5-22.3	136.5-22.0	112.6-21.6	194.4-27.8	127.9-20.5	118.8-22.5	168.6-24.5

hicles in operating conditions.

The Table 2 presents selected statistics of the tested variables. Standard deviations of engine speeds for particular clusters did not exceed 200 rpm and standard deviations of torque did not exceed 30 N·m.

The obtained variables distributions (Fig. 3 and 4) make it possible to compare particular clusters depending on credibility of their occurrence.

It may be observed that the occurrence of specified engine speeds in particular clusters (Fig. 3) is five times less credible than in the case of torque (Fig. 4). This mainly results from the accuracy of measurements of the two variables. The engine speed was measured by the equipment with greater accuracy (error of approx. 1%) and therefore the range of measurement results was greater as compared with the torque results, which were determined with the use of an indirect method allowing for an error of approx. 5% [3].

The credibility resulting from the obtained distributions could also be higher (more credible) for the developed test, if a greater number of clusters was assumed. However, excessive increase of the number of clusters, which, at the same time, constitute individual phases of the static cycle, would complicate and prolong the research procedure, which is relevant in the case of engine tests performed in a chassis dynamometer. Therefore it was assumed that the number of clusters in the developed load test should not exceed the

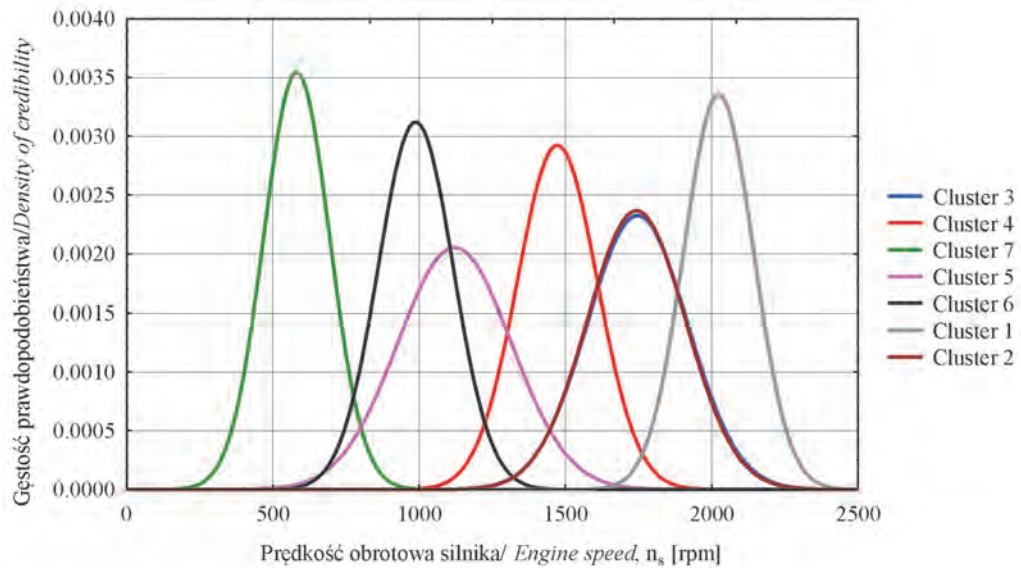


Fig. 3. Credibility distributions of Z8401.12 engine speeds for particular clusters

Rys. 3. Rozkłady prawdopodobieństw prędkości obrotowej silnika Z8401.12 dla poszczególnych skupień

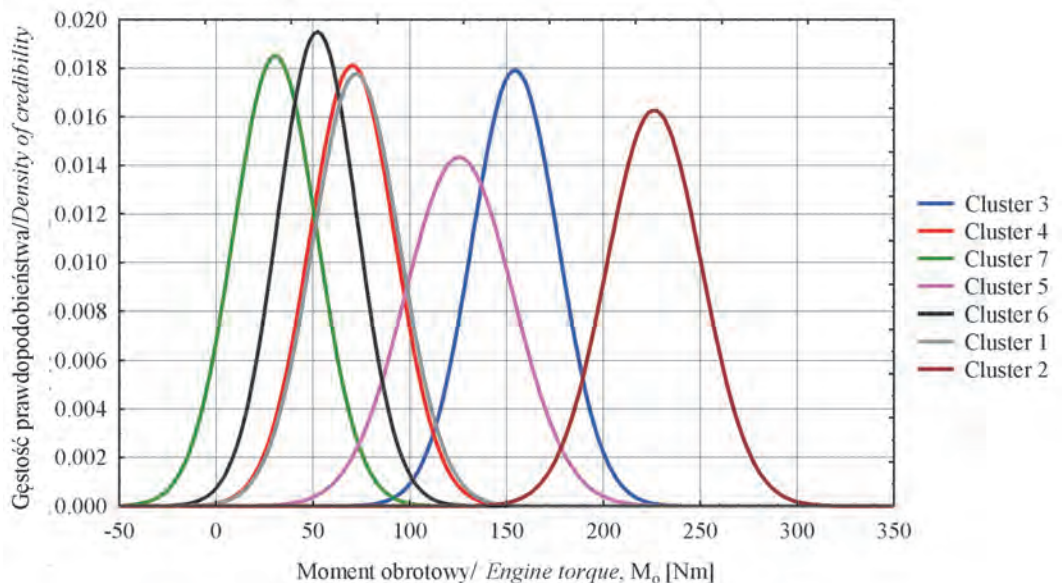


Fig. 4. Credibility distributions of Z8401.12 torque for particular clusters

Rys. 4. Rozkłady prawdopodobieństw momentu obrotowego silnika Z8401.12 dla poszczególnych skupień

Wynikające z uzyskanych rozkładów prawdopodobieństwa mogłyby być również wyższe (bardziej wiarygodne) dla tworzonego testu, gdyby przyjęto większą liczbę skupień. Jednak nadmierne zwiększenie liczby skupień, które są jednocześnie pojedynczymi fazami cyklu statycznego, komplikuje i wydłuża procedurę badawczą, co przy realizacji badań silnika na stanowisku dynamometrycznym ma istotne znaczenie. Dlatego przyjęto, że liczba skupień w tworzonym teście obciążenia nie powinna przekraczać liczby faz cyklu C1.

Na podstawie wyznaczonych współrzędnych oraz ich statystyk (tab. 1 i 2) sporządzono siedmiopunktowy rozkład

number of phases of C1 cycle.

On the basis of the determined coordinates and their statistics (Tab. 1 and 2) the author developed a 7-point distribution of loads in a non-dimensional universal characteristics field (Fig. 5).

The cycle phases were numbered so that the engine could operate at decreasing engine speeds and decreasing loads for each of the phases during dynamometric test, which is the case of standard static test cycles.

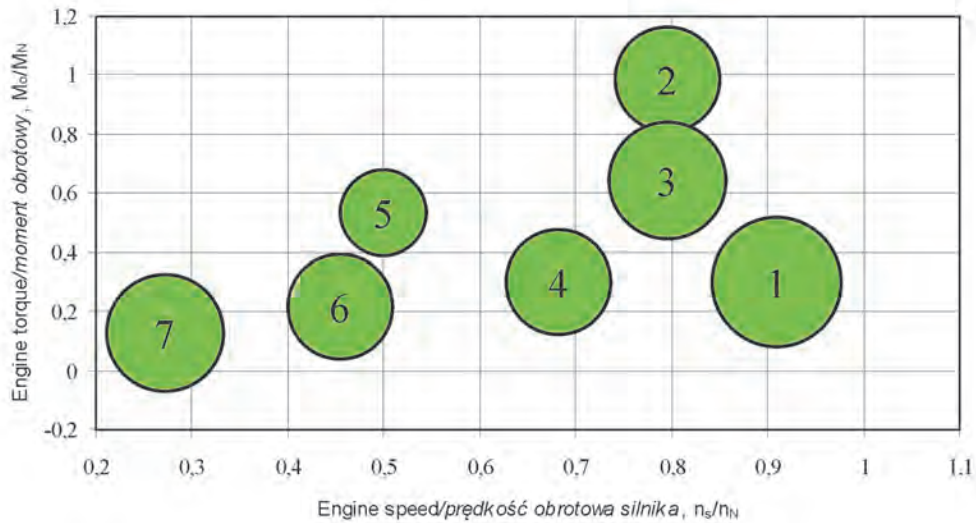


Fig. 5. 7-phase static cycle of loads (circle areas being proportional to shares of particular phases); M_o – instantaneous torque, M_N – rated power torque, n_s – instantaneous speed, n_N – rated power speed

Rys. 5. Siedmiofazowy, statyczny cykl obciążeń (pola powierzchni kół proporcjonalne do udziału poszczególnych faz); M_o – chwilowy moment obrotowy, M_N – moment obrotowy mocy znamionowej, n_s – chwilowa prędkość obrotowa, n_N – prędkość obrotowa mocy znamionowej

The table 3 presents a comparison of selected test cycles of engines installed in non road vehicles. The comparison has the form of non-dimensional coordinates of engine speed, torque and weight coefficients.

As results from Table 3, the 8-phase cycle is characterised by the greatest weighted average of the engine power, i.e. $N_e/N_{znam} = 0.44$. In the 5-phase cycle the weighted average of the engine power has the value of 0.37, whereas in the 7-phase cycle it is 0.28. Therefore, the weighted average load of the engine during the 7-phase cycle is lower by over 24% as compared to the 5-phase cycle and by over 36% as compared to the 8-phase cycle. Therefore one should assume that such a great diversification of engine loads during chassis dynamometer tests must be reflected in the level

obciążeń w polu bezwymiarowej charakterystyki uniwersalnej (rys. 5).

Fazy cyklu ponumerowano w taki sposób, aby podczas badań na stanowisku dynamometrycznym silnik pracował przy malejących prędkościach obrotowych i malejącym obciążeniu dla każdej z faz, podobnie jak ma to miejsce w standardowych, statycznych cyklach badawczych.

Porównanie wybranych cykli badawczych silników zainstalowanych w pojazdach pozadrogowych przedstawiono w tab. 3, w postaci bezwymiarowych współrzędnych prędkości obrotowej i momentu obrotowego oraz współczynników wagi.

Jak wynika z tabeli 3, największą średnią ważoną mocy silnika, tj. $N_e/N_{znam} = 0,44$, charakteryzuje się cykl ośmiofazowy

Table 3. Comparison of selected static load tests for engines installed in non road vehicles

Tabela 3. Porównanie wybranych, statystycznych testów obciążeń silników pojazdów pozadrogowych

Number of phase/numer fazy		1	2	3	4	5	6	7	8
8-phase cycle/cykl 8-fazowy	n_s/n_N	1	1	1	1	0.6	0.6	0.6	0.3
	M_o/M_N	1	0.75	0.5	0.1	1	0.75	0.5	0
	coefficient of weight/współczynnik wagi	0.15	0.15	0.15	0.1	0.1	0.1	0.1	0.15
Number of phase/numer fazy		1	2	3	4				5
5-phase cycle/cykl 5-fazowy	n_s/n_N	0.95	0.85	0.53	1				0.4
	M_o/M_N	0.88	0.48	0.4	0.15				0
	coefficient of weight/współczynnik wagi	0.31	0.18	0.19	0.2				0.12
Number of phase/numer fazy		1	2	3	4	5	6		
7-phase cycle/cykl 7-fazowy	n_s/n_N	0.91	0.8	0.8	0.68	0.5	0.45		
	M_o/M_N	0.3	0.99	0.64	0.3	0.54	0.21		
	coefficient of weight/współczynnik wagi	0.2	0.13	0.16	0.13	0.09	0.13		
									0.27
									0.13
									0.15

of emission of exhaust toxic components and economical engine operation.

Taking it into account that one of the most significant activities aimed at a restriction of the exhaust emission is their limitation and the hitherto applied legislative solutions relating to non road vehicle Diesel engines are not acceptable for all groups of the type of vehicles, one may develop and verify static tests of Diesel engines periodically with the use of the above-presented methodology. The example of the development of the substitute cycle of loads as presented in this article may be used, among others, in certification procedures for non road vehicles.

4. Conclusions

1. The cluster analysis method is a useful statistic tool for the development of measurement data relating to Diesel engine loads.
2. The developed 7-phase cycle of loads reflects the most frequent conditions of Z8401.12 engine operation.
3. The 7-phase cycle of loads differs from the 5- and 8-phase cycles as regards the weighted average of the power. The weighted average of the power is higher by 24% as compared to the 5-phase cycle and 36% as compared to the 8-phase cycle.
4. The above-presented methodology of development of substitute cycles of loads may be used in other groups of engine vehicles.

Artykuł recenzowany

zowy. W cyklu pięcioletnim średnia ważona mocy silnika wynosi 0,37 a w cyklu siedmioletnim 0,28. Średnie ważone obciążenie silnika podczas cyklu siedmioletniego jest zatem niższe o ponad 24% w stosunku do cyklu pięcioletniego i o ponad 36% w porównaniu z cyklem ośmioletnim. Należy zatem przypuszczać, że tak duże zróżnicowanie obciążeń silnika podczas testów dynamometrycznych musi znaleźć swoje odbicie w poziomie emisji toksycznych składników spalin oraz ekonomice pracy silnika.

Biorąc pod uwagę, że jednym z ważniejszych działań, mających na celu ograniczenie emisji związków toksycznych w spalinach jest ich limitowanie, a dotychczas stosowane rozwiązania legislacyjne, dotyczące silników spalinowych pojazdów pozadrogowych, nie są do zaakceptowania dla wszystkich grup tego typu pojazdów, można, za pomocą przedstawionej metodyki, tworzyć i okresowo weryfikować statyczne testy badawcze silników spalinowych. Przedstawiony w artykule przykład opracowania zastępczego cyklu obciążeń może być wykorzystany m.in. w procedurach homologacyjnych pojazdów pozadrogowych.

4. Wnioski

1. Metoda analizy skupień jest przydatnym narzędziem statystycznym do opracowywania zarejestrowanych danych pomiarowych o stanach obciążeń silnika spalinowego.
2. Stworzony, siedmioletni cykl obciążeń odzwierciedla najczęściej występujące w eksploatacji stany pracy silnika spalinowego Z8401.12.
3. Siedmioletni cykl obciążeń różni się pod względem średniej ważonej mocy od cyklu pięcioletniego i ośmioletniego. Średnia ważona mocy jest wyższa o 24% niż w cyklu pięcioletnim i o 36% niż w cyklu ośmioletnim.
4. Przedstawiona metodyka tworzenia zastępczych cykli obciążeń może być wykorzystana w innych grupach pojazdów silnikowych.

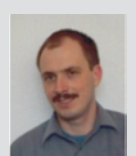
Bibliography/Literatura

- [1] Analiza skupień. Electronic Textbook StatSoft. <http://www.statsoft.pl/textbook/stathome.html>.
- [2] Gajdowicz M.: Bezstopniowa przekładnia cierna jako regulator pracy silnika spalinowego w trakcji samochodowej. Silniki Spalinowe 1–2, 1990.
- [3] Koniuszy A., Nadolny R.: Sposób monitoringu pracy ciągnika oraz urządzenie do jego realizacji. Zgłoszenie patentowe P 381892, 2007.
- [4] Lindgren M.: Engine Exhaust Gas Emissions from Non-road Mobile Machinery. Effects of transient load conditions. Doctoral thesis, Swedish University of Agricultural Sciences, Uppsala 2004.
- [5] Lindgren M., Hansson P.-A.: Effects of Engine Control Strategies and Transmission Characteristics on the Exhaust Gas Emissions from an Agricultural Tractor. Biosystem Engineering 83(1), 2002.
- [6] PN-EN ISO 8178-4. Silniki spalinowe tłokowe. Pomiar emisji spalin. Cykle badawcze silników o różnym zastosowaniu. 1999.
- [7] Steven H.: Development of a Worldwide Harmonised Heavy-duty Engine Emissions Test Cycle. Final Report, Netherlands –Germany 2001.

Mr. Adam Koniuszy, DEng. – doctor at the Chair of Basic Technology at West Pomeranian University of Technology in Szczecin.

Dr inż. Adam Koniuszy – adiunkt w Zakładzie Podstaw Techniki Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie.

e-mail: adam.koniuszy@agro.ar.szczecin.pl



The effect of temperature and shearing rate on dynamic viscosity of RME containing fuels

The paper presents the results of a research on determining the temperature and shearing rate effect on dynamic viscosity of type B biofuels. This type of fuels are diesel fuels containing a biocomponent supplement. The "B" value denotes a volumetric share of the biocomponent in a mixture with diesel fuel. Three kinds of biofuels have been tested: B100 (100% RME), B20 (20% RME) and B5 (5% RME). B20 and B5 biofuels were prepared on the basis of commercial VERVA ON diesel oil. The dynamic viscosity of B100 RME biofuels within the temperature range from 30 to -15°C assumes values from c.a. 10 to 95 mPa·s. The dynamic viscosity of RME biofuels at constant temperature 25°C within the range of shearing rate from 0 to 2000 s^{-1} changed its value from 7 to 15 mPa·s. B5 biofuel reveals also a strong dependency of the dynamic viscosity in the shearing rate function. For the lowest values of the shearing forces the dynamic viscosity assumed the values of 2.5 mPa·s. The dynamic viscosity grew reaching the value of 8.5 mPa·s at 2000 s^{-1} along with the increasing shearing forces. The research demonstrated that the dynamic viscosity of fuels is seriously affected not only by the temperature, as has been hitherto suggested, but also by the shearing rate.

Key words: biodiesel, biofuels type B, RME, dynamic viscosity, shearing rate

Wpływ temperatury i szybkości ścinania na lepkość dynamiczną paliw zawierających RME

W artykule przedstawiono wyniki badań dotyczących określenia wpływu temperatury oraz szybkości ścinania na lepkość dynamiczną biopaliw typu B. Paliwami tego typu są oleje napędowe zawierające dodatek biokomponentu. Wartość przy literze „B” oznacza udział objętościowy biokomponentu w mieszaninie z olejem napędowym. Badaniom poddano trzy rodzaje biopaliw: B100 (100% RME), B20 (20% RME) i B5 (5% RME). Biopaliwa B20 i B5 skomponowano w oparciu o handlowy olej napędowy VERVA ON. Lepkość dynamiczna biopaliwa B100 RME w zakresie temperatur od 30 do -15°C przyjmuje wartości od ok. 10 do 95 mPa·s. Lepkość dynamiczna biopaliwa RME przy stałej temperaturze wynoszącej 25°C w zakresie szybkości ścinania od 0 do 2000 s^{-1} zmieniała swoją wartość od 7 do 15 mPa·s. Biopaliwo B5 wykazuje również silną zależność lepkości dynamicznej w funkcji szybkości ścinania. Dla najniższych wartości sił ścinających lepkość dynamiczna przyjmowała wartość 2,5 mPa·s. Wraz ze wzrostem sił ścinających rosła również lepkość dynamiczna osiągając przy 2000 s^{-1} wartość 8,5 mPa·s. Przeprowadzone badania pokazały, że na lepkość dynamiczną paliw duży wpływ wywiera nie tylko temperatura jak dotychczas sądzono, ale również szybkość ścinania.

Słowa kluczowe: biodiesel, biopaliwo typu B, RME, lepkość dynamiczna, szybkość ścinania

1. Introduction

Two of the basic parameters determining the biofuel usefulness for diesel engines are its viscosity and density. From the above mentioned parameters, both kinematic and dynamic viscosity are characterized by a relatively large amplitude of parameter changes in the temperature function.

Quality standards PN-EN 590:2006 for diesel fuel and EN ISO3104 for FAME fuel determine only the kinematic viscosity. No obligatory norm has been introduced so far for determining the dynamic viscosity. Kinematic viscosity is a parameter describing the resistance of fluid flow due to gravity forces. In order to determine the kinematic viscosity the flow time for constant fluid volume through a capillary tube of a standard viscosimeter under the influence of gravity forces is measured, under repeatable conditions and at known and strictly controlled temperature. The value of the kinematic viscosity is computed by multiplying the flow time by viscosimeter standardization constant.

The analysis of the subject literature shows a variety of values of RME kinematic viscosity, which according to some authors at the temperature of e.g. 20°C ranged from

1. Wstęp

Podstawowymi parametrami decydującymi o przydatności szczególnie biopaliw do zasilania silników z zapłonem samoczynnym są lepkość i gęstość. Stosunkowo dużą amplitudą zmian wartości parametru w funkcji temperatury charakteryzuje się lepkość zarówno kinematyczna, jak i dynamiczna.

Normy jakościowe PN-EN 590:2006 dotyczące oleju napędowego oraz EN ISO 3104 na FAME określają tylko lepkość kinematyczną. Dotychczas nie wprowadzono normy obligatoryjnej na bezpośrednie wyznaczanie lepkości dynamicznej. Lepkość kinematyczna jest to parametr określający opór przepływu, na jaki napotyka ciecz pod wpływem sił grawitacyjnych. W celu określenia lepkości kinematycznej mierzy się czas przepływu stałej objętości cieczy, pod wpływem sił grawitacyjnych, przez kapilarę wzorcowanego lepkościomierza, w powtarzalnych warunkach, w znanej i ściśle kontrolowanej temperaturze. Wartość lepkości kinematycznej oblicza się, mnożąc zmierzony czas przepływu przez stałą wzorcowania lepkościomierza, przy czym norma dopuszcza trzy grupy lepkościomierzy w zależności od ro-

6 [3] to 2000 mPa·s [4]. However, it seems that the scatter of results was not as wide and was rather due to a measurement error or an application of methods of little accuracy. Therefore, even a small mistake during measurement may cause a considerable scatter of the obtained kinematic viscosity values. Additionally such an error may be multiplied while the dynamic viscosity is determined.

In recent years a rapid development of injection systems based on pump-injectors or common rail has been observed, where very high pressure occurs. In this situation it is extremely important to determine the fluid flow resistance under dynamic, not static conditions. It is particularly important when type "B" fuels with biocomponent supplement of higher viscosity are used for Diesel engine fueling. Therefore the dynamic, not kinematic viscosity should be determined. So far, the dynamic viscosity has not been determined separately, but indirectly derived from the kinematic viscosity. It was due to a lack of proper tools which were relatively expensive. However, a dynamic development of rheometers in recent years, particularly dynamic types, allowed for most accurate determination of the dynamic viscosity. Moreover, for a better assessment of fuel mechanical properties the influence of many rheological parameters on the behavior of fuels or biofuels may also be tested.

The advantages of the use of the rotary rheometers for viscosity determination comprise: small volume of fuel sample (about 50 cm³ is enough), full automatic and computerized measurements, the possibility of testing both viscous and elastic properties, possible investigation of the thixotropy and anti-thixotropy phenomena.

The dynamic viscosity is a measure of fluid's resistance to flow or fluid deformation – Polish standard PN-EN ISO 3104. Viscosity is responsible for flow resistance through the fuel supply system elements such as fuel lines and fuel filters [5]. It also affects the injection course, stream range and fuel spraying in the engine combustion chamber. It influences the lubrication properties, which is particularly important in the case of rotary injection pumps because in the pumps of this type the pump elements are lubricated with diesel oil. It influences the functioning of the newest generation of injection systems based on common rail or injection pump to a higher extent than others. High shearing rates occurring on the elements cutting off the fuel flow or changing the flow direction cause additional and considerable increase in the dynamic viscosity, which in case a biocomponent supplement with viscosity higher than diesel fuel is used, may affect the proper functioning of the fuel supply and fuel injection systems [7]. There is also a strict relationship between the viscosity, the temperature and the shearing rate [7].

There is a serious problem concerning an excessive viscosity of some biofuels, which in recent years has become one of the key issues. It is primarily connected with the use of injection systems, which supply the fuel to the engine at dynamic pressure reaching 260 MPa. Therefore, even a slight increase in this parameter may negatively affect the work of injection system. The fact that biofuels would enter the fuel market was known since 1997, because during the World

dzażu i zakresu lepkości badanej cieczy, dlatego metodyka pomiaru różni się od podanej wyżej.

Jak wynika z analizy literatury tematu, wartość lepkości kinematycznej RME, według różnych autorów, w temperaturze np. 20°C, zawiera się w przedziale od 6 [3] do 2000 mPa·s [4]. Wydaje się jednak, że tak dużego rozrzutu nie ma, a uzyskane wyniki były, niestety, efektem błędu pomiaru lub zastosowania mało precyzyjnej metodyki. Dlatego popełnienie nawet małego błędu w trakcie pomiarów może powodować duży rozrzut uzyskanej wartości lepkości kinematycznej. Dodatkowo, taki błąd może być zwielokrotniony przy wyznaczeniu lepkości dynamicznej.

W ostatnich latach obserwuje się gwałtowny rozwój aparatury wtryskowej, bazującej na systemach pompowtryskiwaczy lub układzie *common rail*, gdzie mamy do czynienia z bardzo wysokimi ciśnieniami. W takiej sytuacji bardzo istotne jest określanie oporu przepływu płynu w warunkach dynamicznych, a nie – statycznych. Jest to o tyle ważne, że do zasilania silników ZS można stosować paliwa typu B z dodatkiem biokomponentów, których, jak wiemy, lepkość jest wyższa. Dlatego powinno się wyznaczać precyzyjnie lepkość dynamiczną, a nie kinematyczną. Dotychczas nie wyznaczano lepkości dynamicznej, a tylko ją wyliczano z kinematycznej, ponieważ nie było odpowiednich narzędzi lub były stosunkowo drogie. Jednak w ostatnich latach obserwujemy bardzo dynamiczny rozwój reometrów, szczególnie rotacyjnych, które bardzo precyzyjnie potrafią wyznaczać lepkość dynamiczną. Dodatkowo, dla lepszej oceny właściwości mechanicznych paliw można wyznaczać wpływ wielu parametrów reologicznych na zachowanie się paliwa czy biopaliwa.

Do zalet stosowania reometrów rotacyjnych do wyznaczenia lepkości należą: mała objętość potrzebnej próbki paliwa (wystarczy około 50 cm³), pełna automatyzacja i komputeryzacja pomiarów, możliwość badania cech lepkości i sprężystych, możliwość badania zjawisk tiksotropii i antytiksotropii.

Lepkość dynamiczna jest miarą oporu przepływu lub deformacji cieczy – Polska norma PN-EN ISO 3104. Lepkość odpowiada za opór przepływu paliwa przez elementy układu zasilania, jak przewody oraz filtry paliwowe [5]. Wpływa na przebieg wtrysku, zasięg strugi i rozpylenie paliwa w komorze spalania silnika. Wpływa również na właściwości smarne, co jest szczególnie ważne w przypadku rotacyjnych pomp wtryskowych, ponieważ w tego typu pompach smarowanie elementów pompy odbywa się olejem napędowym. Jeszcze większy wpływ wywiera na poprawność pracy najnowszej generacji układów wtryskowych, bazujących na systemie *common rail* lub pompowtryskiwaczach. Na elementach odcinających chwilowy dopływ paliwa lub zmieniających kierunek przepływu występują duże prędkości ścinania, co powoduje dodatkowe, znaczne zwiększenie lepkości dynamicznej, dlatego w przypadku zastosowania dodatku biokomponentu, który cechuje się większą lepkością od oleju napędowego, może wpłynąć na poprawność pracy układów zasilania i wtrysku paliwa [7]. Istnieje również ścisła zależność między lepkością a temperaturą i prędkością ścinania [7].

Climate Summit in Kyoto it was agreed that one of the ways to reduce CO₂ emission by vehicles would be a progressive replacement of the conventional crude oil derivative fuels with biofuels. Therefore, the manufacturers should adjust the injection systems also for the fuels with a 20 to 40% higher viscosity. Biodiesel quality also poses a problem. It turns out that FAME usually contains more products of incomplete conversion to esters of oil obtained through the transesterification process. EN-14214 standard for FAME Biodiesel fuel states the maximum admissible amount of monoacyloglycerols in fuels is 0.8%, whereas diacylglycerols – only 0.2% (m/m). Another problem is a wrong separation of ester from glycerine phase, since even trace amounts of glycerine phase left over lead to a considerable increase in viscosity. As results from the Author's own research, viscosity of properly separated glycerine phase obtained after rapeseed oil methanolysis at 20°C is approximately 940 mPa·s, whereas in diesel fuel it is approximately 8 mPa·s, RME esters approximately 13 mPa·s, whereas rapeseed oil approximately 70 mPa·s. It results from the data given above that at 20°C the oil viscosity is 5.5 times higher and the viscosity of glycerine phase by over 72 times higher than the RME viscosity [7].

2. Methods of research

The measuring set with two coaxial cylinders was applied in the rheometer. Beside the cone/plate viscometer it is one of the most accurate devices for the measurement of the dynamic viscosity of fuels and biofuels. Figure 1 shows the schematic diagram of the measuring set with marked parameters which served to formulate the main relationships: tangent force, torsion moment, shearing force and dynamic viscosity.

Assuming that the tested sample has the height H , the tangent force in the fluid at distance r from the rotation axis may be expressed by formula 1. Considering rotating frequency of the spinning element and the outer diameter of the spinning element R_1 and the inner diameter of the cylinder sleeve R_2 filled with the tested fluid, we may derive formula 2 describing the relationship for the shearing force. If the torsion moment caused by the tangent force is equal it may be generally written as $M = F \cdot r$. On the other hand for the set applied in the rheometer, i.e. the measuring set with coaxial cylinders, the torsion moment may be shown by formula 3. The tangent friction forces transferred by the fluid to the inner cylinder cause the described torsion moment M . Considering the above mentioned assumptions the formula for the dynamic viscosity using a coaxial cylinder set may be described using formula 4.

$$F_\gamma = 2\pi r H \tau_\gamma \quad (1)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{2\Omega}{1 - \frac{R_1^2}{R_2^2}} \quad (2)$$

$$M = \frac{4\pi\eta H \Omega}{\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2}} \quad (3)$$

$$\eta = \frac{1}{4\pi H} \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right) \frac{M}{\Omega} \quad (4)$$

Problem z nadmierną lepkością niektórych biopaliw jest bardzo poważny, a w ostatnich latach urósł do rangi jednego z kluczowych. Wiąże się to przede wszystkim ze stosowaniem aparatury wtryskowej, która podaje paliwo do silnika przy ciśnieniu dynamicznym dochodzącym do 260 MPa. Dlatego, nawet niewielkie zwiększenie wartości tego parametru, może negatywnie wpłynąć na pracę aparatury wtryskowej. O tym, że biopaliwa będą wchodziły na rynki paliwowe było wiadomo już od 1997 r., ponieważ podczas Światowej Konferencji Klimatycznej w Kioto ustalono, że jednym ze sposobów ograniczenia przez motoryzację emisji CO₂ będzie stopniowe zastępowanie konwencjonalnych ropopochodnych paliw biopaliwami. Dlatego producenci powinni dostosować układy wtryskowe również do paliw o większej lepkości od 20 do 40%. Pewnym problemem jest też jakość biodiesla. Okazuje się, że często w FAME mamy więcej produktów niecałkowitej konwersji oleju w estry, uzyskiwanego w procesie transestryfikacji. Norma EN 14214 dotycząca biopaliwa typu biodiesel FAME podaje, że monoacylogliceroli może być w paliwie maksymalnie 0,8% (m/m), natomiast diacylogliceroli – tylko 0,2% (m/m). Problemem jest też złe oddzielenie fazy estrowej od glicerynowej. Tymczasem pozostawienie nawet śladowych ilości fazy glicerynowej powoduje znaczny wzrost lepkości. Jak wynika z badań własnych autora artykułu, lepkość prawidłowo oddzielonej fazy glicerynowej, uzyskanej po metanolizacji oleju rzepakowego w temperaturze 20°C wynosi około 940 mPa·s, podczas gdy oleju napędowego ok. 8 mPa·s, estrów RME około 13 mPa·s, natomiast oleju rzepakowego ok. 70 mPa·s. Z powyższego wynika, że w temperaturze 20°C lepkość oleju rzepakowego jest o 5,5-krotnie większa, a fazy glicerynowej o ponad 72 razy większa od lepkości RME [7].

2. Metodyka badań

W reometrze zastosowano układ pomiarowy o dwóch cylindrach współosiowych. Jest to jednocześnie, obok układu stożek–płytki, jeden z dwóch najbardziej precyzyjnych

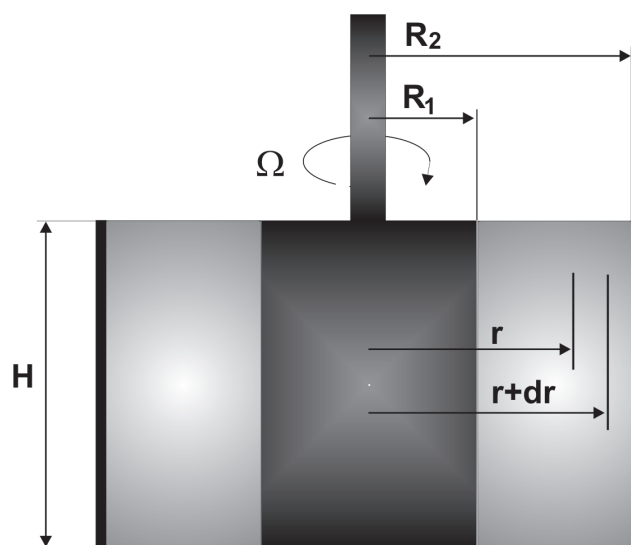


Fig. 1. Measuring set with coaxial cylinders

Rys. 1. Układ pomiarowy o cylindrach współosiowych

where: Ω – rotating frequency of the spinning element, M – torsion moment acting on the spinning element axis, H – height of the biofuel sample, r – distance from the axis of rotation, R_1 – outer radius, R_2 – inner radius of cylinder sleeve.

3. Aim and scope of research

The research aimed at determining the effect of the temperature and the shearing rate on the dynamic viscosity of type B biofuels. Three kinds of fuels were prepared: B5, B20 and B100. The value beside “B” denotes a volumetric proportion of RME in the mixture with the diesel oil. These biofuel types were selected because, the recently passed act on biocomponents and biofuels allows to use up to 5% of biocomponent supplements in the fuels without the obligatory relevant information for the buyer about the supplement. The second chosen biofuel was B20 since by 2020 an average biocomponent share in the total balance of fuels consumed by the transport will reach at least 20%. Hence, the research will show how much the viscosity of the fuels with 20% RME supplement will grow. The third biofuel selected for comparative testing was B100, i.e. pure RME ester. The basic fuel for type B20 and B5 biofuels was the commercial VERVA ON diesel oil manufactured by PKN ORLEN S.A. The research determined the variability of the dynamic viscosity within the temperature range from -15 to 30°C . Such a range of temperatures was assumed because due to the applied thermostatic bath it was impossible to lower the sample temperature below -15°C . On the other hand rising the upper temperature above 30°C was considered unnecessary because it does not generally affect the change of the dynamic viscosity. In the initial part of the test the shearing rate of the rheometer spindle was constant 1050 s^{-1} . Subsequently, the influence of variable shearing rates on the dynamic viscosity was determined for the same biofuels. The range of the shearing rate changes was very wide – from 0 to 2000 s^{-1} .

4. Characteristics of the test stand

The main device used at the test stand was ReolabQC rheometer manufactured by a German company – Anton Paar GmbH (Fig. 2). The rheometer is a device designed for determining mechanical and rheological parameters of fluids and fuels. The device measures among other things, the dynamic viscosity, surface tension, shearing forces, shearing rate, shearing tension, etc. The rheometer is also equipped with a temperature sensor and an integrated system of time measurement. In order to determine the effect of temperature on the above mentioned parameters, the rheometer used at the measuring stand was additionally equipped with a thermostatic bath. The results of research using the measuring system of the viscosimeter were sent to a computer and saved there to be subsequently processed using RHEOPLUS/32 V3.0.

The rheometer was equipped with an internal memory and the system for research program generation. Figure 3 presents the algorithm of the ReolabQC rheometer external

układów do pomiaru lepkości dynamicznej paliw i biopaliw. Na rysunku 1 przedstawiono schemat układu pomiarowego z zaznaczeniem parametrów, za pomocą których wyprowadzono główne zależności na: siłę styczną, moment skrecający, siłę ścinającą oraz lepkość dynamiczną.

Gdy przyjmiemy, że rozważana próbka ma wysokość H , to siła styczna w płynie w odległości r od osi obrotów może być wyrażona wzorem (1). Uwzględniając częstość obrotową wirującego elementu oraz średnicę zewnętrzną elementu wirującego R_1 i średnicę wewnętrzną tulei R_2 , wypełnionej płynem badanym, możemy wyprowadzić zapisaną wzorem (2) zależność na siłę ścinającą. Moment skrecający, wywołowany siłą styczną, możemy zapisać ogólnie $M = F \cdot r$. Natomiast dla układu zastosowanego w reometrze, czyli układu pomiarowego o cylindrach współosiowych, moment skrecający może być wyrażony wzorem (3). Siły tarcia stycznego przenoszone przez płyn na cylinder wewnętrzny powodują powstawanie opisanego momentu skrecającego M . Uwzględniając powyższe założenia, możemy zapisać wzorem (4) zależność na lepkość dynamiczną przy zastosowaniu układu pomiarowego o cylindrach współosiowych, gdzie: Ω – częstość obrotowa wirującego elementu, M – moment skrecający, działający na osi wirującego elementu, H – wysokość próbki biopaliwa, r – odległość od osi obrotu, R_1 – promień zewnętrzny wrzeciona reometru, R_2 – promień wewnętrzny tulei cylindra.

3. Cel i zakres badań

Celem badań było określenie wpływu temperatury oraz szybkości ścinania na lepkość dynamiczną biopaliw typu B. Skomponowano trzy rodzaje paliw: B5, B20 i B100. Wartość przy literze B oznacza udział objętościowy RME w mieszaninie z olejem napędowym. Wybrano tego typu biopaliwa, ponieważ obecnie można zgodnie z obowiązującą ustawą o biokomponentach i biopaliwach stosować do 5% dodatku biokomponentu, bez dodatkowego informowania kupującego, że olej napędowy posiada domieszkę biokomponentu. Drugim biopaliwem było B20, ponieważ docelowo do 2020 r. średni udział biokomponentu w całkowitym bilansie paliw konsumowanych w transporcie ma wynieść co najmniej 20%. Badania zatem pokażą o ile wzrośnie lepkość paliwa, zawierającego dodatek 20% RME. Trzecim biopaliwem dla porównania było B100, czyli czysty ester RME. Paliwem bazowym dla biopaliw typu B20 i B5 był handlowy olej napędowy VERVA ON, wyprodukowany w koncernie PKN ORLEN S.A. W trakcie badań wyznaczono zmienność lepkości dynamicznej w zakresie temperatur od -15 do 30°C . Przyjęto taki zakres temperaturowy, ponieważ ze względu na zastosowaną wannę termostatyczną nie można było obniżyć temp. próbek poniżej -15°C . Natomiast uznano, że górnej wartości nie ma potrzeby podnosić powyżej 30°C , gdyż podwyższenie temperatury nie wpływa zasadniczo na zmianę lepkości dynamicznej. W pierwszej części badań szybkość ścinania wrzeciona reometru była stała i wynosiła 1050 s^{-1} . Następnie dla tych samych biopaliw B określono, jaki wpływ na lepkość dynamiczną wywiera zmienna szybkość ścinania. Zakres zmian szybkości ścinania był bardzo duży i wynosił od 0 do 2000 s^{-1} .

control. The rheometer may be externally controlled by a computer which allows the creation and editing of the measuring programs, which makes optional and multiple parameter setting and saving possible without the necessity of deleting.

5. Results and discussion

Figures 4b through 6b show the results of the research on determining the effect of the temperature and the shearing rate on the dynamic viscosity.

Figure 4a shows the diagram of B100 fuel (100% RME) dynamic viscosity changes in the function of temperature. Within the range of temperatures from 30 to -15°C the dynamic viscosity changed its value from c.a. 10 to 95 mPa·s. Three characteristic sections may be distinguished on the analyzed diagram. Within the temperature range from 30 to c.a. 15°C the dynamic viscosity remained practically unchanged. With temperature decreasing from c.a. 15°C to -3°C a marked increase in the dynamic viscosity may be observed. When the temperature is further decreased from -3°C to -15°C a considerable increase in the dynamic viscosity is recorded. At -5°C the dynamic viscosity is c.a. 20 mPa·s, whereas at -15°C the viscosity increases over four times and reaches 96 mPa·s.

Figure 4a shows the effect of the shearing force on the dynamic viscosity of B100RME biofuel. The tests were conducted for a constant temperature of 25°C . As may be seen in the figure the dynamic viscosity at the same temperature changes its values from 7 to 15 mPa·s. It confirms the fact that at large increases in the shearing rate the value of the dynamic viscosity grows considerably (as much as twice). This information is particularly important for fueling of the new generation engines, as is in the case of pump injection or common rail systems, where very high pressure of injection occurs and the fuel dose is divided into several smaller ones. In such systems we observe considerable increases in the shearing rate, therefore the dynamic viscosity, irrespectively of the temperature may grow considerably causing an additional growth of the fuel flow resistance.

Research results presented in Figures 5a and 6a show the character of dynamic viscosity changes, respectively in biofuels B20 and B5 (5 and 20% RME). For the B20 biofuel at 30°C the viscosity was 6.5 mPa·s, but reached the value of 1.2 mPa·s when the temperature fell to -15°C . The viscosity value of 6.3 mPa·s was obtained for B5 biofuel at 30°C , but it grew when the fuel sample cooled and reached 9.7 mPa·s at -15°C .

Figures 5b and 6b show the influence of the shearing forces on the dynamic viscosity. Figure 4b illustrates the character of the changes for B20 biofuel. At the shearing forces close to zero, the dynamic viscosity was 3.5 mPa·s. The viscosity grew with the increase of the shearing rate and at the maximum value of this parameter (2000 s^{-1}) reached 10 mPa·s. As may be seen, due to the temperature the value of the dynamic viscosity may grow up to three times. Figure 5b shows how the dynamic viscosity of B5 fuel changes in the function of the shearing rate. For the lowest values of this parameter the dynamic viscosity assumed the value of 2.5

4. Charakterystyka stanowiska badawczego

Głównym urządzeniem stanowiska badawczego był reometr ReolabQC niemieckiej firmy Anton Paar GmbH (rys. 2). Wymieniony reometr jest przyrządem przeznaczonym do wyznaczania parametrów mechanicznych, reologicznych płynów oraz paliw. Przyrząd mierzy m.in. lepkość dynamiczną, napięcie powierzchniowe, siły ścinające, szybkość ścinania, napięcie ścinania itp. Reometr jest również wyposażony w czujnik temperatury oraz zintegrowany system pomiaru czasu. W celu określenia wpływu temperatury na wymienione parametry stanowisko badawcze, czyli reometr, został dodatkowo wyposażony w wannę termostaticzną. Wyniki badań poprzez system pomiarowy lepkościomierza były przesyłane do komputera i tam zapisywane oraz obrabiane w programie RHEOPLUS/32 V3.0.



Fig. 2. The test stand with a rheometer and thermostatic bath

Rys. 2. Stanowisko badawcze wyposażone w reometr oraz wannę termostaticzną

Reometr wyposażony jest w wewnętrzną pamięć oraz system generowania programów badań. Na rysunku 3 przedstawiono algorytm sterowania reometrem ReolabQC. Praca reometru z zewnątrz może zarządzać komputer umożliwiający tworzenie i edytowanie programów pomiarowych, dzięki któremu możliwe jest dowolne i wielokrotne ustawienie parametrów i zapisanie ich bez konieczności kasowania.

5. Wyniki badań i dyskusja

Na rysunkach 4b–6b przedstawiono wyniki badań określających wpływ temperatury oraz szybkości ścinania na lepkość dynamiczną.

Na rysunku 4a przedstawiono wykres zmian lepkości dynamicznej biopaliwa B100 (100% RME) w funkcji temperatury. W zakresie temperatur od 30 do -15°C lepkość dynamiczna zmieniała swoją wartość od ok. 10 do 95 mPa·s. W analizowanym wykresie można wyróżnić trzy odcinki charakterystyczne. W zakresie temperatur od 30 do ok. 15°C lepkość dynamiczna praktycznie nie ulega zmianom. Wraz z obniżaniem temperatury od ok. 15°C do -3°C obserwuje się stopniowy wzrost lepkości dynamicznej. Obniżając

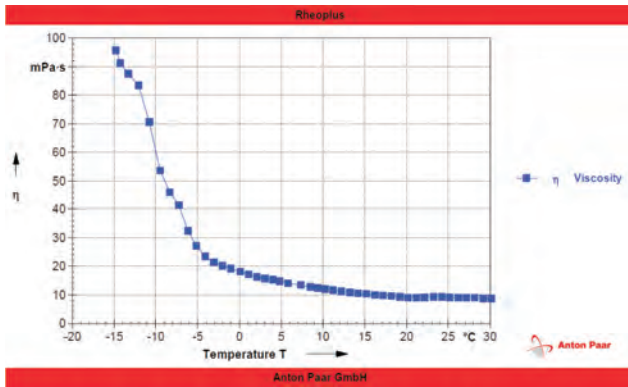


Fig. 4a. Diagram of B100 RME dynamic viscosity dependence in the function of temperature

Rys. 4a. Wykres zależności lepkości dynamicznej B100 RME jako funkcji temperatury

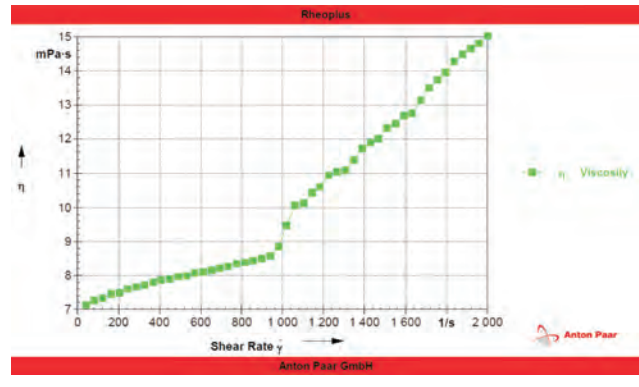


Fig. 4b. Diagram of B100 RME dynamic viscosity dependence on the shearing forces

Rys. 4b. Wykres zależności lepkości dynamicznej B100 RME od sił ścinających

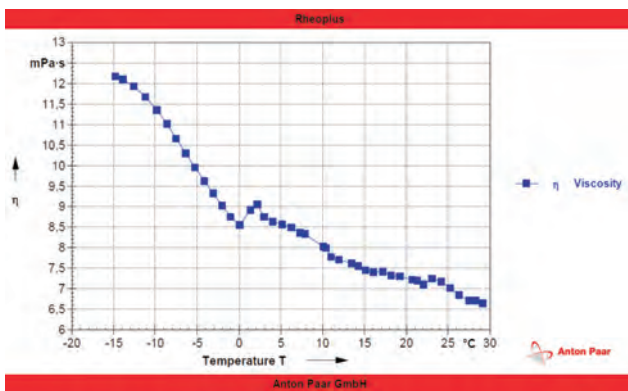


Fig. 5a. Diagram of B20 RME dynamic viscosity dependence on the temperature

Rys. 5a. Wykres zależności lepkości dynamicznej B20 RME od temperatury

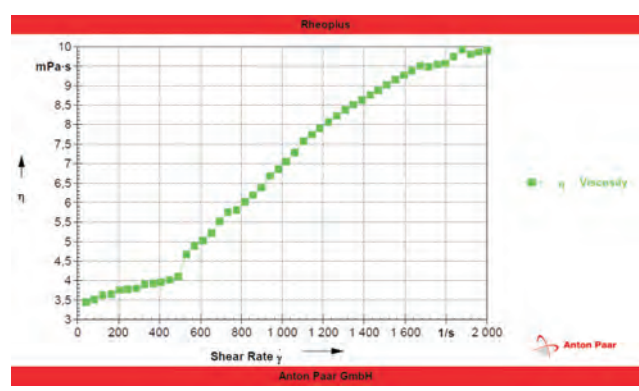


Fig. 5b. Diagram of B20 RME dynamic viscosity dependence on the shearing forces

Rys. 5b. Wykres zależności lepkości dynamicznej B20 RME od sił ścinających

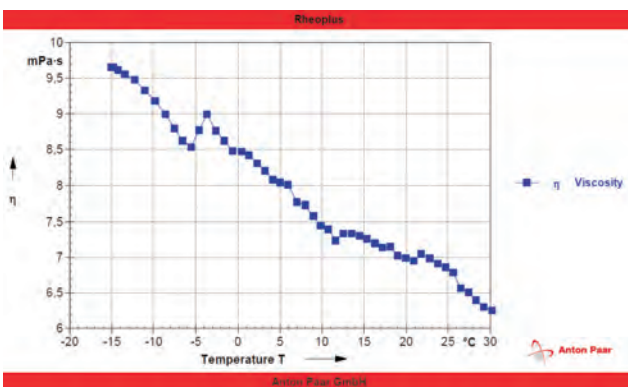


Fig. 6a. Diagram of B5 RME dynamic viscosity dependence on temperature

Rys. 6a. Diagram of B5 RME dynamic viscosity dependence on the temperature

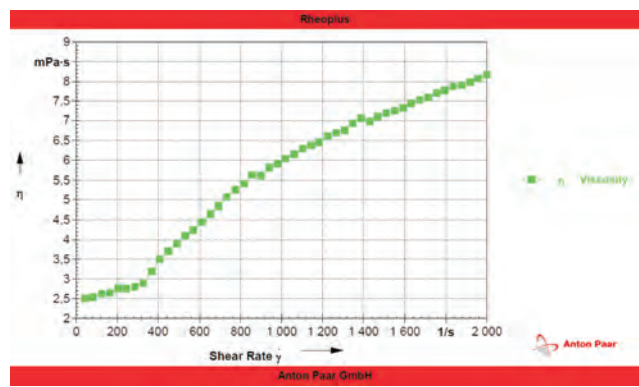


Fig. 6b. Diagram of B5 RME dynamic viscosity dependence on the shearing forces

Rys. 6b. Wykres zależności lepkości dynamicznej B5 RME od sił ścinających

its value not only in the function of temperature but also in the shearing rate function. At the temperature of 25°C the dynamic viscosity of B100RME biofuels within the shearing rate from 0 to 2000 s⁻¹ changes its value from 7 to 15 mPa·s. The dynamic viscosity of B20 RME biofuels at 30°C was 6.5 mPa·s. When the temperature decreased, the value of the dynamic viscosity increased and at -15°C reached

rośnie, by przy maksymalnej wielkości tego parametru wynoszącej 2000 s⁻¹ osiągnąć wartość 10 mPa·s. Jak widać, dla tej samej temperatury lepkość dynamiczna może zwiększyć swoją wartość prawie trzykrotnie. Na rysunku 5b pokazano, jak zmienia się lepkość dynamiczna biopaliwa B5 w funkcji szybkości ścinania. Dla najmniejszych wartości tego parametru lepkość dynamiczna przyjmowała

12.2 mPa·s. The dynamic viscosity for B5 biofuel at 30°C was 6.3 mPa·s, but with the cooling fuel sample it grew to reach 9.7 mPa·s at -15°C. A more serious dependency of the dynamic viscosity on the shearing rate was assessed for B20 and B5RME biofuels than for B100. For the range of the shearing rate changes from 0 to 2000 s⁻¹ the dynamic viscosity for B20 changed its values from 3.5 to 10 mPa·s and for B5 biofuel from 2.5 to 8.5 mPa·s. The above mentioned values show that depending on the shearing rate, the dynamic viscosity of B20 and B5 biofuels may increase up to three times at the same temperature.

The conducted research demonstrated that the dynamic viscosity of "B" biofuels is considerably affected not only by the temperature, as has been hitherto assumed, but also by the shearing rate. Therefore, for a better assessment of the effect of diesel engine fuelling with biofuels on the durability and reliability of the injection systems, not the kinematic but the dynamic viscosity should be considered. It is important because the changes of the dynamic viscosity illustrate the actual changes of the flow resistance accompanying the engine fuelling with biofuels and biocomponents. The currently conducted research focuses on the introduction of a proper standard for determining the dynamic viscosity of fuels and biofuels. There are standards for rotary rheometers by means of which the dynamic viscosity and other parameters, including surface tension, shearing forces, the shearing rate or the shearing tension may be accurately determined, which will enable a better analysis of the rheological properties of fuels and biofuels.

Bibliography/Literatura

- [1] Polish Standard PN-EN 590:2006. Paliwa do pojazdów samochodowych – oleje napędowe – wymagania i metody badań.
- [2] Polish Standard PN-EN ISO 3104:2004. Przetwory naftowe. Ciecze przezroczyste i nieprzezroczyste. Oznaczanie lepkości kinematycznej i obliczanie lepkości dynamicznej.
- [3] Szlachta Z., Zabłocki M., Cisek J. Sowa. K.: Badania wpływu paliw z oleju rzepakowego na rozruch i pracę silników wysokoprężnych w niskich temperaturach otoczenia. Badania wykonane w ramach projektu KBN nr 9 S604 013 04. Kraków 1995. Sprawozdanie IPSiSS PK, nr 490/KBN/95 (mat. niepublikowane).
- [4] Cieślowski B., Juliszewski T., Mazurkiewicz J.: Lepkość kinematyczna biopaliwa i fazy glicerynowej. Inżynieria Rolnicza, vol. 12, 2006.
- [5] Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [6] Standard DIN 53019 – Układ pomiarowy reometru o cylindrach współosiowych.
- [7] Weisło G.: Wyznaczenie wpływu temperatury na lepkość dynamiczną biopaliw roślinnych. Inżynieria Rolnicza, vol. 10 (108), 2008.
- [8] Juva A., Helenka P., Tritthart P.: Influence of Diesel Fuel Properties and Ambient Temperature on Engine Operation and Exhaust Emissions. SAE Transactions, vol. 89 0012, 1989.

wartość 2,5 mPa·s. Wraz ze wzrostem szybkości ścinania rosła lepkość dynamiczna, osiągając przy 2000 s⁻¹ wartość 8,5 mPa·s. Z powyższego wynika, że dla tej samej temperatury lepkość dynamiczna przy zmieniającej się szybkości ścinania może wzrastać ponad trzykrotnie.

6. Podsumowanie

Lepkość dynamiczna biopaliwa B100 RME w zakresie temperatur od 30 do -15°C przyjmuje wartości od ok. 10 do 95 mPa·s. Lepkość dynamiczna zmienia swoją wartość nie tylko w funkcji temperatury, ale również w funkcji szybkości ścinania. Przy temperaturze 25°C lepkość dynamiczna biopaliwa B100 RME w zakresie szybkości ścinania od 0 do 2000 s⁻¹ zmieniła swoją wartość od 7 do 15 mPa·s. Lepkość dynamiczna biopaliwa typu B20 w temperaturze 30°C wynosiła 6,5 mPa·s. Przy obniżaniu temperatury, jej wartość rosła i w temperaturze -15°C osiągnęła 12,2 mPa·s. Dla paliwa typu B5 w temperaturze 30°C lepkość dynamiczna wynosiła 6,3 mPa·s. Wraz z ochładzaniem próbki paliwa lepkość rosła, by w temperaturze -15°C osiągnąć wartość 9,7 mPa·s. Dla biopaliw B20 i B5 RME stwierdzono większą zależność lepkości dynamicznej od szybkości ścinania niż dla B100. Dla zakresu zmian szybkości ścinania od 0 do 2000 s⁻¹ lepkość dynamiczna dla B20 zmieniała wartość od 3,5 do 10 mPa·s, dla biopaliwa B5 od 2,5 do 8,5 mPa·s. Z powyższego widać, że dla tej samej temperatury lepkość dynamiczna biopaliw B20 i B5 w zależności od szybkości ścinania może wzrosnąć nawet trzykrotnie.

Przeprowadzone badania wykazały, że na lepkość dynamiczną biopaliw B duży wpływ wywiera nie tylko temperatura, jak dotychczas sądzono, ale również szybkość ścinania. W związku z tym dla lepszej oceny wpływu zasilania silników ZS biopaliwami na trwałość i niezawodność aparatury wtryskowej, należy uwzględniać nie lepkość kinematyczną, lecz dynamiczną. Dlatego, że to zmiany lepkości dynamicznej mówią o faktycznych zmianach oporów przepływów towarzyszących zasilaniu silników biopaliwami i biokomponentami. Obecnie są prowadzone prace nad wprowadzeniem stosownej normy dotyczącej bezpośredniego wyznaczania lepkości dynamicznej paliw i biopaliw. Istnieją normy dotyczące reometrów rotacyjnych, za pomocą których można z bardzo dużą dokładnością wyznaczać lepkość dynamiczną oraz inne parametry, takie jak: napięcie powierzchniowe, siły ścinające, szybkość ścinania, napięcie ścinania, które pozwolą na szerszą analizę właściwości reologicznych paliw i biopaliw.

Artykuł recenzowany

Mr. Grzegorz Weisło, DEng. – doctor in the Faculty of Production Engineering and Power Technologies, Agricultural University of Cracow.

Dr inż. Grzegorz Weisło – adiunkt na Wydziale Inżynierii Produkcji i Energetyki Uniwersytetu Rolniczego w Krakowie.

e-mail: grzegorz.weislo@ur.krakow.pl



Zasady pisania artykułów i opracowań naukowych

W artykule omówiono zasady opracowywania publikacji naukowych przeznaczonych do wydania w kwartalniku *Combustion Engines (Silniki Spalinowe)*. Zawarto w nim najważniejsze wskazówki metodyczne, istotniejsze wymagania redakcyjne oraz tryb zgłaszania artykułów i kwalifikowania ich do wydania.

Słowa kluczowe: *metodologia prac naukowych, redakcja publikacji, pisanie artykułu*

1. Wprowadzenie

Nowa edycja kwartalnika *Silniki Spalinowe* ukazuje się od 2004 r. Od tego czasu opublikowano 17 zeszytów serii podstawowej oraz 3 tomy artykułów tematycznych (SC1, SC2 i SC3 z 2007 r.). Obejmują one przeszło 2000 stron A4 opublikowanych tekstów, z tego 1500 w wersji dwujęzycznej, ponad 300 artykułów napisanych przez ok. 500 autorów, z tego ponad 100 zagranicznych. W tej kilkuletniej pracy wydawniczej redakcja kwartalnika uzyskała spore doświadczenie, które upoważnia do dokonania pewnych spostrzeżeń oraz sformułowania ogólnych zaleceń i wskazówek dla autorów publikacji zamieszczanych w kwartalniku.

Opracowanie to powstało z troski redakcji o utrzymanie dobrego poziomu naukowego i redakcyjnego kwartalnika ukazującego się obecnie pod dwujęzycznym tytułem *Combustion Engines (Silniki Spalinowe)*. Pismo to odgrywa dużą rolę edukacyjną, która stanowi ważne zadanie statutowe Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych – wydawcy kwartalnika. Redakcja ma nadzieję, że zawarte w tym tekście uwagi pomogą młodym pracownikom naukowym pokonać barierę „nieśmiałości pisarskiej” i podjąć współpracę z kwartalnikiem, która może nie tylko wspomóc rozwój naukowy, ale także upowszechnić wyniki ich prac. Wskazówki mają także pomóc w prostym i jasnym formułowaniu rozwiązywanych problemów i zagadnień badawczych oraz w takim ich opisywaniu, żeby interpretacja osiągniętych wyników nie przysparzała czytelnikom trudności ani wątpliwości.

Zebrane w tym opracowaniu propozycje redakcji dotyczące sposobu opracowywania publikacji powinny posłużyć zapewnieniu ich właściwej formy metodologicznej oraz redakcyjnej. Niewątpliwie trudno jest zaproponować układ redakcyjny, który mógłby mieć charakter uniwersalny dla publikacji różnego rodzaju, zakresu i przeznaczenia. Wydaje się jednak, że pewne kanony redakcyjne mogą dotyczyć zarówno publikacji analitycznych, jak i syntetycznych, zarówno opracowań opierających się na analizie źródeł, jak i na wynikach własnych badań doświadczalnych. Nie wszystkie uwagi zawarte poniżej mają jednakowe znaczenie dla publikacji o różnym charakterze, a ich przydatność mogą ocenić sami autorzy przygotowujących artykułów.

2. Wskazówki metodyczne

2.1. Streszczenie i słowa kluczowe

Streszczenie artykułu przytaczane jest zwykle w notach bibliograficznych, w informatorach wydawniczych i bibliotecznych, w katalogach i bazach danych o publikacjach – i do tego celu głównie służy. W interesie autora jest zatem podanie w nim rzetelnych informacji, które mogą zachęcić czytelnika do wykorzystania artykułu. Opracowanie o charakterze naukowym powinno zawierać streszczenie. W kwartalniku *Silniki Spalinowe* jego objętość nie powinna przekraczać 5–8 wierszy.

Streszczenie powinno zawierać krótki opis zawartości pracy, szczególnie w odniesieniu do podejmowanego problemu badawczego oraz uzyskanych wyników i wniosków. Powinny to być takie informacje, które mogą zwrócić uwagę czytelnika na najistotniejsze elementy opisywanej pracy badawczej, a szczególnie jej najważniejsze osiągnięcia. Aby czytelnika nie zniechęcać do lektury artykułu, należy wystrzegać się podawania zbędnych informacji, które mogłyby jego uwagę odwrócić od istoty omawianych osiągnięć naukowych.

Często popełnianym błędem jest umieszczanie w streszczeniu elementów wstępu do pracy. Na to właściwym miejscem jest wprowadzenie do artykułu.

Po streszczeniu umieszczane są słowa kluczowe istotne dla głównych problemów omawianych w artykule, czyli te słowa lub hasła, których może poszukiwać osoba zajmująca się podobnymi pracami i badaniami. Słowa te stanowią zwykle podstawę tytułu artykułu. Przy określaniu słów kluczowych najlepiej się zastanowić, pod jakim hasłem samemu szukałoby się wskazówek w trakcie zbierania informacji źródłowych.

2.2. Problem badawczy, pytanie problemowe, cel pracy

Podjmując pracę naukową, szczególnie pracę doświadczalną, określa się na wstępie pewien problem lub zagadnienie badawcze o charakterze naukowym. Pojęcie *problem* oznacza złożone zadanie naukowe, które swym zakresem obejmuje więcej zadań szczegółowych powiązanych ze sobą, zależnych od siebie i wzajemnie się uzupełniających. Problem badawczy to jakieś zagadnienie bądź zadanie, które wymaga rozwiązania metodami naukowymi. Do jego rozwiązania niezbędne jest zatem zrealizowanie elementarnych zadań składowych i przeprowadzenie ich syntezy,

której wynik stanowi poszukiwane rozwiązanie głównego problemu.

Często spotyka się artykuły, w których problem badawczy sformułowany jest opisowo z wykorzystaniem kilku, a nawet kilkunastu zdań, które stanowią opis sytuacji problemowej. W rezultacie najistotniejsze elementy w takim sformułowaniu problemu mogą się zacierać, tracić na swej ostrości i ważności. Wskazane jest więc formułowanie problemów lub zagadnień badawczych podejmowanych w artykule w sposób precyzyjny, jednoznaczny, ale jednocześnie lapidarny. Bardzo dobrze funkcję taką spełnia tzw. główne pytanie badawcze, gdyż sformułowanie problemu w postaci pytania zmusza do zastosowania formy skrótowej oraz do zawarcia na końcu artykułu jednoznacznej odpowiedzi na zadane pytanie.

W pracach naukowych, szczególnie w pracach z dziedziny nauk ścisłych, w tym pracach o charakterze aplikacyjnym, problem badawczy określa potrzeba stwierdzenia lub wyjaśnienia istniejących współzależności między zjawiskami, przemianami, obiektami występującymi w otaczającym nas świecie, wcześniej nieznanymi lub nie w pełni sprecyzowanymi i wyjaśnionymi. Brak sformułowanego problemu naukowego (a przynajmniej określenia zagadnienia czy zadania badawczego), a więc także nie udzielenie odpowiedzi na jakieś pytanie badawcze, zmniejsza wartość naukową przedstawianego opracowania.

Wyjaśnienie sformułowanego problemu badawczego, czyli także odpowiedź na główne pytanie badawcze, stanowić powinno główny cel opisywanej w artykule pracy badawczej lub studyjnej. Osiągnięcie tego celu wymaga zwykle podejmowania dodatkowych, bardziej szczegółowych zagadnień naukowych lub technicznych, których istnienie i wyjaśnienie bądź rozwiązanie nie powinno przysłaniać celu głównego. Dlatego w każdym artykule oczekuje się odrębnego sformułowania zagadnień i celów cząstkowych lub pośrednich oraz na końcu takiej ich syntezy, która umożliwia udzielenie odpowiedzi na główne pytanie badawcze.

Jeżeli w pracy główne pytanie badawcze nie zostało postawione *explicito*, to ze sformułowania celu artykułu powinien wyraźnie wynikać taki problem, poszukiwane wyjaśnienie: zjawiska, związku przyczynowo-skutkowego, współzależności itp.

Ważnym elementem metodologicznym artykułu powinien być przyjęcie pewnego kryterium uznania sformułowanego problemu badawczego za rozwiązany, inaczej: osiągnięcia głównego celu pracy. O spełnieniu takiego kryterium należy poinformować w zakończeniu artykułu, wskazując jednocześnie przesłanki, które to potwierdzają.

Artykuły i opracowania naukowe mogą mieć różny charakter ze względu na rodzaj i sposób rozwiązywania problemu. Możliwy jest np. podział:

- a) prace studyjne, syntetyczne i analityczne,
- b) prace badawcze, doświadczalne.

Pierwsza grupa prac (a) odnosi się do poszukiwania odpowiedzi na pytania stawiane na podstawie wyników studiów i analizy dostępnych materiałów źródłowych, przede wszystkim pisanych, zwykle wcześniej publikowa-

nych w całości lub w części. Druga grupa prac (b) polega na zebraniu własnego materiału źródłowego o charakterze doświadczalnym oraz odpowiedniej jego interpretacji w celu wyznaczenia pewnych szczególnych związków przyczynowo-skutkowych.

W pracach studyjnych i syntetycznych, które powinny być poświęcone pogłębionemu omówieniu dużego problemu lub grupy zagadnień na szerszym tle porównawczym, chodzi o dokonanie syntezy dotychczasowej wiedzy oraz poglądów naukowych, przeprowadzenie ich systematyki i wyprowadzenie wniosków uogólnionych, które w takiej formie lub w takim zakresie nie były dotychczas formułowane, lub stanowiły jedynie hipotezy. Określany dla takiej pracy problem naukowy powinien więc odzwierciedlać poszukiwanie uogólnionej odpowiedzi lub prawidłowości w pewnej wyraźnie zarysowanej grupie zagadnień naukowych.

W pracach analitycznych problemy badawcze formułuje się w odniesieniu do istoty przyczyn występujących zjawisk bądź zależności. Wynikają one więc ze spojrzenia „w głąb” zagadnień będących przedmiotem analizy. Można np. zadawać pytania badawcze odnoszące się do występowania pewnych uwarunkowań obserwowanych zjawisk i procesów, dotychczas niezidentyfikowanych lub nie w pełni opisanych. Identyfikacja i opis takich uwarunkowań lub współzależności między zjawiskami czy procesami może więc stanowić istotę naukowej wartości pracy.

Podobny rodzaj problematyki badawczej jest charakterystyczny dla prac doświadczalnych, ale dotyczy zjawisk, procesów lub współzależności między nimi, poddawanych własnej identyfikacji doświadczalnej i podlegających własnej interpretacji i opisowi. Istotą tego rodzaju prac jest gromadzenie nowego materiału źródłowego, uzyskanego przez autora we wcześniej niestosowany sposób, w innym zakresie lub w innym kontekście niż wynika to z dotychczasowej wiedzy. Ta istota prac doświadczalnych powinna być odzwierciedlona w sformułowanym problemie (pytaniu) badawczym.

2.3. Wybór metody badawczej, metodyka pracy

Podjmując się rozwiązania określonego problemu naukowego, badacz powinien przede wszystkim w sposób świadomy przyjąć metodologicznie właściwą dla tego przypadku metodykę, czyli tryb postępowania w rozwiązywaniu problemu, dokonać wyboru i zdefiniowania przyjętej metody badawczej oraz ją stosować w sposób poprawny i konsekwentny. W sprawozdaniu z przeprowadzonej pracy, jakim w istocie jest opracowywany artykuł, należy więc wyraźnie wskazać zastosowaną metodę badawczą, uzasadnić jej wybór przez podanie jej cech istotnych ze względu na cel, do którego autor dąży i kryteria osiągnięcia tego celu. Metoda badawcza musi być dostosowana zarówno do obiektu badawczego, jak i do charakteru rozwiązywanego problemu.

Do właściwej oceny poprawności procedury badawczej niezbędne jest przedstawienie sposobu zastosowania przyjętej metody badawczej, kolejności postępowania, przyjętych założeń początkowych i ograniczeń, szczególnie w odniesieniu do wybranych do badań zmiennych niezależnych

badanego obiektu oraz rejestrowanego wektora zmiennych zależnych, czyli odpowiedzi obiektu.

2.4. Przedmiot badań i stanowisko badawcze

W artykułach dotyczących prac doświadczalnych niezbędne jest zamieszczenie opisu obiektu badań, jego szczególnych właściwości oraz cech wspólnych dla określonej klasy obiektów badawczych, które mogą uzasadniać uogólnienie osiągniętych wyników, a więc jego reprezentatywność. W pracach studyjnych i syntetycznych rolę obiektu badawczego pełni zbiór zebranych informacji źródłowych, których charakterystyka upoważnia do uogólnienia (lub ograniczenia) formułowanych na jej podstawie wniosków.

Opis stanowiska badawczego i zastosowanej aparatury pomiarowej pełni istotną rolę w pracach empirycznych, gdyż determinują w zasadniczy sposób jakość i wiarygodność uzyskanych wyników, co istotnie wpływa na ocenę poprawności wnioskowania autora. W takich pracach sformułowanie kryterium oceny dokładności i wiarygodności uzyskiwanych wyników stanowi bardzo ważny element ich opisu.

Praca powinna zawierać pełną dokumentację przeprowadzonych badań, przyjętych wartości, poczynionych założeń upraszczających – tak aby procedura badawcza mogła być na jej podstawie w całości odtworzona, zweryfikowana i ewentualnie wykorzystana w dalszych badaniach.

2.5. Przebieg badań i interpretacja wyników

Jak wspomniano, relacjonowane w artykule badania naukowe mogą mieć charakter studium przeprowadzonego na podstawie zebranego wcześniej materiału źródłowego lub też pozyskiwania materiału źródłowego przez wykonywanie badań eksperymentalnych. W obu przypadkach sposób relacjonowania przeprowadzonych badań powinien mieć inny charakter.

W pierwszym przypadku zebrany materiał źródłowy należy usystematyzować, dokonać jego analizy porównawczej, stosując wprowadzone wcześniej (pkt. 2.4) metody porównawcze i kryteria oceny wybranych cech, właściwości, zjawisk. Wnioskowanie, do którego musi zmierzać taka analiza, powinno prowadzić do wychwycenia różnic lub podobieństw, oceny przyczyn występowania ocenianych cech lub zjawisk i charakteru powiązań między nimi. Ważne jest wyraźne sformułowanie uzyskanych dzięki prowadzonej analizie rezultatów, które odnoszą się do przyjętych w artykule tez (hipotez) i pozostają w związku z rozważanym problemem badawczym.

W pracach o charakterze eksperymentalnym bardzo ważne jest precyzyjne określenie warunków poszczególnych pomiarów i cykli badawczych. Autor powinien w ten sposób umożliwić czytelnikowi wyrobienie sobie własnego zdania na temat poprawności i istotności uzyskanych przez niego wyników. Należy też zadbać o zawarcie w artykule rzetelnej i pełnej informacji o sposobie i kolejności postępowania, realizowanych eksperymentach oraz przesłankach pozwalających na formułowanie wniosków. Ważne jest wykazanie, czy uzyskane wyniki są istotne ze względu na dokładność i wrażliwość zastosowanej metody badawczej. Pozwala to na ocenę ich prawidłowości, zasadności, wiarygodności i przydatności.

Jeżeli artykuł przeznaczony jest do wyprowadzenia pewnych wniosków ogólnych, niezbędne jest wskazanie faktów lub przesłanek, na podstawie których takie wnioski zostały sformułowane.

2.6. Podsumowanie

W podsumowaniu artykułu wskazane jest krótkie (2, 3 zdania) przypomnienie logicznego ciągu badawczego: problem – cel – metoda – wynik; pomaga to czytelnikowi w lepszym rozumieniu ciągłości wywołu oraz podstaw odpowiedniego podsumowania. Tworzy też podstawę zrozumienia kontekstu ważniejszych wniosków uzyskanych dzięki analizie źródeł bądź własnych wyników badań. Wskazane jest także stwierdzenie potwierdzenia hipotez (udowodnienia tez) oraz sformułowanie ostatecznego wniosku rozwiązującego postawiony na początku artykułu problem badawczy. Pożądane jest również wskazanie osiągniętych wartości naukowych i aplikacyjnych oraz istniejących jeszcze luk wiedzy wymagających dalszych badań.

3. Wskazówki redakcyjne

3.1. Objętość i struktura artykułu

Redakcja kwartalnika *Combustion Engines* w zasadzie nie ogranicza objętości artykułu. Jednak teksty przekraczające 8–10 stron maszynopisu zwykle wymagają skrótów lub powinny być podzielone na 2 części. Tylko opracowania syntetyczne, uwzględniające szerokie tło porównawcze lub przedstawiające rozważania w aspekcie historycznym mogą mieć objętość do ok. 20 stron¹⁾.

Artykuł należy poprzedzić streszczeniem (pkt. 2.1). Na końcu artykułu powinien być zamieszczony spis oznaczeń i skrótów oraz spis literatury przytoczonej w tekście. Spis oznaczeń nie jest zwykle potrzebny w artykułach przeglądowych i opisowych, w których nie jest używany rozbudowany aparat matematyczny; często jednak niezbędne jest zamieszczenie wykazu skrótów, które nie zawsze są łatwo rozpoznawalne. Wykaz oznaczeń jest zwykle niezbędny w opisach modeli matematycznych i procedur obliczeniowych – pozwala on autorowi uniknąć powtórzeń oznaczeń, które prowadziłyby do niejednoznaczności interpretacji.

3.2. Opracowanie językowe

Opracowanie gramatyczne polega na odpowiednim – do przygotowywanego tekstu – zastosowaniu zasad fleksji, słowotwórstwa i składni. Zasady fleksji odnoszą się do zachowania prawidłowej odmiany wyrazów, przede wszystkim do deklinacji i koniugacji.

Problemem są często zasady słowotwórstwa, które określają zespół form i morfemów słowotwórczych służący w danym języku do tworzenia nowych wyrazów (neologizmów) przez analogię do wyrazów już istniejących [1]. Jest to zrozumiałe, gdyż w miarę rozwoju nauki i metod badawczych powstają nowe pojęcia, zwroty i określenia, które wchodzą do obiegu naukowego. Jeśli jest to możliwe, należy unikać określeń pochodzących z żargonu specjali-

¹⁾ Norma UE przewiduje 1500 znaków na stronę znormalizowanego maszynopisu; polskie wydawnictwa operują przelicznikiem 1800 znaków na stronę.

stycznego²⁾, które zawężają rozumienie tekstu do bardzo wąskiej grupy specjalistów. Również wskazane jest unikanie zapożyczeń z języków obcych (zwykle jęz. angielskiego). Niektóre z takich określeń weszły już na trwałe do języka specjalistycznego; w dziedzinie silników spalinowych są to np. wyrażenia: *common rail*, *downsizing*, *intercooler* oraz wyrazy pochodzenia obcego w formie spolszczonej. Wyrazy pochodzące z języka obcego zwykle pisze się kursywą.

W stosowaniu wyrażen zapożyczonych i neologizmów należy kierować się zasadą zgodności między znaczeniem przypisanym przez piszącego, a znaczeniem, które może im przypisać czytelnik. Należy unikać tekstów, które przez czytelnika mogą być zdefiniowane niejednoznacznie lub inaczej interpretowane. Niedopuszczalne jest używanie zwrotów potocznych i kolokwializmów; nie należy także stosować skrótów myślowych.

Zapewnienie poprawności składniowej (syntaktycznej) tekstu polega na zachowaniu:

- 1) budowy zdań opartej na właściwych relacjach gramatycznych i pozycyjnych wiążących słowa w większe, nadrzędne jednostki wypowiedzi,
- 2) reguł łączenia wyrazów w większe jednostki wypowiedzi, głównie zdaniowe.

W tym zakresie wyróżnia się:

- 1) składnię wewnątrzzdaniową, która określa związki i funkcje wyrazów w obrębie zdania,
- 2) składnię międzyzdaniową, która dotyczy sposobów budowania i funkcjonowania zespołów zdaniowych.

W odniesieniu do stosowania zasad koniugacji spotyka się często następujące błędy:

- 1) stosuje się niejednorodność czasu, nawet w obrębie jednego akapitu,
- 2) nie zawsze bywa zachowane następstwo czasów, a zdania sformułowane w czasie przyszłym lub teraźniejszym wyprzedzają zdania w czasie przeszłym, choć nie jest to uzasadnione kolejnością podejmowanych czynności, prac itp.

Zdarza się, że we wstępie do artykułu autor pisze w czasie przyszłym, co zamierza zrobić, przebadać itd., a w rozdziałach późniejszych opisuje wyniki przeprowadzonych prac i badań w czasie przeszłym. Stanowi to wyraźny dysonans podczas czytania; należy tekst artykułu traktować jako opis już wykonanych i zakończonych w przeszłości czynności. Czas przyszłego można jedynie użyć, formułując dalsze zamierzenia badawcze.

Poprawność gramatyczna pisanych zdań wymaga umieszczenia w nich podmiotu i orzeczenia (co najmniej orzeczenia, gdy podmiot jest domyślny); brak orzeczenia jest charakterystyczny dla równoważników zdań, które stosuje się w tytułach, podpisach pod rysunkami, wyliczankach itp. W zdaniach prostych należy dążyć do szyku naturalnego:

przydawka – podmiot – orzeczenie – dopełnienie. Niestety, często w dostarczanych tekstach można spotkać konstrukcje zdaniowe z szykiem przestawnym, co – szczególnie w zdaniach podrzędnie złożonych lub zdaniach zawierających kilka dopełnień – prowadzi do zmiany sensu lub wywołuje trudności w prawidłowym zrozumieniu tekstu. Innym spotykanym błędem jest mieszanie tekstu opisowego z równoważnikami zdań.

Zgodnie z powszechnie przyjętą konwencją w pracach naukowych należy unikać pisania w pierwszej osobie l. poj., np.: zmierzylem, opisałem, porównałem; odpowiedniejsza jest forma bezosobowa (zmierzono, opisano, porównano) lub pierwsza osoba l. mn. (obliczamy, podstawiamy itp.). Nie należy także zapowiadać tego, co już zostało wykonane, opisane w dalszej części tekstu (np. „teraz omówię ...”, „chcę przedstawić...”, „w kolejnym rozdziale opiszę...” itp.). Tekst artykułu stanowi pisemne sprawozdanie z wcześniej wykonanej pracy, więc powinno się w nim używać czasu przeszłego do opisu czynności już wykonanych.

Zdarzają się teksty, w których autor swój wysiłek kieruje na opis poszczególnych ilustracji i tabel. Stają się one w ten sposób głównym przedmiotem artykułu. Nie należy więc zapominać, że opracowywany tekst powinien przede wszystkim koncentrować się na głównym problemie badawczym i wynikających z niego zagadnieniach szczegółowych, a materiał ilustracyjny i porównawczy umieszczony w tabelach stanowi jedynie uzupełnienie i zobrazowanie prowadzonego wyводу. Nie należy zatem rozpoczynać zdań od informacji typu ... rysunek przedstawia..., ...na rysunku widać... Powinno się raczej wskazywać na zagadnienie, współzależność, którą określony rysunek (lub tabela) wyjaśnia, ilustruje itp. Przywołania rysunków wyglądają wówczas tak: ...tekst, rys. 1., albo ...stwierdzono zależność, którą pokazano na rys. 1 (lub zilustrowano na rys. 1).

Warto tutaj wymienić kilka innych zaleceń wynikających z najczęściej spotykanych błędów i usterek:

1. Słowo „ilość” – odnosi się do wielkości niepoliczalnych; dla wielkości policzalnych stosuje się słowo „liczba”.
2. Słowo „szybkość” odnosi się do wielkości skalarnych, podczas gdy słowo „prędkość” określa wielkość wektorową związaną z przemieszczeniem; podobnie: słowo „objętość” oznacza miarę przestrzeni zajmowanej przez ciało, natomiast słowo „pojemność” – miarę przestrzeni jaką określone ciało w sobie zawiera.
3. Słowo „wielkość” określa mierzalną, a więc dająca się jednoznacznie liczbowo określić własność lub cechę elementów materii albo czasoprzestrzeni [1]; liczba ją określająca jest jej „wartością” (wymaga jednoczesnego zdefiniowania jednostki miary); tak więc określona „wielkość” może przyjmować różne wartości.
4. Niezbyt wyraziste w jęz. polskim jest rozróżnienie między słowami „własność” i „właściwość”; pierwsze z nich określa to, co ktoś lub coś posiada, jest właścicielem, stanowi przedmiot czyjegoś wyłącznego posiadania. „Własność” określa zatem cechę przypisaną do danego obiektu, charakteryzująca ten obiekt, a inne obiekty już nie.

²⁾ Żargon, argot, slang – język specjalny, właściwy grupie ludzi jakiegoś środowiska lub zawodu, odznaczający się swoistym, odrębnym zasobem słownictwa. Różni się od języka używanego przez ogół danej społeczności, przede wszystkim pod względem leksykalnym, a nie gramatycznym, jak gwary czy dialekty ludowe. Charakteryzuje go specjalny zasób słów, częste zapożyczenia z języków obcych oraz zniekształcenia form wyrazów [1].

Słowo „właściwość” odnosi się do cech charakterystycznych dla danej grupy osób lub grupy przedmiotów i zjawisk, np.: cechy fizyczne, chemiczne. Tak więc w opisie różnych cech określonych urządzeń, zjawisk itp., np.: technologiczność, powtarzalność, należy używać słowa „właściwości”. „Właściwość” określa typową dla danego obiektu zmienność cech. Jeżeli jednak omawiana cecha jest charakterystyczna tylko dla jednego przedmiotu rozważań i samo jej posiadanie odróżnia go od innych, wówczas należy użyć słowa „własność”.

5. Używanie słowa „posiadać” w znaczeniu „mieć”, np.: silnik „posiada” moc, jest niewłaściwe, gdyż silnik może tylko „rozвивać” moc, ją „wykazywać” lub „wytwarzać” – moc powstaje dopiero w wyniku funkcjonowania silnika, a nie jako jego cecha własna (własność).
6. W publikacjach technicznych rozwinęła się maniera nadużywania przymiotników niska/wysoka w odniesieniu do wielkości, która powinna być oceniana jako mała/duża; tak więc nie powinno się pisać o wysokiej sprawności, niskiej mocy, wysokim zużyciu paliwa – wielkościami tym należy przypisywać przymiotniki mały (-a, -e)/duży (-a, -e). Wyjątek stanowi wielkość: temperatura, która może być wysoka lub niska.
7. Często spotykanym błędem jest niewłaściwe użycie form: za pomocą, przy pomocy; formy te stosuje się np. w zdaniach ...wyniki oblicza się za pomocą komputera, wyznacza się je za pomocą urządzenia pomiarowego itp., ale rozwiązuje się pewien problem przy pomocy współpracownika, kolegi...
8. Nie należy pisać, że np.: układ badawczy wykazał, zmierzyl..., gdyż układ taki, urządzenie pomiarowe itp. nie może samodzielnie wykonywać badań ani pomiarów, lecz jedynie może służyć do ich wykonania, przeprowadzenia itp. Pełni więc funkcję bierną, a nie czynną.

3.3. Techniczne przygotowanie tekstu

Przygotowując publikację, należy od samego początku jej opracowywania przestrzegać zasad, które mogą istotnie wpłynąć na komunikatywność, jednoznaczność i łatwość odbioru, więc także wpłynąć na jej lepsze przyjęcie i ocenę przez czytelników. Ważne jest konsekwentne przestrzeganie w całym artykule przyjętych określeń, oznaczeń, formy graficznej ilustracji i tabel.

Tytuł artykułu

Tytuł pracy należy formułować jak najkrócej, w taki sposób, aby wynikała z niego myśl przewodnia pracy lub najistotniejsze jej osiągnięcie. Jeżeli skrótowa forma tytułu będzie w stosunku do rzeczywistej treści zawartej w artykule zbyt ogólna, lub ogólnikowa, ewentualne uściślenie problematyki pracy można zawrzeć w podtytule lub (lepiej) we wstępie do niej. Podobnie należy postępować, formułując tytuły rozdziałów i podrozdziałów. W tytułach i podtytułach nie należy stosować skrótów; dopuszcza się jednak użycie ogólnie stosowanych symboli, jak np. silnik ZS, ZI, system EGR.

Tekst

Artykuł proponowany do wydania w kwartalniku *Combustion Engines* powinien być dostarczony w postaci

cyfrowej formatu Word lub kompatybilnego. W takiej postaci kierowany jest do recenzji, a po naniesieniu poprawek recenzyjnych i redakcyjnych podlega łamaniu w specjalnym programie przeznaczonym do tego celu. Aby na etapie konwersji plików nie występowały dodatkowe błędy, celowe jest zachowanie kilku zasad.

Tekst należy pisać czcionką typową (TmsRm –Times Roman lub Arial), zachowując pojedynczy odstęp międzywierszowy lub 1,5 wiersza. Podczas pisania tekstu nie należy do jego formatowania (rozłożenia na stronie) stosować wielokrotnych spacji, lecz tabulatory. Tabulatory należy także stosować przy sporządzaniu tabel.

Tekst należy dzielić na akapity w ten sposób, aby każdy z nich dotyczył określonej myśli, którą autor chce przekazać. Każdą nową myśl należy zaczynać od nowego akapitu; wskazane jest przy tym stosowanie tzw. wcięć akapitowych (tabulator), w celu zwiększenia przejrzystości tekstu.

Wyliczenia kilku elementów należy rozpoczynać od akapitu z oznaczeniem literowym lub liczbowym. Jeśli wyliczenie jest wielostopniowe, należy wprowadzić inne oznaczenia niższego stopnia, wyrównując kolejne wiersze do wcięcia akapitowego, na przykład:

- 1) wyliczenia pierwszego stopnia – oznacza się zwykle za pomocą cyfr lub liter;
 - wyliczenie drugiego stopnia można oznaczać za pomocą małych liter lub myślnika³⁾.

Odnośnie do występujących w tekście skrótów należy stosować następujące zasady:

1. Skrótów znanych i ogólnie przyjętych nie trzeba wyjaśniać; skróty mniej oczywiste, występujące rzadziej, należy wyjaśnić przy pierwszym ich użyciu, np. skróty ZI, ZS, EGR są w dziedzinie silników spalinowych ogólnie przyjęte i nie trzeba ich wyjaśniać, natomiast skrót CR (*common rail*) nie jest jeszcze wystarczająco upowszechniony.
2. Skróty pisze się dużymi literami, jeżeli każda z liter skrótu rozpoczyna nowy wyraz w skracanym wyrażeniu, np. *common rail* – CR, Euro I, a nie EURO I; brak jest natomiast uzasadnienia pisanie nazw zwykłych dużymi literami, np. pisze się *common rail*, a nie *Common Rail*.
3. Przyjęto stosowanie skrótu silnik ZS (lub ZI) na oznaczenie silników o zapłonie samoczynnym (zapłonie iskrowym); dopuszcza się także określenie silnik z zapłonem samoczynnym (z zapłonem iskrowym).
4. Jak już wspomniano, wyrazy obcojęzyczne pisze się kursywą; kursywę można także stosować do krótkich cytatów lub wyróżnień innego rodzaju; długie cytaty oznacza się cudzysłowem lub pisze się je mniejszą czcionką.

Wzory

Wzory matematyczne należy pisać czcionką prostą i wyśrodkować w wierszu. Jeżeli artykuł zawiera wiele wzorów i są one przywoływane w różnych fragmentach

³⁾ Myślnik „-” wprowadza się przez sekwencję klawiszy Ctrl + minus z klawiatury numerycznej lub przez sekwencję Alt + 0150 z klawiatury alfanumerycznej (występująca na klawiaturze komputerowej krótka kreska, tzw. łącznik, dywiz, służy do łączenia wyrazów, np. Bielsko-Biała; krótkiej kreski nie należy stosować w funkcji myślnika).

tekstu, należy je koniecznie opatrzyć kolejną numeracją umieszczaną w nawiasie okrągłym przy prawym marginesie. Ze względu na stosunkowo niewielką objętość artykułów zamieszczanych w *Silnikach Spalinowych* zaleca się stosowanie jednopoziomowej numeracji wzorów, np.: (5), (6), a nie (2.5), (3.6) itp. Przy pisaniu wzorów w edytorze równań należy stosować czcionkę TmsRm 9 pkt, a do indeksów i wykładników – 7 pkt.

Wyjaśnienie symboli występujących lokalnie i użytych we wzorze powinno następować bezpośrednio po nim; symbole wspólne dla wielu wzorów, występujące w tekście wielokrotnie, powinny być wyjaśnione w wykazie oznaczeń i skrótów na końcu artykułu.

Podawane w tekście przedziały wartości pisze się z myślnikiem bez odstępów międzyznakowych, np. 3–4,5 MPa – jeżeli wartości zmieniają się w sposób ciągły, lub 3,0...4,0 – jeżeli wartości mają charakter dyskretny z podanego przedziału.

Ilustracje

Dołączane do artykułu ilustracje powinny być przesłane do redakcji w postaci cyfrowej, w ogólnie akceptowanych formatach (najczęściej: jpg, jpeg, tiff, cdr, bmp, gif). Jakość materiału ilustracyjnego powinna być wystarczająca do jego reprodukcji. Należy pamiętać, że kwartalnik *Silniki Spalinowe* drukowany jest w pełnym kolorze, co można wykorzystać do uatrakcyjnienia ilustracji i ułatwienia interpretacji w przypadku ich dużego skomplikowania (wiele szczegółów konstrukcyjnych, wiele linii na wykresach itp.). Trzeba jednak zachować dobrą czytelność ilustracji, pamiętając, że często zachodzi konieczność ich pomniejszenia (ograniczona minimalna grubość linii, liczba małych elementów).

Podpisy pod ilustracjami należy dostarczyć w językach angielskim i polskim. Umieszcza się je bezpośrednio pod ilustracją, ale możliwe jest również dostarczenie podpisów w osobnym zestawieniu (np. na końcu artykułu). Oznaczenia wszystkich wielkości umieszczanych na wykresach muszą być wyjaśnione w podpisie lub w legendzie. Wyjaśnienia słowne na rysunkach w jęz. angielskim należy wyjaśnić w jęz. polskim w podpisie.

Wymagany jest kompletny opis osi na wykresach oraz przedstawianych na nich wielkości, wartości i jednostek. Sugeruje się stosowanie jednopoziomowej numeracji rysunków ze względu na ich niewielką liczbę w ramach jednego artykułu (zwykle nieprzekraczającą 10).

Nie mogą występować w artykule rysunki (lub tabele), które nie mają przywołania w tekście.

Podpisów pod rysunkami nie należy kończyć kropką; kropką kończy się zdanie, a podpisy pod ilustracjami nie są zdaniami (brak orzeczenia) – podobnie tytuły i podtytuły.

Ilustracje (także wzory, tabele i podawane wartości) zaczerpnięte z literatury należy opatrzyć podaniem odnośnika numerowego do źródła wymienionego na końcu artykułu. Należy przy tym pamiętać, że publikacja ilustracji lub tabel pochodzących z innych źródeł (cudzego autorstwa) wymaga wcześniejszego uzyskania zgody na ich wykorzystanie od właściciela praw autorskich i/lub wydawniczych. Prawo do wykorzystania elementów dostarczonego do redakcji

artykułu muszą każdorazowo poświadczyć jego autorzy i stanowi to warunek publikacji.

Tabele i tablice

W wielu krajowych wydawnictwach określenia „tabela” i „tablica” nie są stosowane konsekwentnie. W definicjach encyklopedycznych przyjmuje się rozróżnienie, że mianem tabeli określa się zastawienie wartości liczbowych, które służy do celów porównawczych; pojęcie „tablica” stosuje się w przypadku podobnego zestawienia, ale dodatkowo wyposażonego w elementy graficzne. W obrębie artykułu należy stosować konsekwentnie jedną nazwę. Tytuł tabeli (tablicy) umieszcza się nad nią, bezpośrednio po kolejnym numerze. Zaleca się jednostopniowe numerowanie tabel.

Częstym błędem w opracowaniu tabel jest stosowanie różnej liczby cyfr znaczących w liczbach umieszczonych w poszczególnych kolumnach (w układzie kolumnowym), lub zbyt dużej liczby cyfr znaczących ze względu na możliwą do osiągnięcia dokładność pomiaru, obliczenia lub możliwość ich porównywania ze względu na przyjęty poziom istotności.

Jeżeli w określonej komórce tabeli przypisana jej wielkość nie występuje lub nie można jej przypisać jakiejś wartości, wówczas oznacza się ją myślnikiem „-” (nie występuje); jeżeli natomiast nie udało się takiej wartości określić, wówczas oznacza się kropką (brak danych).

3.4. Wymagania dodatkowe

Artykuł przeznaczony do opublikowania powinien zawierać dodatkowo: wykaz symboli i skrótów, spis literatury (bibliografię) oraz krótkie notki o autorach.

Wykaz symboli i skrótów

Zgodnie z konwencją przyjętą w kwartalniku *Combustion Engines* użyte w tekście skróty i oznaczenia muszą być wyjaśnione w obu językach artykułu (ang. i pol.), z wyjątkiem skrótów znanych i powszechnie stosowanych. Spis ten należy ułożyć w kolejności alfabetycznej, najpierw dla małych liter, później dla dużych, a następnie dla liter alfabetu greckiego.

Pewną niekonsekwencję tworzą wieloletnie krajowe przyzwyczajenia stosowania niektórych liter do określania kilku wielkości, np.: P – ciśnienie bezwzgl., p – nadciśnienie, L – praca itp. Normy Unii Europejskiej przewidują inne oznaczenia, np.: P – power, W – work, p – pressure itp. Redakcja kwartalnika akceptuje obecnie obie wersje, pod warunkiem stosowania wybranej wersji w sposób konsekwentny w ramach opracowania.

W opisie jednostek pomiarowych zaleca się używać N·m zamiast Nm, obr/min zamiast 1/min lub obr/s (w odniesieniu do prędkości obrotowej silnika i jego elementów). Jednostki należy oddzielać od podawanej wartości jedną spacją, np.: 1200 obr/min, 85,5 kW, 2005 r. itp. Wyjątek stanowi oznaczenie stopni °C, które „przykleja” się do wartości (np. 120°C, ale: 25° OWK przed GMP).

Literatura

Artykuł przeznaczony do publikacji musi być przygotowany zgodnie z postanowieniami ustawy „Prawo autorskie”, które nakłada obowiązek ujawnienia autorów i źródeł wykorzystywanych informacji w odniesieniu do cytowań, zapożyczeń,

wyników badań i pomiarów oraz danych liczbowych. W literaturze technicznej przyjęł się zwyczaj umieszczania odnośników w nawiasach kwadratowych w odpowiednim miejscu tekstu, rysunku, tabeli itp. Umieszczone na końcu artykułu zestawienie cytowanych źródeł sporządza się wg schematu:

- [Nr] Autor (-rzy, nazwisko, imię lub skrót): Tytuł publikacji. Charakter publikacji, ewentualnie tytuł książki lub zbioru referatów. Wydawnictwo, miejsce i rok wydania. Przykłady zapisów bibliograficznych:
- [1] Chmela F., Orthaber G.: Rate of heat release prediction for direct Injection Diesel Engines based on purely mixing controlled combustion. SAE 1999-01-0186.
- [2] Fischer J., Kubach H., Tribulowski J., Spicher U.: Analyse der Zylinderinnenströmung und des Verbrennungsverhaltens bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung. W: 5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik. Indizierung-Visualisierung-Simulation. Baden-Baden, Juni 2002.
- [3] Wójcicki S.: Spalanie. WNT, Warszawa 1969.
- [4] Materiały internetowe: www.firma.pl, 2008 r.

Notki o autorach artykułu

Zgodnie z przyjętą konwencją wydawniczą kwartalnika *Silniki Spalinowe* na końcu artykułów naukowych zamieszczone są krótkie notki o autorach publikacji zawierające stopnie i tytuły naukowe oraz miejsce i stanowisko pracy, np.: Dr inż. imię, nazwisko – adiunkt w Instytucie ..., Zakładzie ... Politechniki Obok zamieszczane jest zdjęcie autora, które autor powinien dostarczyć do redakcji w postaci cyfrowej.

4. Druga wersja językowa

Artykuł dostarczony do redakcji tylko w polskiej wersji językowej, po naniesieniu poprawek recenzyjnych i redakcyjnych, zostaje przekazany do tłumaczenia pod warunkiem zgody autorów na poniesienie kosztów tłumaczenia. Artykuły tłumaczone poza wydawnictwem kierowane są do weryfikacji językowej. W przypadku wystąpienia konieczności znaczących ingerencji językowych, redakcja pobiera opłatę proporcjonalną do nakładu pracy.

W obu wersjach językowych obowiązują te same wymagania techniczne. Materiał ilustracyjny może być dołączony tylko do jednej wersji, pod warunkiem zawarcia w nim opisów w obu językach (jeżeli są konieczne).

Literatura pomocnicza

- [1] Multimedialna Encyklopedia Powszechna, Onet.pl.
- [2] Altszuller G.S.: Elementy teorii twórczości inżynierskiej. WNT, Warszawa 1983.
- [3] Cempel C.: Nowoczesne zagadnienia metodologii i filozofii badań, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom–Poznań 2005.
- [4] Kolman R.: Zdobywanie wiedzy. Oficyna wydawnicza Branta, Bydgoszcz–Gdańsk 2004.
- [5] Leszek W.: Badania empiryczne. Wybrane zagadnienia metodyczne. Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 1997.
- [6] Leszek W.: Technologia pisarstwa naukowego. Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom–Poznań 2007.
- [7] Leszek W.: Wybrane zagadnienia metodyczne badań empirycznych. Wyd. Instytutu Technologii i Eksploatacji, Radom 2006.

Należy zwrócić uwagę, że w języku polskim części dziesiętne liczb oddzielane są przecinkami (np. 123,45), podczas gdy w języku angielskim – kropkami, a przecinki używane są do oddzielenia tysięcy (np. 123.45, ale 123,000.45).

5. Tryb zgłaszania artykułu do kwartalnika *Combustion Engines (Silniki Spalinowe)*

Aby zgłosić artykuł do wydania należy na stronie <http://www.ptnss.pl> wybrać opcję *Wydawnictwo/Silniki Spalinowe*, a następnie zakładkę *Zgłoszenia*. Wybierając jedną z opcji: ZGŁOSZENIE ARTYKUŁU/OPRACOWANIA/INFORMACJI, NOTA BIBLIOGRAFICZNA/BIOGRAM/PRACE PROMOCYJNE, DONIESIENIE PRASOWE/PRACE BADAWCZE/WDROŻENIA należy wypełnić załączony formularz zgłoszeniowy.

Do zgłoszenia artykułu należy dołączyć *Deklarację autorów o prawach autorskich* (odpowiednie łącze na tej stronie) i wypełnić klauzulę PRAWA AUTORSKIE.

Wypełnione dokumenty należy przesłać drogą elektroniczną na adres silniki@ptnss.pl lub redakcja@ptnss.pl, łącząc się bezpośrednio ze strony PTNSS, lub drogą pocztową na adres redakcji:

Redakcja kwartalnika Silniki Spalinowe
Instytut Silników Spalinowych i Transportu
Politechnika Poznańska
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań

Redakcja potwierdza przyjęcie zgłoszenia i informuje o zainteresowaniu (lub jego braku) wydaniem artykułu, wskazując termin jego dostarczenia.

6. Kwalifikowanie artykułu do wydania

Przysłany do redakcji artykuł podlega wstępnej ocenie w redakcji (recenzja wewnętrzna), a po jego akceptacji kierowany jest do recenzenta zewnętrznego wybranego spośród uznanych specjalistów krajowych (w niektórych przypadkach – zagranicznych).

O przyjęciu artykułu do druku decyduje Komitet Redakcyjny po otrzymaniu pozytywnej recenzji, ewentualnych poprawkach autorskich i otrzymaniu wspomnianej w pkt. 5 Deklaracji autorów o prawach autorskich.

Artykuł recenzowany

- [8] Markowski A.: Jak dobrze mówić i pisać po polsku. Reader's Digest Przegląd, Warszawa 2000.
- [9] Pabis S.: Metodologia nauk empirycznych. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2007.
- [10] Prawo autorskie i prawa pokrewne. Wydawnictwo Prawnicze, Warszawa 1994.
- [11] Pytkowski W.: Organizacja badań i ocena prac naukowych. PWN, Warszawa 1985.

Mr. Krzysztof Wisłocki, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

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

e-mail: krzysztof.wislocki@put.poznan.pl



Marek BRZEŹAŃSKI

System valvelift firmy Audi – innowacyjny system rozrządu silników spalinowych

Firma Audi konsekwentnie realizuje swe hasło reklamowe „Vorsprung durch Technik”, które w swobodnym tłumaczeniu brzmi: „postęp przez technikę”, prezentując w układach napędowych i silnikach swych pojazdów kolejne, ciekawe rozwiązania konstrukcyjne. Jednym z ostatnich osiągnięć technicznych tej firmy jest bardzo interesujący system rozrządu, noszący nazwę **valvelift**.

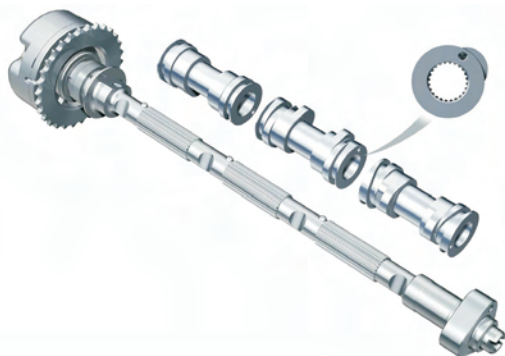
Po raz pierwszy został on zaprezentowany pod koniec 2006 r. w silniku Audi V6 FSI o objętości skokowej 2,8 dm³, a od 2008 r. jest również stosowany w nowym wydaniu znanego i cenionego 4-cylindrowego silnika TFSI o objętości skokowej 2,0 dm³.

Oryginalną cechą systemu valvelift jest nowy układ regulacji skoku zaworu, który wraz z układem przestawianych faz rozrządu stwarza nowe możliwości kontroli napełnienia cylindrów, przyczyniając się do poprawy sprawności silnika spalinowego.

Systemy zmiany wzniosu zaworów są wprawdzie stosowane już od kilku lat w niektórych silnikach (np. BMW Valvetronic, Porsche VarioCam, Mitsubishi MIVEC, Honda VTEC i in.), ale są to skomplikowane konstrukcje, które zawierają wiele niekorzystnych cech. Zwykle wymagają zwiększenia liczby i masy elementów składowych, co powoduje wzrost sił bezwładności i wzrost sił tarcia, natomiast pozwalają jedynie na ograniczone kształtowanie napełnienia cylindra.

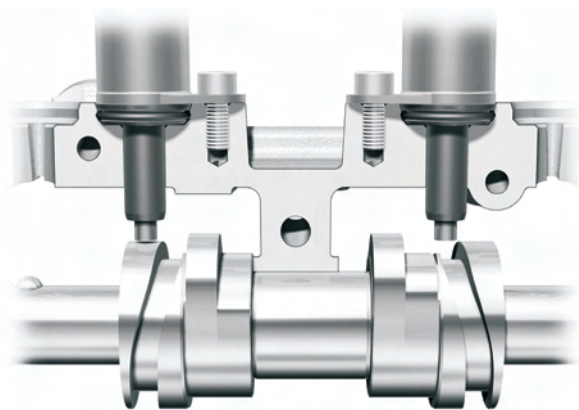
Opracowując w firmie Audi innowacyjny system valvelift, starano się wyeliminować te niekorzystne właściwości wymienionych systemów.

Na rysunku 1 przedstawiono podstawowy element systemu valvelift, jakim jest wał rozrządu, na którym obok systemu przestawiania faz rozrządu zamocowane są przesuwne tuleje, na których znajdują się krzywki o dwóch różnych zarysach dla każdego z zaworów dolotowych. Te przesuwne tuleje, które łączą się z wałem przez połączenie wielowypustowe o 24 walcowanych zębach, stanowią zasadniczą część opracowanego systemu rozrządu.



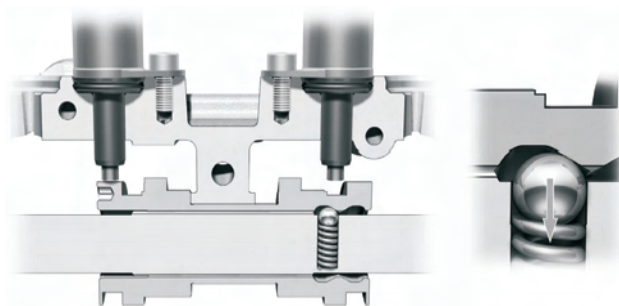
Rys. 1. Wał rozrządu z przesuwными tulejami krzywkowymi [4]

W pojedynczym segmencie tulei, który obsługuje po dwa zawory dolotowe w każdym z cylindrów, obok dwóch krzywek obsługujących jeden zawór znajduje się rowek sterujący, którego kształt umożliwi przesunięcie tulei o określoną odległość. Następuje to w okresie, gdy w rowek zostanie wsunięty trzpień sterujący (rys. 2). Wsuwanie i wysuwanie trzpienia z rowka odbywa się elektromagnetycznie i jest sterowane oddzielnym modułem sterującym. Sam proces przesuwania tulei odbywa się w czasie, gdy styk wału rozrządu z dźwignią zaworową znajduje się na kole podstawowym krzywek, wspólnym dla obu zarysów.



Rys. 2. Tuleja z krzywkami i rowkiem sterującym przesuwem tulei [4]

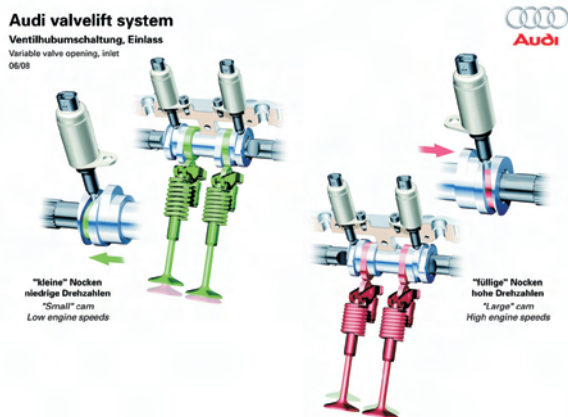
Po przesunięciu tulei trzpień jest wysuwany z rowka, natomiast powrót tulei do współpracy z krzywką, z którą dźwignia zaworowa współpracowała uprzednio, odbywa się przez wsunięcie trzpienia w rowek sterujący, znajdujący się obok krzywek drugiego z zaworów dolotowych danego cylindra. Utrzymywanie tulei przesuwnej w położeniach odpowiadających współpracy z jedną z krzywek jest realizowane za pomocą kulowego systemu blokowania, przedstawionego na rys. 3.



Rys. 3. System ustalania położenia tulei przesuwnej [4]

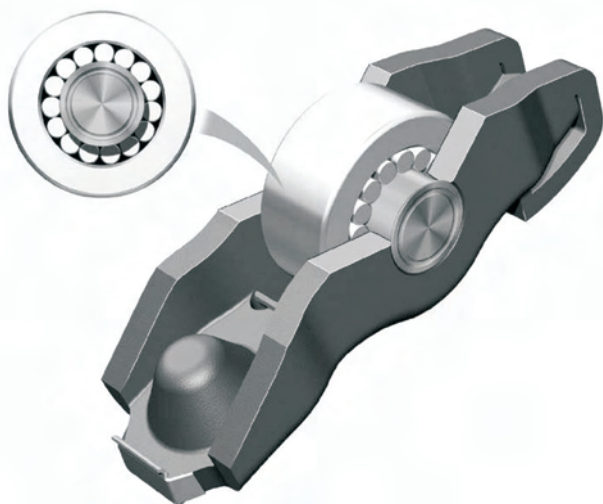
Zasada działania systemu valvelift przedstawiona jest na rys. 4.

Krzywki współpracują z dźwignią zaworową poprzez rolkę, którą jest łożysko igielkowe. Dzięki temu znacznie zmniejszono siły tarcia w stosunku do tradycyjnego, ślizgowego sposobu współpracy krzywki z dźwignią. Z uwagi na innowacyjny charakter tej współpracy, dobrano specjalny rodzaj łożyska igielkowego, które może przenosić również



Rys. 4. Zasada działania systemu valvelift [1]

siły wzdłużne, występujące przy przesuwaniu tulei (rys. 5). Ponadto ze względu na ograniczoną ilość miejsca pomiędzy zaworami, szerokość krzywek jest znacznie mniejsza, niż w konwencjonalnych systemach rozrządu. Krzywka o mniejszym wzniosie ma szerokość 6,75 mm, krzywka pełnego wzniosu 6,55 mm, a współpracująca z krzywkami biegnia rolki ma szerokość 5,4 mm, czego efektem jest także dalsze zmniejszenie sił tarcia w opisywanym systemie.



Rys. 5. Dźwignia zaworowa z rolką [4]

System valvelift zawiera znaczny potencjał, który może być zastosowany w różnych koncepcjach sterowania układem rozrządu. Zmniejszenie skoku zaworu w zakresie

częściowego obciążenia przyczynia się do wzrostu prędkości napływającego do cylindra powietrza i, tworząc w cylindrze odpowiednie zawirowanie, umożliwia lepsze wykorzystanie zalet bezpośredniego wtrysku benzyny. Z kolei krzywki o większym zarysie pozwalają na uzyskanie lepszego napełnienia cylindra w zakresie pełnego obciążenia.

System valvelift, dzięki możliwości kształtowania zawirowania ładunku w cylindrze, ułatwia stosowanie metody zmniejszania emisji w fazie nagrzewania się silnika, zwanej HOSP (*Homogen Splitt*), która została opracowana w firmie Bosch i jest stosowana w silnikach FSI. Jest to obecnie najbardziej skuteczna metoda zmniejszania emisji w tym niekorzystnym okresie pracy silnika. Także praca silnika na biegu jałowym wykazuje większą powtarzalność obiegów niż w konwencjonalnych konstrukcjach układów rozrządu.

Przy stosowaniu systemu valvelift powstaje też możliwość łatwej realizacji metody okresowego wyłączania poszczególnych cylindrów. Wtedy odpowiednio zaprogramowany moduł sterujący może selektywnie wyłączać z pracy tylko wybrane cylindry lub ich grupy.

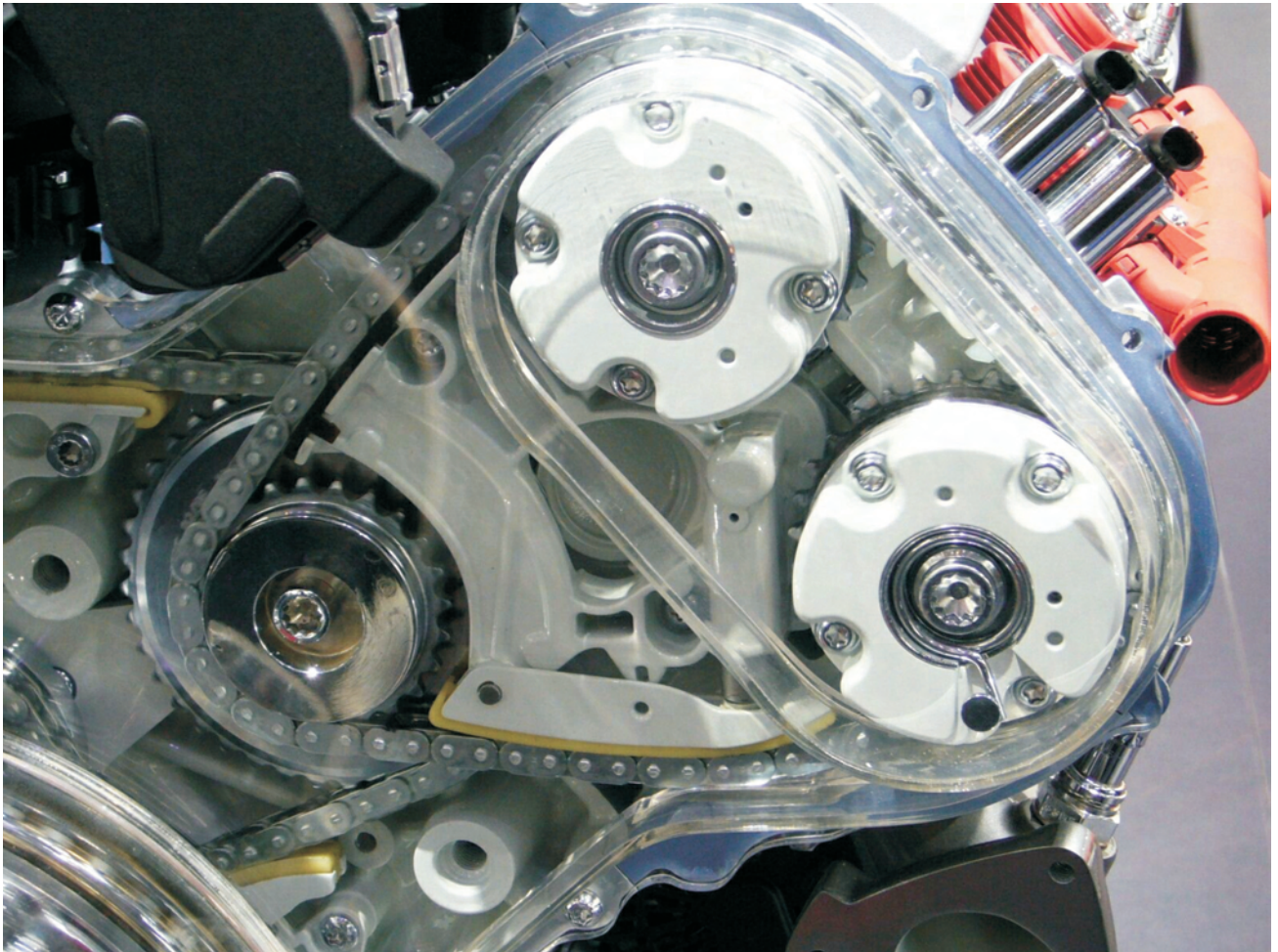
Pierwszym silnikiem, w którym seryjnie zastosowano system valvelift była jednostka V6 o objętości skokowej 2,8 dm³, która oferowana jest w wersji o mocy 140, 154 lub 162 kW (rys. 6).



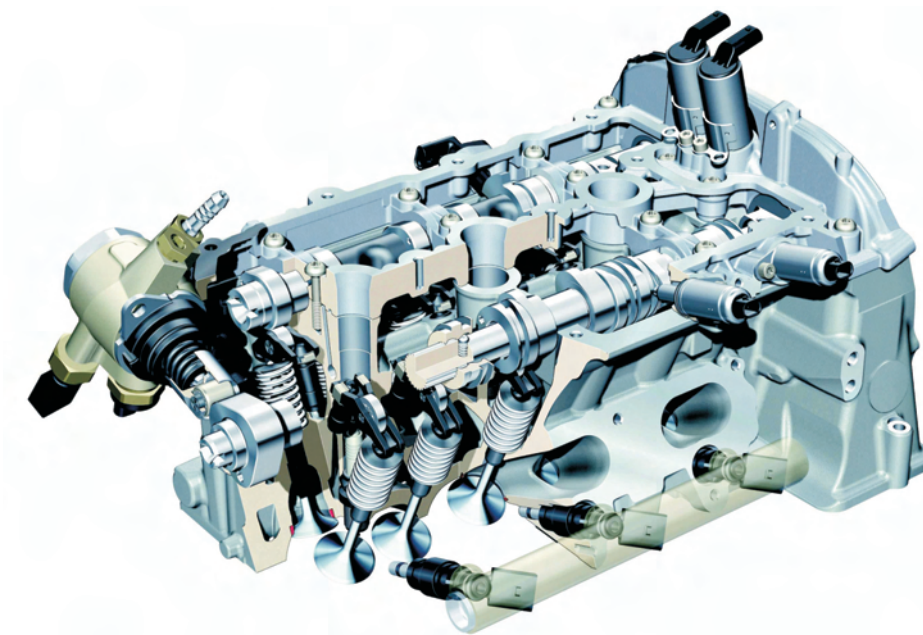
Rys. 6. Silnik Audi V6-2,8 FSI (zdjęcie autora)

Oprócz systemu valvelift, stosowanego do regulacji skoku zaworów dolotowych, układ rozrządu tego silnika wyposażony jest w znany system zmiany faz rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych, umieszczony na końcach wałów rozrządu (rys. 7).

Stosując system valvelift w produkowanym dotąd silniku V6, uzyskano bardzo dobre efekty poprawy jego parametrów, bez konieczności konstruowania nowej głowicy silnika lub zasadniczej przebudowy innych podzespołów. W stosunku do dotychczas stosowanej konstrukcji, głowica została zmieniona tylko w zakresie związanym z umieszczeniem elementów sterujących przesuwaniem tulei na wałku rozrządu (rys. 8). Pozostałe elementy, w tym system zmiany faz rozrządu, nie zostały zmienione.



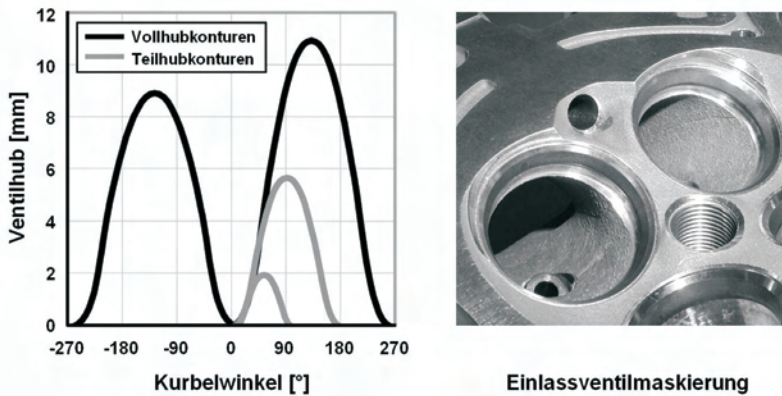
Rys. 7. System zmiany faz rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych (zdjęcie autora)



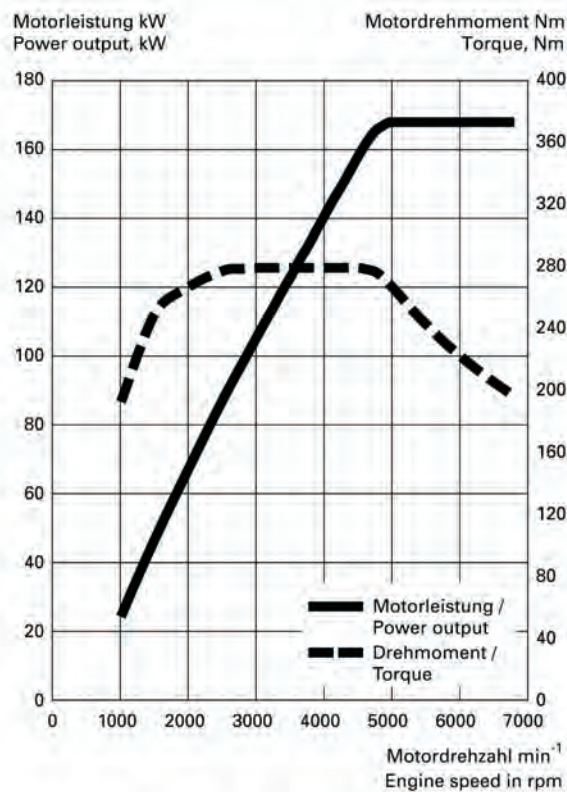
Rys. 8. Przekrój głowicy silnika Audi V6 2,8 FSI [1]

W silniku tym, w którym za wymianę ładunku odpowiadają po dwa zawory dolotowe i wylotowe, dla zaworów dolotowych zastosowano zróżnicowaną wartość wzniosu oraz takie ich osadzenie w gniazdach zaworowych, aby uzyskać pożądany ruch ładunku w cylindrze i komorze spalania. W tym przypadku jest to ważne ze względu na zastosowany bezpośredni wtrysk paliwa FSI (rys. 9).

W tym silniku w zakresie prędkości obrotowej od 700–4000 obr/min układ rozrządu korzysta z mniejszego wzniosu zaworów dolotowych oraz z jakościowej regulacji mocy. Układ dolotowy jest, co prawda, wyposażony w przepustnicę, lecz w wymienionym zakresie prędkości obrotowej



Rys. 9. Charakterystyka wzniosu zaworów dolotowych; powierzchnia komory spalania silnika Audi V6 2,8 FSI [4]



Rys. 10. Charakterystyka prędkościowa silnika Audi V6 2,8 FSI o mocy 140 kW [1]

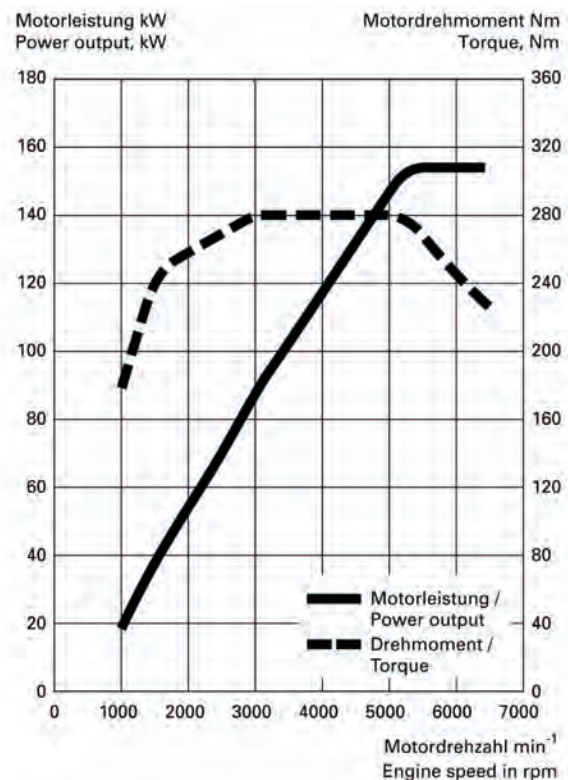
Literatura

- [1] Fabryczne materiały prasowe AUDI AG (09/2006, 09/2008).
- [2] Ruegheimer U.: Intelligenz findet im Kopf statt – Das neue Audi valvelift system, Kommunikation Produkt/Technik, Audi 05/2008.
- [3] Schlossmacher J.: Neuer High-Tech Motor im Audi A6, Kommunikation Produkt/Technik, Audi 10/2006.
- [4] Wurms R., Dengler S., Budack R., Mendl G., Dicke T., Eiser A.: Audi valvelif system – ein neues innovatives Ventiltriebsystem von Audi, Audi AG Ingolstadt, 15 Aachener Kolloquium 2006.

jest ona całkowicie otwarta. Ten sposób regulacji mocy pozwala na zmniejszenie strat dławienia na przepustnicy, przyczyniając się do wzrostu sprawności ogólnej silnika. Badania drogowe, prowadzone w samochodzie Audi A6 wykazały zmniejszenie zużycia paliwa osiągające wartość od 4–7%, w zakresie małego i średniego obciążenia silnika, tj. w najczęściej występującym zakresie normalnej eksploatacji pojazdu.

Dzięki zastosowaniu systemu valvelift znacznie poprawiono przebieg charakterystyki prędkościowej silnika. W każdej z wersji silnik oferuje dużą wartość momentu obrotowego w szerokim zakresie prędkości obrotowej, co w przypadku silników bez doładowania nie jest łatwe do uzyskania (rys. 10, 11).

Nowy silnik firmy Audi wyposażony w innowacyjny system rozrządu należy w swojej klasie do najnowocześniejszych jednostek napędowych i dla wielu producentów może stanowić wzorzec do naśladowania.



Rys. 11. Charakterystyka prędkościowa silnika Audi V6 2,8 FSI o mocy 164 kW [1]

Mr. Marek Brzeżański, DSc., DEng. – Deputy Manager of the Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines at Cracov University of Technology.

Dr hab. inż. Marek Brzeżański – wicedyrektor Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

e-mail: mbrzez@usk.pk.edu.pl



Aktualności

Silniki o ZI

Silnik Bentley V8

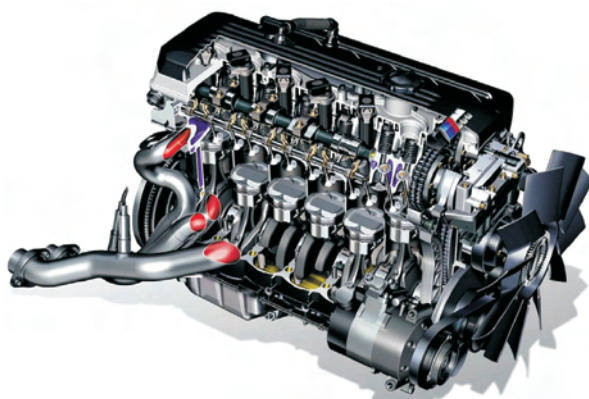
W tym roku mija 50 lat od wprowadzenia legendarnego silnika V8 w samochodach marki Bentley. Po raz pierwszy silnik pojawił się w modelu Bentley S2 Continental. Począwszy od 1959 r. silnik był nieustannie modyfikowany, lecz jego konstrukcja nie podlegała rewolucyjnym zmianom.

Współczesna wersja silnika V8 o pojemności skokowej 6,3 dm³ wyposażona jest w turbodoładowanie dwiema turbosprężarkami (*twin turbo*) i ma stopień sprężania 7,8. Rozwija moc 537 KM przy 4000 obr/min oraz moment obrotowy 1050 N·m przy 3200 obr/min ($N_e = 395$ kW, $N_l = 62,7$ kW/dm³, $N_{cyl} = 49,4$ kW/cyl, $p_e = 2,094$ MPa). Przez te wszystkie lata moc jednostki V8 oraz jej moment obrotowy wzrosły o 150%.



Oprac. na podst. www.bentleymotors.com

Silnik BMW S54B32 – wstrzymanie produkcji



BMW rezygnuje z dalszej produkcji swojej klasycznej jednostki w sześciocylindrowym układzie rzędowym (S54B32) o pojemności skokowej 3,2 dm³. Ten silnik o zapłonie iskrowym wolnossący rozwija moc 343 KM przy prędkości obrotowej 7900 obr/min i moment obrotowy

365 N·m przy 4900 obr/min ($N_e = 252$ kW, $N_l = 77,8$ kW/dm³, $N_{cyl} = 42$ kW/cyl, $p_e = 1,41$ MPa).

Silnik był uhonorowany tytułem *Engine of the Year* w roku debiutu, czyli w 2001 roku. Przez następne sześć lat zwyciężał także w kategorii silników o pojemnościach od 3,0 do 4,0 dm³.

Oprac. na podst. www.bmw.de

Nowe silniki ZI DI koncernu GM

Koncern GM planuje wprowadzenie dwóch nowych silników z bezpośrednim wtryskiem paliwa (DI – *Direct Injection*): czterocylindrowy silnik rzędowy o pojemności skokowej 2,4 dm³ i silnik sześciocylindrowy w układzie cylindrów V o pojemności skokowej 3,0 dm³. Silniki te będą stosowane po raz pierwszy w samochodzie Chevrolet Equinox od 2010 r. Te silniki z bezpośrednim wtryskiem paliwa, jako bardziej ekonomiczne, zastąpią silniki V6 o pojemnościach skokowych 3,4 dm³ i 3,6 dm³, stosowane w modelach 2009 r. Zgodnie z prognozami koncernu GM, w 2009 r. planowana jest sprzedaż 500 000 pojazdów z bezpośrednim wtryskiem paliwa.

Silnik typu DI 2,4 dm³ rozwija znamionową moc użyteczną 134 kW. W samochodzie Equinox pozwala na zmniejszenie zużycia paliwa do 30 mil/galon w warunkach jazdy autostradowej; w przypadku starszej jednostki 3,4 dm³ parametr ten wyniósł 24 mile/galon paliwa (znamionowa moc użyteczna równa 138 kW).



Oba nowe silniki będą wyposażone w system zmiennych faz rozrządu (VVT) w celu optymalizacji uzyskiwanej mocy, zmniejszenia zużycia paliwa oraz zmniejszenia emisji składników szkodliwych spalin. Nowy silnik 2,4 dm³ DI VVT osiąga znamionową moc użyteczną 134 kW przy $n = 6700$ obr/min i maksymalny moment obrotowy 232 N·m przy $n = 4900$ obr/min ($N_e = 182,3$ KM, $N_l = 55,8$ kW/dm³, $N_{cyl} = 33,5$ kW/cyl, $p_e = 1,215$ MPa). W silniku zastosowano technologie koncernu GM znane z innych czterocylindrowych

silników o bezpośrednim wtrysku paliwa. Stopień sprężania silnika jest równy 11,4.

Nowy silnik 3,0 dm³ DI rozwija znamionową moc użyteczną 187 kW, a maksymalny moment obrotowy wynosi 290 N·m ($N_e = 255$ KM, $N_1 = 62,4$ kW/dm³, $N_{cyl} = 31,2$ kW/cyl, $p_e = 1,215$ MPa).

Układ wtryskowy wyposażono w gumowe izolatory zastosowane w kolektorze paliwowym w celu eliminacji kontaktu między elementami metalowymi, który mogłyby przyczynić się do powstania drgań i emisji hałasu w jego części wysokociśnieniowej. Ciśnienie wtrysku paliwa jest wyższe niż dla konwencjonalnego silnika. Zastosowana wysokociśnieniowa pompa zasilająca silnik w paliwo jest napędzana od jednego z wałów rozrządu.

W warunkach zimnego rozruchu silniki są sterowane w taki sposób, aby zapewnić bogatszą mieszankę paliwowo-powietrzną wokół świecy zapłonowej, dzięki czemu zapłon jest w tych warunkach łatwiejszy. W rezultacie praca silnika jest spokojniejsza, a emisja składników szkodliwych mniejsza o 25% w warunkach zimnego rozruchu i nagrzewania silnika.

Oprac. na podst. www.gm.com

Nowe silniki Forda

Ford pracuje nad wydajną i ekonomiczną jednostką EcoBoost o pojemności skokowej 2,0 dm³. Będzie to czterocylindrowa jednostka wyposażona w turbodoładowanie oraz bezpośredni wtrysk paliwa. W planach koncernu jest także budowa jednostki o pojemności 1,4 dm³ oraz wersji V6 EcoBoost o pojemności skokowej 3,5 dm³, która będzie dysponować wartościami wskaźników operacyjnych porównywalnymi z wskaźnikami silników V8, umożliwiając jednak zmniejszenie przebiegowego zużycia paliwa.

Oprac. na podst. www.gm.com

Ford 3.5 V6 Twin Turbo EcoBoost

Nowy silnik Forda typu EcoBoost wykorzystuje dwie pracujące równolegle turbosprężarki. Niewielkich rozmiarów wirniki obracają się z prędkością 170 000 obr/min. Turbiny systemu pracują w bardzo wysokiej temperaturze, dochodzącej do 950°C. Aby przedłużyć żywotność łożysk



w turbinach, wyposażono je w chłodzenie wodne. Inżynierowie Forda wyeliminowali konieczność studzenia turbin po zakończeniu jazdy. Tuż po wyłączeniu silnika system chłodzenia pozostaje jeszcze przez chwilę aktywny, aby nie dopuścić do przegrzania turbin. Nie ma także konieczności stosowania specjalnych olejów.

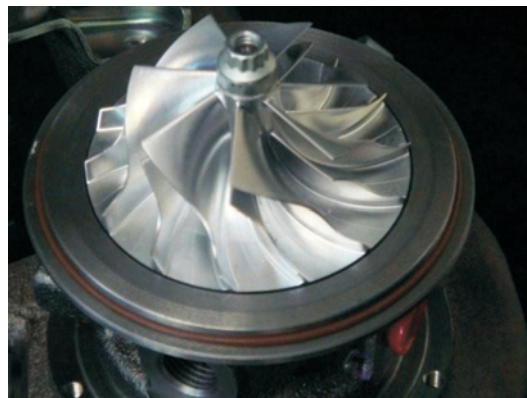
W czasie testów wytrzymałościowych jednostka pracowała z maksymalną mocą przez setki godzin. Odporność na różne warunki klimatyczne badano podczas jazd odbywających się w Górach Colorado (USA). Efektem jest duża żywotność turbosprężarek, szacowana na 10 lat/240 000 km.

Oprócz turbodoładowania, drugim ważnym elementem nowego silnika Forda jest bezpośredni wtrysk paliwa do komory spalania.

Oprac. na podst. www.autogaleria.pl

Nissan GT-R 820 KM

Amerykańska firma South Side Performance stworzyła specjalny zestaw, który zwiększa moc silnika Nissana GT-R do 820 KM. W skład zestawu wchodzi turbosprężarka firmy Garrett chłodzone cieczą i ulepszony rozrusznik silnika. Z uwagi na niebezpieczeństwo wystąpienia spalania stukowego, zastosowano specjalne wymienniki ciepła, które zmniejszają temperaturę powietrza w przewodach dolotowych.



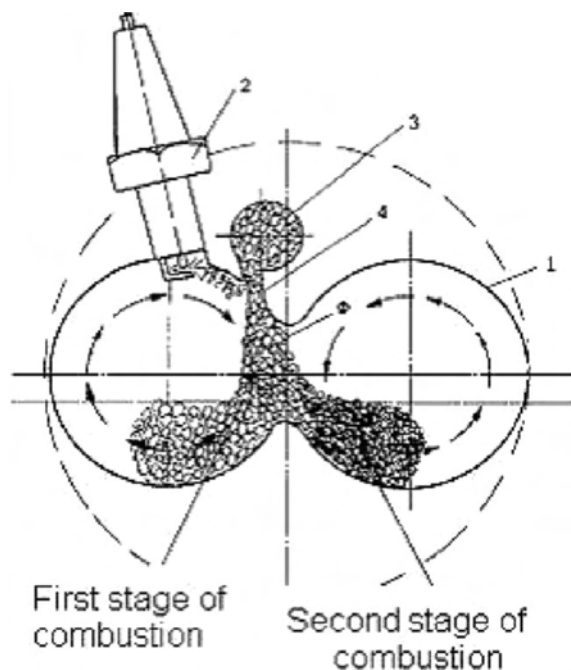
Według zapewnień producenta, po instalacji zestawu samochód Nissan GT-R będzie przyspieszał od 0 do 100 km/h w 3,2 s (Bugatti Veyron 2,9 s).

Oprac. na podst. www.sppperformance.com

Nowy system spalania w silniku ZI

Zespół naukowców z Uniwersytetu Technicznego w Istambule w Turcji zaprezentował silnik ZI o ładunku uwarstwionym i objętości skokowej 1,6 dm³, charakteryzujący się występowaniem podwójnego zawirowania typu swirl w komorze spalania i dwustopniowego mechanizmu spalania (17% mniejsze zużycie paliwa, 7% zwiększona moc użyteczna w porównaniu do konwencjonalnego silnika MPI o takiej samej pojemności skokowej).

Zaproponowany mechanizm spalania może być zastosowany do obecnie produkowanych silników bez istotnych zmian konstrukcyjnych i bez stosowania systemów bezpośredniego wtrysku paliwa do komory spalania oraz nie wymaga wysokich ciśnień wtrysku paliwa.



Zaproponowana komora spalania, zaprojektowana w kształcie cyfry 8, jest podzielona na dwie strefy. Obszar wokół świecy zapłonowej umieszczonej w komorze spalania zawiera mieszankę bogatą w paliwo z $\lambda = 0,6-0,8$, podczas gdy w pozostałym obszarze komory znajduje się powietrze. Paliwo jest wtryskiwane do kanału dolotowego i dostarcza do obszaru o mieszance bogatej w paliwo. Kanał dolotowy został tak skonstruowany, aby zapewnić dwustopniowy mechanizm spalania, wzmocnienie zawirowania obwodowego (typu *swirl*) oraz zwiększenie współczynnika napelnienia. Przeciwnie skierowany ruch wirowy *swirl* – pojawiający się podczas suwu napelniania i sprężania silnika – nie pozwala na wymieszanie się obu obszarów aż do chwili zapłonu, dzięki czemu występuje uwarstwienie mieszanki paliwowo-powietrznej.

Dwustopniowy mechanizm spalania może zapewnić zmniejszenie emisji, ponieważ ciekłe paliwo nie styka się z chłodną ścianką cylindrów, a przeciwny ruch wirowy typu *swirl* zmniejsza czas kontaktu płomienia z tłokiem (mniejsza emisja węglowodorów). Produkty niepełnego spalania (CO i H_2), powstałe podczas spalania bogatej mieszanki z $\lambda = 0,6-0,8$ w pierwszej fazie, mogą ulec spalaniu w drugiej fazie spalania, której towarzyszy efekt ruchu wirowego typu *swirl*. Brak tlenu w bogatej mieszance i mała wartość temperatury w pierwszej fazie spalania zapobiegają zwiększonemu tworzeniu NO_x .

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Silniki o ZS

Nowy silnik ZS firmy Volvo

Firma Volvo skonstruowała nową jednostkę ZS o nazwie D5, nad którą pracowano ponad 3 lata. Jednostka została wykonana w technologii lekkich stopów, dzięki czemu poprawiono w znacznym stopniu przepływ ciepła.

Silnik wyposażono w podwójne turbodoładowanie, w którym maksymalne ciśnienie doładowania wynosi 1,8 bar, oraz w piezoelektryczne wtryskiwacze pozwalające na

pracę z maksymalnym ciśnieniem paliwa 1800 bar. Silnik rozwija moc 151 kW przy 4000 obr/min, a moment obrotowy wynosi 420 N·m przy prędkości obrotowej od 2900–5000 obr/min ($N_e = 205$ KM, $N_l = 60,3$ kW/dm³, $N_{\text{cyl}} = 30,2$ kW/cyl, $p_e = 2,11$ MPa). Silnik ten zastosowany w samochodzie Volvo zapewnia nie tylko dobrą dynamikę, lecz także małe przebiegowe zużycie paliwa – 6,2 dm³/100 km.



Nowy silnik spełnia normy emisji Euro 5, co osiągnięto m.in. dzięki zastosowaniu systemu reaktorów katalitycznych z filtrem PM (DPF) oraz użyciu ceramicznych świec żarowych, których temperatura pracy wynosi 1300°C.

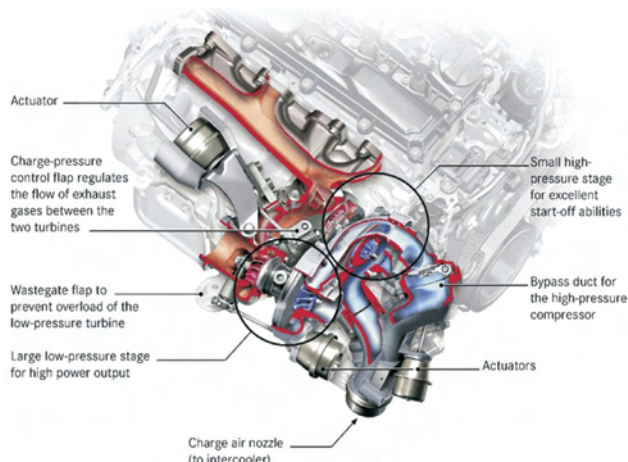
Oprac. na podst. www.volvo.com

Nowy silnik ZS firmy Mercedes

Mercedes jako pierwszy wprowadził do sprzedaży w latach 30. ubiegłego wieku samochód wyposażony w silnik ZS; był to model 260D z silnikiem o mocy 45 KM. Jednym z późniejszych ważnych etapów w produkcji silników ZS była prezentacja modelu C220 w 1997 r. Miał on silnik o pojemności 2,2 dm³, wyposażony we wtrysk bezpośredni *comm rail*. Jego moc wynosiła 125 KM, a moment obrotowy 350 N·m.

Obecnie Mercedes opracował nowy czterocylindrowy silnik ZS, który przy mniejszej o kilka centymetrów sześciennych pojemności skokowej uzyskuje większą moc 204 KM (150 kW) oraz moment obrotowy 500 N·m. Dla uzyskania takich wskaźników pracy silnika zastosowano doładowanie zakresowe podobne do stosowanego w silnikach BMW.

Zestaw turbosprężarek dostarczyła firma BorgWarner.



W pierwszym etapie spaliny przepływają przez mniejszą turbinę o średnicy kanału wlotowego 38,5 mm. W jej obudowie zamontowano kanał obejściowy, w którym znalazło się miejsce na przepustnicę sterowaną silownikiem. W chwili, gdy jest ona zamknięta energia spalin jest skierowana do małej turbiny. Gdy prędkość obrotowa silnika zaczyna się zwiększać, przepustnica się uchyla, a część gazów wylotowych omija turbinę, dzięki czemu nie nastąpi jej przeciążenie. Za mniejszą turbosprężarką kanał obejściowy łączy się z większą turbosprężarką o średnicy turbiny 50 mm. W średnim zakresie prędkości obrotowej silnika przepustnica otwiera się całkowicie, dzięki czemu cała energia spalin trafia do większej turbiny, bez znaczących strat. Powietrze pochodzące z filtra powietrza trafia na początek na większą sprężarkę o średnicy 56,1 mm i jest wstępnie sprężane. Potem przedostaje się do mniejszej sprężarki o średnicy 41 mm. Przy dużych prędkościach obrotowych silnika otwiera się kolejny zawór obejściowy, który prowadzi powietrze z dużej sprężarki bezpośrednio do chłodnicy powietrza doładowanego. Skutkiem zastosowania takiego rozwiązania jest bardzo duży stopień doładowania, na który nie wpływa prędkość obrotowa wału korbowego.

W silniku zastosowano układ zasilania paliwa typu *common rail*, w którym ciśnienie wtrysku podniesiono o 400 bar (w porównaniu do wersji poprzedniej) – do 2000 bar. W skład systemu wchodzi także piezoelektryczne wtryskiwacze.

Zastosowanie nowego silnika pozwoliło uzyskać małe przebiegowe zużycie paliwa 5,2 dm³/100 km.

Oprac. na podst. *paultan.org*

Silnik typu HCCI z tłokami swobodnymi

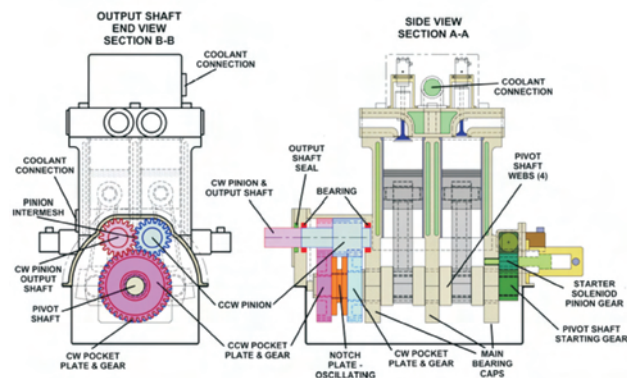
Firma Energy Transition Technology (ETT) opracowała mechanizm uzyskania mocy użytecznej ze swojego silnika w układzie gwiazdowym (*Rotary Shaft Free-Piston HCCI Engine*) i skoku – czterocyldrowy silnik ZI o tłokach swobodnych, charakteryzujący się zmienną wartością stopnia sprężania i systemem spalania typu HCCI dla całego zakresu obciążeń silnika. Sprawność pojedynczego cyklu silnika, według zapewnień firmy ETT, wynosi 60%, a z systemem doładowania ok. 65%.

Moc wyjściowa w silniku o tłokach swobodnych (tzn. silniku bezkorbowym) jest dostarczana przez wykonujący

ruch oscylacyjny wał obrotowy, który bezpośrednio napędza sprężarkę, pompę wodną lub generator elektryczny. Możliwe jest dzięki temu uzyskanie większego zakresu zastosowania silnika o tłokach swobodnych niż rozważanego do tej pory.

Rozwiązanie wału obrotowego jest oparte na wykorzystaniu mechanicznego przetwornika składającego się z pary symetrycznych jednokierunkowych sprzęgieł i przekładni synchronizującej, umieszczonej na końcówce wału obrotowego. Wymogi te spełnia planarne jednokierunkowe sprzęgło zapadkowe o dużej rozdzielczości, które posiada prostokątne elementy ściskane o niewielkiej masie w miejsce zapadek mechanizmu zapadkowego. Elementy ściskane są umieszczone między tarczą z zagłębieniami przeznaczonymi na powyższe elementy a drugą tarczą z wycięciami do dopasowania elementów ściskanych.

Tarcza z wycięciami jest połączona wielowypustem do wału obrotowego i wykonuje wraz z nim ruch oscylacyjny. Zestaw tarcz i jednolite koła zębate obracają się w łożyskach ślizgowych w przeciwnych kierunkach i są napędzane za pomocą ruchu planarnego jednokierunkowego sprzęgła zapadkowego. Tarcza z zagłębieniami i koło zębate obracają się o ok. 90° na każdy skok, napędzając mniejsze koło zębate o dwukrotnie mniejszej liczbie zębów, w celu obrotu o wartość 180°/skok. Mniejsze koła zębate przekładni współpracują, zapewniając obrót o kąt 360° dla dwóch skoków.



Geometria tłoka swobodnego, bez więzów od wału korbowego i sterowanie procesem spalania są lepszym rozwiązaniem do zastosowania systemu spalania typu HCCI w całym zakresie obciążeń i do osiągnięcia większej sprawności silnika.

Aby 4-suwowy silnik o swobodnych tłokach mógł pracować, wymaga się minimum 4 cylindrów, co jest spowodowane brakiem akumulatora energii, np. koła zamachowego. W celu zapewnienia prawidłowego spalania typu HCCI/PCCI, silnik o tłokach swobodnych i swobodnym skoku ogranicza się do 4 cylindrów (tylko jeden cylinder jest w suwie sprężania w każdym czasie).

W silniku o tłokach swobodnych i swobodnym skoku zastosowano algorytm adaptacyjnego sterowania skokiem tłoka. Tłoki sprężają wstępnie wymieszany ładunek z dużą prędkością do wartości ciśnienia wymaganej do zapłonu ładunku ($\epsilon = 40-50$). Wynikłe z izochorycznego spalania przyspieszenie ruchu tłoka ma dużą wartość w suwie rozprę-

zania, w rezultacie czego następuje ekspansja gazu i chłodzenie spalin zmniejszające straty ciepłone wydechu. Wskutek dużych wartości stopnia sprężania powierzchnia ścianek komory spalania jest mniejsza niż dla konwencjonalnego silnika, co także wpływa na zmniejszenie strat.

Brak klasycznego wału korbowego prowadzi do innego rozkładu sił w sworzniu tłokowym i jest przyczyną mniejszego obciążenia powierzchni bocznej tłoka oraz mniejszych strat tarcia. Dodatkowo, mniejsze straty przepływu ciepła przyczyniają się do poprawy procesu mieszania paliwa z powietrzem. Zawory wymiany ładunku są pośrednio uruchamiane za pomocą wałka rozrządu napędzanego elektrycznym serwowmotorem lub przez siłowniki elektrohydrauliczne. Pompa oleju smarującego, cieczy chłodzącej i wentylator chłodzący są również napędzane elektrycznie.

Oprac. na podst. www1.eere.energy.gov

Osprzet

Blokada zbiornika paliwa

BMW zdecydowało się wprowadzić do swoich modeli blokadę chroniącą przed zatankowaniem niewłaściwego paliwa.

W blokadę seryjnie wyposażone będą wszystkie modele z silnikami ZS. Właśnie w przypadku tych silników, ze względu na szerszy otwór wlewu, najczęściej dochodzi do pomyłek i zatankowania auta benzyną. W przypadku pojazdów z silnikami benzynowymi taki system nie jest wymagany, bowiem średnica pistoletu z olejem napędowym jest większa niż średnica wlewu do zbiornika. Co roku pomoc drogowa ADAC w Niemczech pomaga w ponad 5000 sytuacji wynikłych na skutek zatankowania niewłaściwego paliwa. Usuwanie skutków takiej pomyłki wiąże się z dużym nakładem pracy, a często także z dużymi kosztami.

Zamontowane w modelach BMW z silnikiem ZS zabezpieczenie przed zatankowaniem nieprawidłowego paliwa jest tak skonstruowane, że pozwala wprowadzić wyłącznie pistolet do tankowania oleju napędowego. Wlew paliwa w tych pojazdach wyposażony jest w blokadę, którą można odblokować wyłącznie unormowanym pistoletem do tankowania oleju napędowego. Natomiast za pomocą pistoletu do tankowania benzyny, który ma mniejszą średnicę, nie można odblokować króćca wlewu paliwa.

System przewiduje jednak również wyjątkowe sytuacje, w których samochód z silnikiem ZS jest tankowany nie z dystrybutora, a z kanistra rezerwowego. Małe otwory po zewnętrznej stronie wlewu paliwa umożliwiają wprowadzenie małej ilości paliwa.

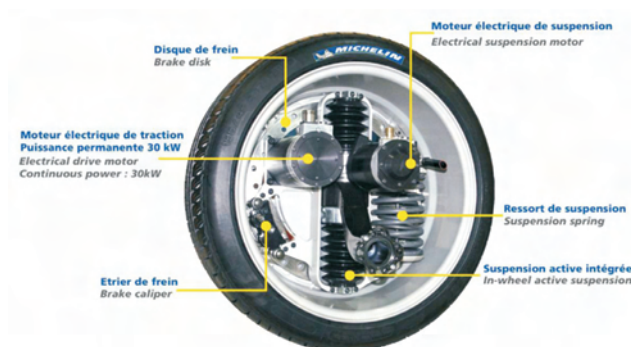
Oprac. na podst. www.bmw.de

Elektryczne Aktywne Koła firmy Michelin

Aktywne Koło *Active Wheel* firmy Michalin stanowi system rolkowy składający się z hamulca, silnika elektrycznego trakcyjnego o mocy 30 kW i układu zawieszenia silnika. System będzie zastosowany w produkowanym przez Heuliez pojeździe elektrycznym WILL – zasilanym bateriami lub za pomocą ogniw paliwowych – i będzie dostępny w sprze-

daży od 2010 r. Wersja prototypowa systemu Aktywnego Koła była zaprezentowana w 2004 r. Układ elektrycznego zawieszenia w systemie Aktywnego Koła charakteryzuje się bardzo niewielkim czasem odpowiedzi, który wynosi 0,003 s. Wszystkie ruchy posuwiste i toczne są korygowane automatycznie przez system.

Pojazd elektryczny o przednim napędzie o nazwie WILL zaprojektowany we współpracy firm Michalin, Heuliez i Orange jest przeznaczony do transportu pięciu pasażerów wraz z kierowcą. Model pojazdu zaprezentowany na targach motoryzacyjnych w Paryżu w 2004 r. stanowił pięciomiejscowy samochód rodzinny zasilany bateriami litowo-jonowymi. Od roku 2010 będą dostępne 4 wersje pojazdu: z zasilaniem bateryjnym lub za pomocą ogniw paliwowych, do zastosowania komercyjnego lub jako pojazd rodzinny. Dostępne będą trzy różne moduły energetyczne zapewniające przejechanie przez pojazd drogi o długości: 150, 300 i 400 km. Kierowca będzie miał możliwość zmiany tych modułów między sobą dla tego samego pojazdu. Planowana liczba pojazdów wyprodukowanych przez Heuliez w 2010 r. wyniesie kilka tysięcy (linie montażowe w Cerizay we Francji); do tego pojazdu będą dołączone podzespoły systemu Aktywnego Koła firmy Michalin.



Zaprezentowany przez firmę Venturi Automobiles Volage jest elektrycznym dwumiejscowym pojazdem typu roadster o napędzie na 4 koła, wyposażonym w system czterech Aktywnych Kół. W pojeździe zastosowano zestaw litowo-polimerowych ogniw akumulatorowych umożliwiających wytworzenie energii elektrycznej o wartości 45 kW·h przy masie zestawu ogniw równej 350 kg. Przyspieszenie pojazdu od 0 do 100 km/h jest mniejsze niż 5 s, maksymalna droga przebyta przez pojazd to 320 km, a maksymalna prędkość wynosi 150 km/h.

Oprac. na podst. www.michelin.com

BMW M3

Inżynierowie Amerykańskiej firmy tuningowej Vorsteiner zakończyli prace nad tytanowym układem wylotowym do nowego modelu BMW M3. Cały układ wykonany z tytanu waży o 17 kg mniej niż system stalowy, który był montowany w wersji fabrycznej. Poprawiono w nim przepływ spalin i dławienie ciśnienia, wobec czego jego moc wzrosła o 14 KM, a moment obrotowy zwiększył się o 18 N·m.



Oprac. na podst. www.custom-performance.net

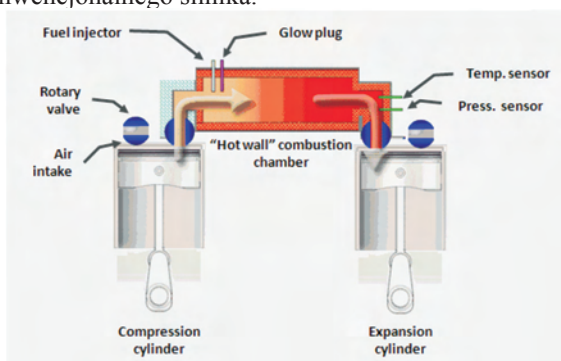
Napędy alternatywne

Prototyp silnika firmy Zajac Motor

Firma Zajac Motors rozwija koncepcję silnika o rozdzielnym cyklu, który znacząco wydłuża okres spalania paliwa przez zastosowanie komory zewnętrznej spalania. Silnik ten wykorzystuje nowe elementy konstrukcyjne głowicy, zgodne z elementami bloku silnika ZS. Cylindry umieszczone w bloku są rozdzielone na: do realizacji procesu sprężania i rozprężania. Cylindry są połączone z zewnętrzną komorą spalania o „gorącej ścianie”. W silniku są stosowane zaprojektowane przez firmę Zajac Motors nowe zawory obrotowe.

Dla przykładu, silnik o rozdzielnym cyklu firmy Scuderi również dzieli cylindry na te dla suwu sprężania i rozprężania, lecz tłoczy sprężone w cylindrze suwu sprężania powietrze za pomocą wysokociśnieniowego kanału gazowego w kierunku cylindra rozprężania, celem realizacji procesu spalania.

Cylinder sprężania w silniku firmy Zajac Motors jest napełniany powietrzem, spręża je w suwie o 10% dłuższym niż w konwencjonalnym silniku ZS. Sprężony ładunek powietrza jest kierowany do cylindra procesu spalania, w którym miesza się z paliwem, po czym następuje zapłon mieszanki i jej spalanie. Rozmiar, kształt i materiały izolacyjne komory spalania powodują wytworzenie gorącego otoczenia o stałej wartości temperatury. Rozmiar takiej komory magazynującej energię wydłuża okres utrzymywania gazu w komorze spalania – od 10 do 100 razy dłużej niż dla konwencjonalnego silnika.



W rezultacie przyjęcia takiego rozwiązania spalanie jest całkowite, a emisja składników szkodliwych spalin jest bardzo mała. Spalanie całkowite zwiększa sprawność konwersji energii z paliwa w pracę, minimalizuje emisję CO, nieopalonych HC i siarki. Utrzymywanie temperatury spalania poniżej granicznej temperatury 1700 K ma zapobiegać tworzeniu tlenków azotu.

W cylindrze rozprężania (pracy i wylotu spalin), suw pracy jest ponad 220% dłuższy niż dla konwencjonalnego silnika, i umożliwi całkowite rozprężanie. Ciśnienie spalin silnika jest większe od ciśnienia otoczenia o 10,3 kPa, co przyczynia się do zmniejszenia strat wylotowych i hałasu.

Oprac. na podst. www.zajacmotors.com

Napęd elektryczny firmy Seat

SEAT zaprezentował prototyp pojazdu z napędem elektrycznym. Głównym elementem projektu jest model Leon *Twin Drive Ecomotive* wyposażony w akumulatory litowo-jonowe do jazdy miejskiej i silnik spalinowy do jazdy pozamiejskiej przy optymalnym zużyciu paliwa.

Odpowiednie modyfikacje wprowadzono także w innych podzespołach pojazdu, takich jak skrzynia biegów, układ wspomagania hamulców, układ ogrzewania i chłodzenia oraz znaczna część układów elektronicznych. Silnik zasilany jest zestawem akumulatorów litowo-jonowych ulokowanych w tylnej części pojazdu i zapewniających moc 35 kW pozwalającą rozwinać prędkość maksymalną 100 km/h.

Prototyp umożliwi przeprowadzenie badań nad specyficznymi cechami napędu elektrycznego, a przede wszystkim nad opracowaniem udoskonaleń pozwalających wyeliminować główne wady takiego napędu – długi czas ładowania akumulatorów i krótki zasięg, który w przypadku prototypowego auta wynosi zaledwie 50 km. *Twin Drive Ecomotive* to pierwszy etap projektu mającego doprowadzić do skonstruowania samochodu napędzanego wyłącznie prądem elektrycznym. Projekt ten obejmuje także skonstruowanie pojazdu hybrydowego, w którym efektywność samochodów marki SEAT z serii Ecomotive zostałyby połączona z zaletami napędu elektrycznego, co dałoby znaczące obniżenie emisji CO₂ przy zachowaniu osiągnięć i zasięgu.

Oprac. na podst. www.seat.com

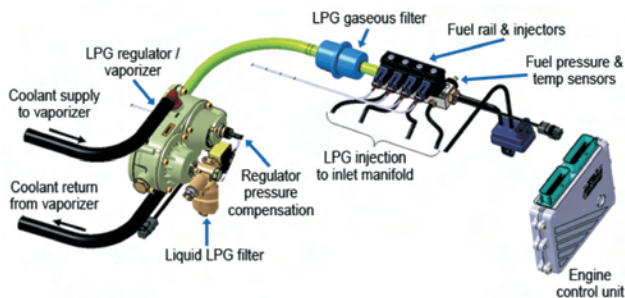
Nowe silniki Hyundai zasilane LPG

Firma Jupiter S.A. (joint-venture firm Westpoint Innovations – 49% udziałów i SIT's filia OMVL SpA z Włoch – 51% udziałów) na wystawie ProMAT w Chicago przedstawiła nowe silniki o pojemności skokowej 2,0 i 2,4 dm³ zasilane paliwami alternatywnymi. Silniki te początkowo kierowane na rynek sprzedaży wózków widłowych forklift zasilanych LPG, będą w pełni zintegrowane, będą uzyskiwać dobre osiągi i małą emisję związków toksycznych. Produkty firmy są oparte na platformach silników koncernu Hyundai i technologii wielopunktowego wtrysku LPG firmy OMVL.

System wielopunktowego sekwencyjnego wtrysku paliwa dostarcza LPG w fazie gazowej do kanału dolotowego. Wtryskiwacze paliwa są sterowane elektronicznie, a szerokość impulsu do wtryskiwacza jest oparta na algorytmie analizującym stosunek prędkość przepływu/gęstość ładunku.

W przypadku silników dwupaliwowych, układ zasilania silnika etyliną zawiera odrębny zestaw wtryskiwaczy dostarczający paliwo do cylindrów ze zbiornika paliwa wyposażonego w integralną pompę paliwową. Silnik zasilany etyliną jest wyposażony w system zapobiegający parowaniu paliwa z układu zasilania (EVAP). Kontrola i utrzymywanie stechiometrycznego składu mieszanki są realizowane za pomocą

sygnałów z czujników stężenia tlenu. W silniku zastosowano również trójfunkcyjny reaktor katalityczny.



Silnik będzie spełniał limity emisji EPA i CARB na 2010 r. Kalibracja silnika w układzie otwartym została przeprowadzona w oparciu o badania wykonane na hamownianym stanowisku silnikowym. W wyniku tego zapewniono ścisłe sterowanie silnikiem, aby zapewnić mieszankę stechiometryczną zapewniającą szybką reakcję spalania. Silniki te planuje się wprowadzić na rynek w drugiej połowie 2009 r. W USA w roku 2007 sprzedano około 76 tys. ciężarówek w przemyśle wózków widłowych (klasa 4 i 5), w których paliwem głównym jest LPG.

Do zalet zintegrowanego silnika i układu zasilania rozwiązania firmy Juniper należą: bardziej zwarty układ zasilania i silnik, większy moment obrotowy i moc użyteczna, poprawa przyspieszenia i szybkości reakcji silnika w warunkach niestacjonarnych, precyzyjne sterowanie współczynnikiem składu mieszanki zapewniające zoptymalizowanie kosztów reaktora katalitycznego i jego szybkie uruchamianie.

Oprac. na podst. www.juniperengines.com

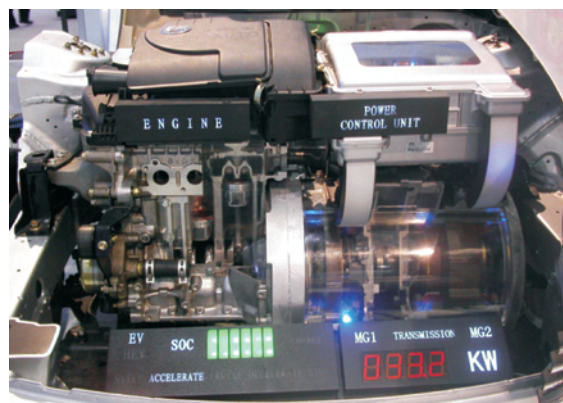
Napędy hybrydowe

BYD rozpoczyna produkcję pojazdów F3DM PHEV i F6DM

Chińska firma BYD Auto przedstawiła wersję produkcyjną swojego pojazdu z elektrycznym napędem hybrydowym typu *plug-in* o oznaczeniu F3DM (o dwóch trybach pracy) na Międzynarodowych Targach Motoryzacyjnych w Ameryce Północnej. Zgodnie z zapowiedziami firmy, pojazd typu PHEV, który wszedł do sprzedaży w Chinach, będzie sprzedawany w USA od 2011 r. Koncern BYD przedstawił ponadto pojazd o oznaczeniu F6DM, będący większą wersją pojazdu F3DM sprzedawanego od tego roku, oraz całkowicie nowego akumulatorowo-elektrycznego pojazdu e6 typu *crossover*.

Firma BYD Auto, będąca filią Chińskiej Grupy BYD, jest głównym dostawcą ogniw akumulatorowych typu NiCd (niklowo-kadmowych) – 65% całkowitego udziału w rynku, i baterii litowo-jonowych stosowanych w telefonii komórkowej (30% całkowity udział w rynku). Stosuje ona w systemach akumulacji energii własne ogniwa akumulatorowe litowo-jonowe oparte na fosforanie żelaza. Zdaniem koncernu powyższe zespoły ogniw akumulatorowych zachowują 80% początkowej pojemności elektrycznej w okresie 2000 pełnych cykli ładowania i rozładowania z zachowaniem 10-letniego okresu użytkowania.

System o dwóch trybach pracy uruchamia silnik elektryczny pojazdu podczas rozruchu i w zakresie małych i średnich mocy użytecznych. Jeżeli pojazd potrzebuje większej mocy użytecznej podczas przyspieszania, koła pojazdu są napędzane jednocześnie przez silniki: ZI i silnik elektryczny (tryb równoległy pracy napędu hybrydowego), dostarczając niezbędną moc użyteczną. Silnik pełni również rolę podzespołu zwiększającego zasięg systemu w przypadku napędu elektrycznego (szeregowy tryb napędu hybrydowego).



Pojazd F3DM jest wyposażony w silnik spalinowy o zapłonie iskrowym i objętości skokowej 1,0 dm³ (znamionowa moc użyteczna 50 kW), generator elektryczny o mocy 25 kW i silnik elektryczny o mocy 50 kW. Łączny zasięg pojazdu wynosi 580 km, w tym 100 km zasięg pojazdu napędzanego elektrycznie. Zużycie energii pojazdu F3DM nie przekracza 16 kW·h/100 km. Zespół ogniw akumulatorowych może być w pełni naładowany z domowej instalacji elektrycznej w ciągu 7 h, a w przypadku szybkiego ładowania uzyskuje się 50% naładowania w ciągu 10 min.

Pojazd o oznaczeniu F6DM wykorzystuje ten sam układ napędowy co F3DM, jednak ma inny zasięg, który dla tego pojazdu wynosi 430 km, w tym 100 km stanowi zasięg pojazdu napędzanego elektrycznie.

Firma BYD planuje zastosowanie w pojeździe e6 typu *crossover* kombinacji 4 silników, umożliwiających napęd na 4 koła, z silnikami o mocy: 75 kW; 75 kW + 40 kW; 160 kW; 160 kW + 40 kW. Zużycie energii elektrycznej będzie mniejsze niż 18 kW·h/100 km.

Oprac. na podst. www.byd.com

Firma VGT rozwija napęd hybrydowy typu *plug-in*

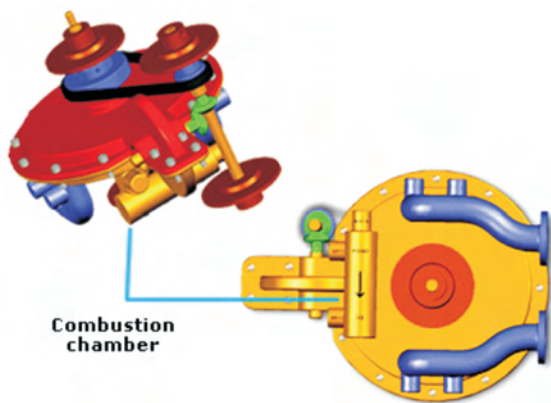
Kanadyjska firma VGT Technologies jest pomysłodawcą i wykonawcą silnika toroidalnego o zmiennej geometrii i tłokach obrotowych. Rozpoczęła pracę nad pojazdem o napędzie hybrydowym typu *plug-in* wykorzystującym sprężone powietrze i technologię silnika toroidalnego. W tym rozwiązaniu *plug-in* dotyczy połączenia do zewnętrznej sprężarki powietrza w celu zasilania ze zbiorników zasobnikowych.

Pojazd hybrydowy wyposażony w silnik ZI/sprężone powietrze jest podobny do pojazdu hybrydowego o napędzie silnik ZI/silnik elektryczny z tą różnicą, iż do napędu pomocniczego wykorzystywane jest zamiast energii elektrycznej sprężone powietrze. W pierwszej fazie rozwoju konstrukcji

będzie wykorzystywany napęd z użyciem powietrza i technologia silnika toroidalnego o zmiennej geometrii (VGT), a jej celem będzie zmodyfikowanie pojazdu o napędzie na wszystkie koła do wykorzystania napędu kół tylnej osi pojazdu za pomocą powietrza. Koła przedniej osi pojazdu będą napędzane za pomocą silnika ZI. Celem tego przedsięwzięcia jest przedstawienie, że możliwy jest napęd powietrzny do zastosowań motoryzacyjnych oraz uzyskanie zmniejszenia zużycia paliwa i emisji.

W pierwszej fazie projektu napęd powietrzny będzie stosowany głównie do przyspieszania i w zakresie małych prędkości pojazdu, podczas gdy silnik ZI będzie dostarczał moc przy wyższych prędkościach pojazdu i podczas uzupełniania zbiorników powietrzem. System będzie wykorzystywał odzysk energii podczas hamowania i umożliwiał uzupełnienie zbiorników powietrza za pomocą podłączenia zewnętrznego typu *plug-in* poza czasem jego użytkowania. Sprężone powietrze może być stosowane do doładowania silnika spalinowego w krótkim okresie, bez konieczności stosowania jakiegokolwiek mechanicznego systemu doładowania (krótkotrwały wzrost mocy użytecznej).

W drugiej fazie projektu planowane jest wykorzystanie ciepła spalin i ciepła z układu chłodzenia silnika do ogrzania sprężonego powietrza oraz zamiana rozprężania/wzrostu ciśnienia na moc. Inną opcją jest wykorzystanie cieczy o zmianach fazy do wytworzenia w cyklu zamkniętym pary o wysokim ciśnieniu, która dalej będzie nośnikiem energii wykorzystanej do napędu.



W trzeciej fazie rozwoju projektu będzie wykorzystywany pojazd napędzany dwoma silnikami toroidalnymi o zmiennej geometrii (VGT), wśród których będzie silnik spalinowy zasilany paliwem i wersja silnika napędzanego powietrzem.

Firma VGT powstała w celu rozpowszechnienia silnika toroidalnego o zmiennej geometrii wymyślonego przez Rudy Pekau w 1995 r. W roku 2002 firma VGT zbudowała prototypowy silnik jednocyldrowy o objętości skokowej 625 cm³, który do wytworzenia mocy wykorzystuje sprężone powietrze. W latach 2004-2005 silnik napędzany sprężonym powietrzem został zmodyfikowany do wersji prototypowej silnika spalinowego.

Silnik tego typu jest toroidalnym silnikiem z dwoma lub większą liczbą cylindrów umieszczonych wokół tarczy środkowej połączonej z wałem napędowym, zastępując kor-

bowody i wał korbowy. Spalanie odbywa się w zewnętrznej komorze spalania, w wyniku którego powstają spaliny, które kierowane do komory toroidalnej powodują ruch tłoków. Zawory: dolotowe, wylotowe i komory spalania są umieszczone w podstawie bieżni toroidalnej.

Obracająca się tarcza środkowa i wał styczny do toroidy zapewniają tłokom sprężenie świeżego powietrza, zabezpieczając przed powrotem do kadłuba powietrza uczestniczącego w procesie spalania. Gdy tłok mija szczelinę wlotową, powietrze jest sprężane między tłokiem a tarczą rozrządu do czasu aż zawór otworzy górny przepływ tarczy w celu umożliwienia przyływu ładunku powietrza do zewnętrznej komory spalania. Komora spalania jest zamknięta, następuje zapłon paliwa wtryskniętego bezpośrednio do niej, po czym następuje usunięcie spalin przez zawór umieszczony po stronie tarczy rozrządu.

Tarcza ma wycięcie umożliwiające przemieszczanie tłoka. Do czasu, gdy zawór wylotowy komory spalania jest otwarty, tłok przemieszcza się w wycięciu, a tarcza rozrządu ponownie uszczelnia drogę. Przy dwóch zapłonach na jeden obrót wału wyjściowego, dwutłokowy silnik toroidalny o zmiennej geometrii stanowi odpowiednik konstrukcji konwencjonalnego czterocyldrowego silnika 4-suwowego. Konstrukcja silnika powinna być tak dobrana, aby druga komora spalania była przesunięta od tej pierwszej o 180°.

W rozważanej konstrukcji silnika zmianie mogą ulegać dwie objętości. Przez stosowanie wielu kanałów wejściowych, wybór kanału, który ma być włączony podczas pracy powoduje, że silnik może zmieniać pojemność, a więc skok w suwie sprężania. Z uwagi na to, że komora spalania jest zewnętrzna w stosunku do toroidy, bieżąca wewnętrzna pojemność robocza komory może się zwiększać lub zmniejszać. Na taką właściwość ma wpływ wybór paliwa i stopnia sprężania, jednak może mieć również wpływ na pojemność skokową. Zdaniem producenta zastosowanie silnika toroidalnego o zmiennej geometrii pozwala osiągnąć 15-35% mniejsze zużycie paliwa dla silników spalinowych i małych turbin gazowych.

Oprac. na podst. www.roundengine.com

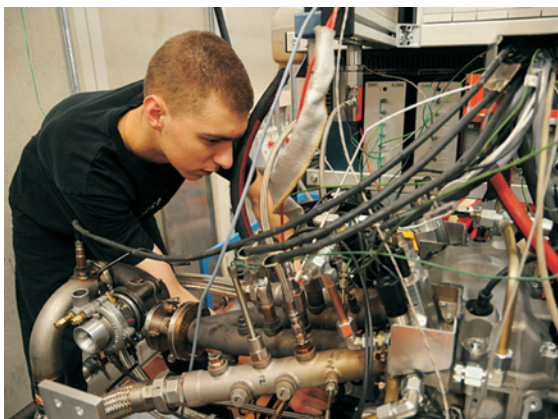
ETH Zürich rozwija pneumatyczny silnik hybrydowy

Naukowcy z ETH Zürich pracują nad pneumatycznym silnikiem napędu hybrydowego – silnikiem spalinowym połączonym ze zbiornikiem wypełnionym sprężonym powietrzem zamiast z systemem ogniwo akumulatorowych.

Pneumatyczny silnik napędu hybrydowego spełnia oczekiwania w zakresie *downsizingu*, zapewnia, zdaniem naukowców ETH Zürich, oszczędność zużycia paliwa, które jest prawie takie, jak dla napędów hybrydowych elektrycznych, a jednocześnie znacznie mniejsza straty masy i koszty.

W sytuacji ruszania z miejsca lub zmiany przełożenia skrzyni biegów, sprężone powietrze jest dostarczane do silnika za pomocą zaworu sterowanego elektronicznie. Jeżeli paliwo jest równocześnie wtryskiwane, silnik reaguje szybko. Zasilanie sprężonym powietrzem umożliwia zastosowanie największego stopnia *downsizingu*. W tym przypadku oznacza to zmniejszenie liczby cylindrów z czterech do dwóch, dzięki czemu zmniejsza się o połowę

straty tarcia (większa sprawność ogólna silnika). W celu zapewnienia maksymalnej mocy silnik jest wyposażony w system doładowania turbosprężarkowego.



Wstępne wyniki badań nad prototypem na stanowisku badawczym w Laboratorium Maszyn ETH Zürich potwierdziły wzrost sprawności ogólnej silnika o 18–24% w teście ETC, co odpowiadało zmniejszeniu zużycia paliwa o ok. 30%. Uzyskano oszczędności w zużyciu energii do 50% w ruchu miejskim, ponieważ silnik może tłoczyć powietrze do zbiornika ze sprężonym powietrzem w czasie hamowania, odzyskując przez to energię kinetyczną. Zdaniem zespołu badawczego z ETH Zürich pneumatyczny silnik hybrydowy zapewnia do 80% oszczędności zużycia paliwa w porównaniu do pełnego elektrycznego napędu hybrydowego. Szacowany wzrost kosztu silnika jest o 20% większy niż dla konwencjonalnego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym.

Oprac. na podst. www.ethlife.ethz.ch

Eaton dostarczy dmuchawy katodowych ogniw paliwowych

Dmuchawy katodowych ogniw paliwowych korporacji Eaton będą stosowane w programie demonstracyjnym pojazdu zasilanego ogniwami paliwowymi przygotowanym przez Szanghajską Korporację Przemysłów Motoryzacyjnych (SAIC) na Światową Wystawę w Szanghaju w 2010 r.

Dmuchawa ogniwa paliwowego jest ważnym elementem zapewniającym równowagę systemu ogniwa paliwowego. Rozwój dużej sprawności i ekonomicznie wydajnych technologii zarządzania powietrzem jest jednym z celów Departamentu Badań nad Energią i Prezentacji Kierunków Rozwoju Technologii Hybrydowych (*Department of Energy's Research, Development and Demonstration roadmap for hydrogen technologies*).

Wysokosprawne dmuchawy lub pompy zapewniają mniejsze niepożądane obciążenie systemu i mają wpływ na moc i wskaźniki ekonomiczne. Właściwe dobranie krzywej prędkości/momentu silnika do jego wydajności aerodynamicznej jest ważnym czynnikiem wzrostu sprawności dmuchawy. Dmuchawa katodowego ogniwa paliwowego firmy Eaton jest napędzana elektrycznie sprężarką Rootsa firmy Eaton, dostosowaną do stosowania w ogniwach paliwowych. Sprężarka niewielkich rozmiarów współpracuje z silnikiem

elektrycznym bezszczotkowym o dużej sprawności, przetłacza powietrze do stosu ogniw paliwowych, gdzie tlen z powietrza łączy się z wodorem w celu wytworzenia energii elektrycznej przeznaczonej do napędu pojazdu.

Sprężarka firmy Eaton ma niewielkie rozmiary (rozmiar M24), stanowi piątą generację naciśnieniowej sprężarki waporowej, charakteryzującej się występowaniem dwóch współpracujących wirników o trzech tłoczkach krzywkowych skreślonych o 60°, które wirują w zakresie większych prędkości, tłocząc powietrze o wymaganym natężeniu oraz wymaganym w przemyśle poziomie drgań i hałasu.

SAIC oraz NEV (*New Energy Vehicles Division*) planują dostarczyć 20 samochodów napędzanych paliwem wodnym na Światową Wystawę w Szanghaju. Pojazdy będą stosowane do przewozu dygnitarzy podczas wystawy.

Oprac. na podst. www.eaton.com

Firmy silnikowe

AMG

Firma AMG zamierza zająć się zmniejszaniem emisji szkodliwych związków w swoich samochodach napędzanych wysilonymi silnikami Mercedesa. Przede wszystkim inżynierowie skupią się na innych sposobach osiągnięcia większej mocy, włączając w to redukcję wagi samochodów, optymalizowanie pracy silnika i wykorzystywanie alternatywnych technologii.

Pierwszym samochodem poddanym optymalizacji w aspekcie zwiększenia wskaźników pracy silnika przy jednoczesnym zmniejszeniu emisji substancji szkodliwych będzie nowa generacja Mercedesa klasy E, E63. Nowy samochód będzie dużo lepszy od standardowej wersji.

Firma AMG przygotowuje się też do wprowadzenia nowego, mniejszego modelu, który będzie oparty na platformie Mercedesa klasy C. Podczas konferencji prasowej szef AMG wspominał też, że pod uwagę są brane czterocylindrowe silniki i rozwiązania hybrydowe.

Oprac. na podst. www.mercedes-amg.com

Współpraca Nissana z Japońską Agencją Energetyki Atomowej

Nissan rozpoczął współpracę z Japońską Agencją Energetyki Atomowej (JAEA) w zakresie usprawnienia pracy oleju smarującego w silniku.

Nissan zamierza wykorzystywać nowego partnera do swoich badań rozwojowych. Specjalny system neutronowy opracowany przez naukowców pozwoli zrobić bardzo dokładne zdjęcia ukazujące przepływ oleju przez jednostkę podczas pracy przy dużych prędkościach obrotowych.

Inżynierowie Nissana będą dokładnie analizować fotografie, szukając różnych zależności oraz obserwując, jak pod wpływem przeciążeń zachowuje się olej w silniku. Pozwoli to w przyszłości projektować silniki, w których olej będzie mógł pracować w najbardziej optymalnych warunkach, co spowoduje poprawę wskaźników pracy silnika, a także zwiększy ekonomiczność jego pracy ze względu na zmniejszenie strat tarcia.

Oprac. na podst. www.wnp.pl

Patents

Patenty

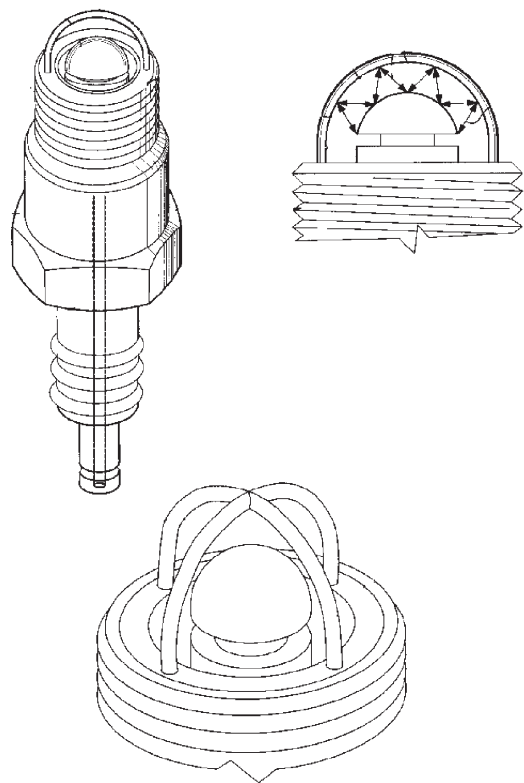
Świeca zapłonowa (autor: Robert Krupa)

Patent nr 6060822 udzielony na rzecz Century Development International Ltd., Farmington Hills, MI, USA, od dnia 9.05.2000 r.

Przedmiotem wynalazku jest konstrukcja świecy zapłonowej o wielokierunkowym przeskoku iskry do silników spalinowych o zapłonie iskrowym w pojazdach samochodowych, a także do zastosowań pozadrogowych. Unikatowa konstrukcja świecy zapłonowej pozwala na minimalizowanie braku zapłonu, zwiększa moc i moment obrotowy silnika, a jednocześnie pozwala zmniejszyć prędkość obrotową silnika na biegu jałowym. Dodatkowym atutem jest mniejsza emisja związków toksycznych spalin oraz poprawna praca silnika przy stosunku powietrza do paliwa w zakresie 24:1 (współczynnik nadmiaru powietrza około 1,6).

Podstawowym zadaniem świecy zapłonowej jest zrealizowanie we wnętrzu komory spalania wyładowania elektrycznego o wymaganym charakterze. Do podstawowych parametrów tego wyładowania należą napięcie szczytowe oraz energia iskry. Wyładowanie występuje pomiędzy elektrodą centralną, a jedną bądź kilkoma elektrodami bocznymi świecy. Do wywołania tego zjawiska niezbędne jest wystąpienie pewnej minimalnej wartości napięcia wtórnego. Wartość tego napięcia zależy od odległości między elektrodami świecy, medium, przez które przeskakuje iskra, ciśnienia oraz kształtu elektrod. Aby doprowadzić do zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej w cylindrze, ilość ciepła dostarczonego do ładunku musi być dostatecznie duża, aby zainicjować w objętości proces spalania na tyle duży, aby płomień zaczął się samorzutnie rozwijać. Intensywne zawirowania ładunku w cylindrze silnika utrudniają zapłon mieszanki oraz w skrajnych przypadkach doprowadzają do wygaszenia płomienia. Wadą tradycyjnych świec zapłonowych jest to, że wielokrotne przeskoki iskry w tym samym miejscu mogą spowodować ich przedwczesne uszkodzenie.

Świeca zapłonowa, która jest przedmiotem wynalazku jest zbudowana z wydłużonej obudowy (tworzącej jedną elektrodę) i sferycznej wewnętrznej kopuły, tworzącej drugą elektrodę.



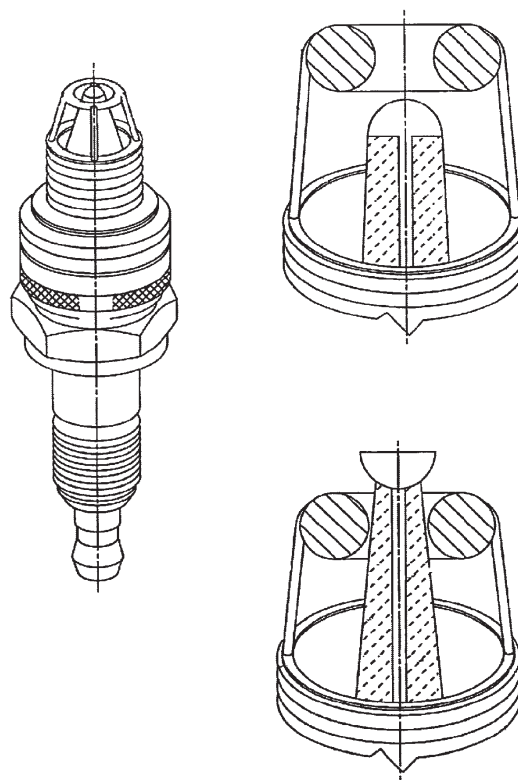
Elektrody mogą być wykonane z różnych metali, stopów lub metali szlachetnych, a także mogą być pokryte różnymi metalami lub ich stopami. Alternatywnie, zewnętrzna elektroda może być wykonana z dwóch, trzech, czterech lub więcej elektrod półokrągłych. Wszystkie elektrody zewnętrzne powinny być tak rozstawione, aby wewnętrzna ich powierzchnia była równo oddalona od elektrody wewnętrznej.

Wysoko wyładowcza świeca zapłonowa (autor: William W. Landon, Jr)

Patent nr 6670740 udzielony od dnia 30.12.2003 r.

Przedmiotem wynalazku jest unikatowa konstrukcja świecy zapłonowej o ukierunkowanym przeskoku iskry przeznaczona do silników spalinowych o zapłonie iskrowym w pojazdach samochodowych, a także silników o zastosowaniach pozadrogowych.

Elektroda wewnętrzna umieszczona w izolatorze jest zakończona półkulą, natomiast elektroda zewnętrzna wykonana jest w postaci pierścienia toroidalnego przymocowanego w czterech punktach do obudowy. W trakcie normalnej pracy świecy iskra przeskakuje z elektrody środkowej do elektrody bocznej po najkrótszej drodze. Przykłady konstrukcji elektrody wewnętrznej i zewnętrznej i ich ułożenia przedstawiono na rysunku.



Opisany wynalazek spełnia wymóg zapalności mieszanki paliwowo-powietrznej: świeca zapłonowa może być umieszczona w obszarze występowania bogatej mieszanki. Zapewnia to konstrukcja świecy zapłonowej z daleko wysuniętymi elektrodami, wystającymi w głąb komory spalania. W takim przypadku elektroda środkowa (ze stożkowym izolatorem) wystaje poza elektrodę zewnętrzną i zakończona jest odwróconą półkulą.

Dzięki zastosowanym właściwościom geometrycznym świecy wywołują efekt samooczyszczenia, usuwający cząsteczki sadzy, zapewniając stabilny przeskok iskry.

Sposób uzyskiwania emulsji paliwowo-wodnej do zasilania silników spalinowych o zapłonie samoczynnym (autorzy: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny, dr inż. Izydor Kafar)

Patent nr 199054 udzielony na rzecz Akademii Marynarki Wojennej im. Bohaterów Westerplatte, Gdynia, od dnia 30.01.2003 r.

Przedmiotem wynalazku jest sposób uzyskiwania emulsji paliwowo-wodnej do zasilania silników spalinowych o zapłonie samoczynnym, zwłaszcza okrętowych i trakcyjnych mających zastosowanie w dziedzinie budowy i eksploatacji silników spalinowych o zapłonie samoczynnym.

Obecnie znane są zarówno sposoby, jak i układy wtryskujące wodę do cylindra silnika lub do kolektora dolotowego, oddzielnym wtryskiwaczem lub z oddzielną dyszą wodną. Znane są także sposoby zasilania silników spalinowych o zapłonie samoczynnym emulsją paliwowo-wodną przygotowaną w oddzielnym procesie. Sposoby te prowadzą do poprawy ekonomiczności eksploatacji przez zmniejszenie zużycia paliwa, ale skutki ekologiczne są niewspółmierne do oczekiwań, głównie z powodu braku sterowania wtryskiem wody. Brak optymalizacji i stabilność emulsji paliwowo-wodnej powoduje ograniczony spadek emisji tlenków azotu w spalinach, a także, podobnie w rozwiązaniach z wtryskiem bezpośrednim wody, korozyjne oddziaływanie wody, co w konsekwencji prowadzi do zmniejszenia żywotności silnika i obniżenia jego wskaźników niezawodnościowych.

Istotą wynalazku jest uzyskiwanie emulsji paliwowo-wodnej w przewodzie paliwowym zasilającym, przed pompą wytwarzającą wysokie

ciśnienie wtrysku, między pompą podającą paliwo a pompą wtryskową, przez wtrysnięcie czystej lub domieszkowanej wody do strumienia paliwa przepływającego przez przewód zasilający. Parametry wtryskiwanej wody są dobierane w zależności do parametrów paliwa, zaś jej ilość optymalizowana według kryterium minimalnej ilości tlenków azotu (bądź innych istotnych parametrów ilościowych składników spalin i stanu energetycznego silnika).

Sposób uzyskiwania emulsji paliwowo-wodnej do zasilania silnika o zapłonie samoczynnym polegający na mieszanii paliwa z wodą, jest znamienny tym, że emulsję paliwowo-wodną uzyskuje się poprzez wtrysk wody do przewodu paliwowego przed pompą podnoszącą ciśnienie do poziomu wymaganego do zadziałania wtryskiwaczy.

Przedmiot wynalazku umożliwia uzyskiwanie emulsji paliwowo-wodnej bezpośrednio przed jej podaniem do procesu wytwarzania energii cieplnej, zaś jej skład jest w pełni zoptymalizowany pod kątem zarówno aktualnego obciążenia silnika, jak również procesu spalania i związanej z nim emisji produktów spalania.

Sposób według wynalazku znajduje zastosowanie zarówno w konstrukcjach nowo powstających silników, jak również obecnie eksploatowanych – po przeprowadzeniu stosownej modernizacji. Można go stosować zarówno w silnikach o klasycznej konstrukcji w układzie z wydzieloną pompą wtryskową i oddzielnymi wtryskiwaczami oraz w układzie paliwowym z pompowtryskiwaczami, a także w nowoczesnych silnikach z systemem *common rail*, w którym pracą wtryskiwaczy steruje układ elektroniczny zapewniający minimalne zużycia paliwa oraz najmniejszą emisję związków toksycznych w produktach spalania.

Books on combustion engines

Książki o silnikach

TRANSPORT DROGOWY A JAKOŚĆ POWIETRZA ATMOSFERYCZNEGO. MODELOWANIE KOMPUTEROWE W MEZOSKALI

Brzozowska L., Brzozowski K., Drąg Ł.

Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009.

Książka stanowi monograficzne ujęcie zagadnień komputerowego modelowania rozprzestrzeniania się w powietrzu związków szkodliwych spalin emitowanych przez silniki pojazdów samochodowych. Opisano podstawowe elementy systemów zarządzania i monitoringu jakości powietrza w obszarach miejskich, strukturę najczęściej stosowanych europejskich modeli emisji, modele ruchu potoku pojazdów stosowane przy ocenie jakości powietrza, model dynamiki ruchu pojazdu i parametryzację modelu ruchu potoku pojazdów, modelowanie emisji w układach komunikacyjnych, pola prędkości powietrza i rozprzestrzeniania się związków szkodliwych spalin, a także walidację modeli pola prędkości powietrza i rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń, jak również przykładowe obliczenia symulacyjne emisji i rozprzestrzeniania się związków szkodliwych spalin emitowanych przez silniki pojazdów w mieście.

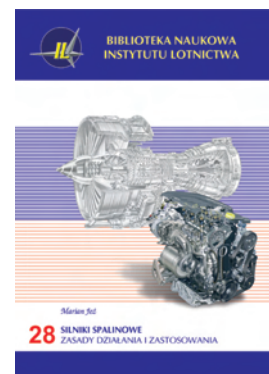


SILNIKI SPALINOWE. ZASADY DZIAŁANIA I ZASTOSOWANIA

Jeż M.

Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa 2008.

Książka przedstawia zasady działania i zastosowania oraz tendencje rozwojowe silników spalinowych. Zawiera pięć rozdziałów. W rozdziale pierwszym zaprezentowano różne rodzaje silników spalinowych na historycznym tle ich tworzenia i rozwoju. Następne rozdziały poświęcono głównym typom silników wewnętrzznego spalania: tłokowym, turbinowym i odrzutowym. Zasady działania silników turbinowych i odrzutowych omówiono w rozdziałach trzecim i czwartym. Przedstawiono różnorodne kryteria oceny silników spalinowych w aspekcie ich optymalnego zastosowania w różnych sektorach cywilizacji technicznej. Ostatni, piąty rozdział poświęcono przyszłości silników spalinowych. Wykorzystano w nim najnowsze (dostępne w końcowej fazie redagowania) informacje dotyczące kierunków rozwoju tych silników oraz związanych z nimi badań naukowych.



ELEKTRYCZNE I ELEKTRONICZNE CZUJNIKI TEMPERATURY

Rzasa M., Kiczma B.

Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008.

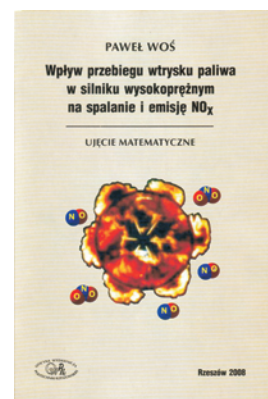
Publikacja zawiera zwięzły, bogato ilustrowany materiał o charakterze teoretyczno-praktycznym, poświęcony elektrycznym i elektronicznym czujnikom temperatury. W części teoretycznej zawarto opis zasady działania i metod pomiaru temperatury ze zwróceniem szczególnej uwagi na praktyczny charakter informacji oraz podaniem przykładów rozwiązań układów połączenia różnego rodzaju czujników (rezystancyjnych, półprzewodnikowych, termopar). W części praktycznej w ujęciu katalogowym syntetycznie przedstawiono typowe scalone czujniki temperatury występujące na rynku (z wyjściem analogowym, progowym i cyfrowym).

**WPLYW PRZEBIEGU WTRYSKU PALIWA W SILNIKU WYSOKOPRĘŻNYM NA SPALANIE I EMISJĘ NO_x. UJĘCIE MATEMATYCZNE**

Woś P.

Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2008.

Tematyka publikacji dotyczy problemów ekologii związanych z emisją tlenków azotu przez silniki wysokoprężne. Scharakteryzowano tlenki azotu pod względem ich oddziaływania na środowisko naturalne. Przedstawiono szczegółowy matematyczny model zależności pomiędzy wtryskiem paliwa a spalaniem i wydzielaniem się tlenków azotu, który może być zastosowany jako narzędzie do symulacji numerycznej analizowanych procesów. Zwrócono uwagę na wtrysk paliwa jako proces, za pomocą którego można oddziaływać na zawartość NO_x w spalinach. Omówiono koncepcję i implementację dwustrefowego, quasi-wymiarowego modelu matematycznego do opisu spalania i wydzielania NO_x w silniku o ZS. Poprawność modelu zweryfikowano eksperymentalnie na hamownianym stanowisku badawczym.

**Doctorates****Doktoraty****Dr inż. Edyta Zielińska****Logistyka zaplecza technicznych środków transportu samochodowego w aspekcie problemów ekologicznych**

Promotor: prof. nadzw. dr hab. inż. Kazimierz Lejda – Politechnika Rzeszowska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Wiesław Piekarski – Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie, prof. nadzw. dr hab. inż. Andrzej Ambroziak – Politechnika Świętokrzyska

Stopień naukowy doktora nauk rolniczych (specjalność: systemy logistyczne transportu) nadała Rada Wydziału Inżynierii Produkcji Uniwersytetu Przyrodniczego w Lublinie 12 czerwca 2008 r.

Rozprawa doktorska zawiera opracowanie propozycji strategii systemu logistycznego dla zaplecza technicznych środków transportu samochodowego pod kątem poprawy ochrony środowiska. Logistyka zaplecza technicznych środków transportu należy do szerokiego zakresu działalności usługowej. Transport stanowi obecnie jedną z podstawowych dziedzin rozwoju gospodarczego w każdym państwie. Dla utrzymania środków transportowych w należytym stanie technicznym niezbędne jest odpowiednie zaplecze dysponujące specjalistycznym wyposażeniem i aparaturą diagnostyczną. Zarówno eksploatacja, jak i zabiegi obsługowe oraz naprawcze spalinowych środków transportowych powodują wytwarzanie różnego rodzaju zanieczyszczeń, które destrukcyjnie oddziałują na otaczające środowisko. Ekologiczny aspekt tych zagadnień jest niezwykle ważny, natomiast analiza tego stanu rzeczy potwierdza, że w zapleczach obsługi technicznej pojazdów poświęca się tym problemom stanowczo za mało uwagi. Również w sferze publikacyjnej liczba opracowań z tego zakresu jest znikoma.

Zebrany bogaty materiał statystyczny z przedsiębiorstw oferujących usługi diagnostyczne i naprawcze środków transportu pozwolił na określenie głównych celów dysertacji, które z kolei umożliwiły sformułowanie dwóch tez naukowych. Do rozwiązania postawionych celów w sposób naukowy

wykorzystano metodę taksonomiczną, która umożliwia porównanie i wybór najbardziej efektywnej technologii spośród rozpatrywanych. Do analizy przyjęto technologie proekologiczne realizowane w 15 przedsiębiorstwach świadczących usługi motoryzacyjne. Każda z technologii została opisana przez 21 parametrów, które są różnymi wielkościami fizycznymi i chemicznymi, a zatem mają różne jednostki miary. Przy budowie modeli taksonomicznych, przez dokonanie normalizacji parametrów, uzyskuje się wielkości bezwymiarowe. Metoda taksonomiczna w przestrzeni rozpatrywanych parametrów, w sposób graficzny, daje uporządkowanie dendrytowe, co z kolei pozwala na wybór technologii najbardziej efektywnej w stosunku do pozostałych.

Do zasadniczych treści składających się na zakres pracy należą: studialna analiza systemów zarządzania przedsiębiorstwem w aspekcie logistyki, charakterystyka systemów logistycznych zarządzania w aplikacjach ekologicznych, opis występujących problemów ekologicznych w zapleczu technicznym środków transportu samochodowego, aplikacja metody taksonomicznej do oceny technologii proekologicznych w ankietowanych przedsiębiorstwach, propozycja własna strategii logistycznej dla zaplecza technicznych środków transportu funkcjonującego w aktualnych realiach polskich.

Zrealizowana rozprawa wpisuje się w obszar zagadnień, które wymagają szybkiej decyzji i rozwiązań, aby doprowadzić do ujednoczenia naszego systemu transportowego z systemami logistycznymi wiodącymi pod tym względem krajów Unii Europejskiej. Przeprowadzone w szerokim zakresie badania, uzyskane wyniki oraz ich weryfikacja macierzami diagonalnymi Czekanowskiego pozwoliły na osiągnięcie zamierzonych celów dysertacji i potwierdzenie tez naukowych. Całość pracy zakończono sformułowanymi wnioskami o charakterze poznawczym, użytkowym i rozwojowym oraz bibliografią obejmującą łącznie 118 pozycji książkowych, publikacji, referatów konferencyjnych i danych katalogowych różnych firm motoryzacyjnych.



International Congress
on Combustion Engines

PTNSS KONGRES – 2009

THE DEVELOPMENT OF COMBUSTION ENGINES

sekretariat@ptnss.pl
www.ptnss.pl

June, 2009
Opole
Poland

Invitation

**POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES**

43-300 Bielsko-Biala, ul. Sarni Stok 93, POLAND



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

Zebrania Zarządu
Zebrania Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Zgłoszenia

Prenumerata

Zapowiedź

Skład-osobowy

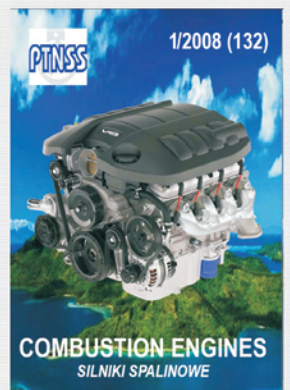
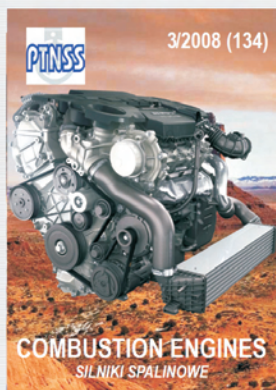
Bieżący numer

Koncepcja wyd.

Archiwum

Współpraca

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl