



1/2008 (132)

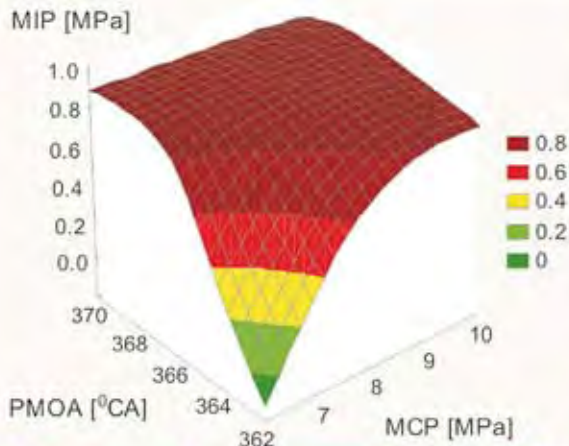


COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE



Katedra Pojazdów Samochodowych Politechniki Lubelskiej



Główne kierunki badań:

Badania współpracy elementów jezdnych pojazdów z podłożem

Trybologiczne badania elementów pojazdów ulepszonych
nowoczesnymi metodami obróbki powierzchniowej

Badania biopaliw i silników spalinowych w warunkach dynamicznych

Analiza i rekonstrukcja przebiegu wypadków drogowych

Katedra Pojazdów Samochodowych
Department of Automotive Vehicles
Kierownik Katedry, Head: Prof. Piotr Tarkowski, Eng, PhD, DSc

tel. 081 5384247, fax. 081 5384268
e-mail: wm.kps@pollub.pl
www.pojazdy.pollub.pl



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

Scientific Magazine

Czasopismo naukowe

1/2008 (132)

April 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 Wyszynski

Editorial Office/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

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

E-mail: silniki@ptnss.pl

Editorial Staff/Zespół redakcyjny:

dr hab. inż. Krzysztof Wislocki, 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, dr hab. inż. Andrzej Zieliński

Editorial

As the editors of this magazine we never hesitate to improve constantly the quality of the magazine so that our readers will find the issues and articles presented herein valuable and interesting. Over the last few years our publication has attracted a number of readers from the international community who seem interested in getting up-to-date information concerning combustion engines investigations performed at Polish universities and research centers. These readers may significantly influence the collaboration of Polish engineers and scientists with the international community in this field in the next years.

However, the expansion of English cannot be overlooked if one considers getting involved in the international cooperation. Young scientists and students are already aware of the indispensability of this language, especially automotive-specific terms, in the international exchange of knowledge and experience. Therefore, we have a very ambitious idea to take part in this learning process and have our contribution to education of new generations of scientists and engineers.

Taking all these aspects into consideration we have decided to develop our magazine into a bilingual magazine with English-Polish versions of main papers. We would like to announce that from this issue on the title of the magazine changes from *Silniki Spalinowe* into *Combustion Engines*.

In this way, we hope to attract the attention of worldwide engineering authorities who are engaged in modern engines research and development. Undoubtedly, we are determined to maintain a high scientific level of publications, hence we would like to encourage scientists to publish the results of their research devoted to combustion engines in our magazine so that our collaboration and knowledge exchange will flourish in the future with the creation of new, environmentally friendly engines and powertrains.

*Editorial Board of the Magazine
Combustion Engines*

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji 1

Research/Badania

J. Merkisz, M. Waligórski: Diagnosing of misfire events in compression-ignition engines with the help of vibroacoustic methods in the aspect of OBD system application in diesel locomotives/*Diagnozowanie wypadania zapłonów w silnikach o zaplonie samoczynnym z wykorzystaniem metod wibroakustycznych w aspekcie zastosowania systemów OBD w lokomotywach spalinowych* (2008-SS1-101)..... 3

K. Lejda, P. Woś: Simulation and experimental coupled research of rate of heat release in DI diesel engine for various injection strategies/*Badania symulacyjno-eksperymentalne przebiegu wywiązywania się ciepła w silniku wysokoprężnym dla różnych strategii zasilania* (2008-SS1-102) 17

M. Dziubiński, S. Walusiak, W. Pietrzyk: Computerized diagnostic for the fuel injection control system/*Komputerowa diagnostyka układu sterowania wtryskiem paliwa* (2008-SS1-103) 25

Ecology/Ekologia

K.M. Romaniszyn: The use of piston engine brake as related to the emission of selected exhaust gas components/*Hamowanie tłokowym silnikiem spalinowym a emisja wybranych składników spalin* (2008-SS1-104) 32

Z. Chlopek: The estimation of emissions from internal combustion engines supplied with bioethanol fuels/*Ocena emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych zasilanych paliwami bioetanolowymi* (2008-SS1-105) 39

Modelling&simulation/Modelowanie i symulacja

K. Brzozowski, J. Nowakowski: The model of compression ignition engine with artificial neural networks/*Sztuczne sieci neuronowe w identyfikacji modelu silnika ZS* (2008-SS1-106) 44

A. Kociszewski: Numerical analysis of spark plugs number influence on selected parameters of combustion in piston engine/*Analiza numeryczna wpływu liczby świec zapłonowych na wybrane parametry procesu spalania w silniku tłokowym* (2008-SS1-107) 50

W. Tutak: Thermal cycle of SI engine modeling with initial swirl proces into consideration/*Modelowanie obiegu cieplnego silnika ZI z uwzględnieniem procesu wstępnego zawirowania* (2008-SS1-108)..... 56

Z. Stelmasiak: The theoretical model of the filling process of a two stroke engine by a valve in the piston head/*Teoretyczny model przepłukania dwusuwowego silnika przez zawór umieszczony w denku tłoka* (2008-SS1-109)..... 62

Z. Kiernicki: Simulation method of operating parameters assessment used for engine comparative analysis/*Symulacyjna metoda określania parametrów roboczych do analiz porównawczych silnika* (2008-SS1-110) 73

New constructions/Nowe konstrukcje

A. Zieliński: Nowości silnikowe Salonu Samochodowego w Genewie 2008 r..... 79

News/Aktualności

Aktualności silnikowe..... 85

Bibliography/Bibliografia

Books, monographies, studies/*Książki, monografie, rozprawy* 91

Qualifying as ass. prof., doctorates/*Habilitacje, doktoraty* 92

Patents/*Patenty* 92

Reviewers/Recenzenci:

- prof. dr hab. inż. Czesław Cempel
- prof. nzw. dr hab. inż. Marek Idzior
- prof. nzw. dr hab. inż. Stanisław Kruczyński
- prof. nzw. dr hab. inż. Sławomir Luft
- prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz
- prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski
- prof. dr hab. inż. Marek Orkisz
- prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszkański
- prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker

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.
Koszt 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: Silnik ZI V8 6,0 dm³ koncernu GM o mocy 268 kW (*foto. media.gm.com*)
IV: Zastosowanie programu KIVA do symulacji procesów silnikowych (Los Alamos National Laboratory) (*foto. www.lanl.gov*)

Diagnosing of misfire events in compression-ignition engines with the help of vibroacoustic methods in the aspect of OBD system application in diesel locomotives

The article concerns the possibilities of use of the method being able to assess of the combustion process and its lack in internal combustion engines of railway traction vehicles, that bases on the use of vibration signal parameters. The paper includes the results of research conducted on the engine test bench with a single cylinder research and compression-ignition engine with direct injection, and tests for the engine of a diesel locomotive in the exploitation condition. Possibility of the vibration signal estimators application to the assessment of a combustion process lack in an internal combustion engine and a high reliability of combustion process diagnostics basing on the above method have been proved.

Key words: *compression-ignition engine, misfires, combustion, vibroacoustic diagnostics, on-board diagnostics, non-road vehicles*

Diagnozowanie wypadania zapłonów w silnikach o zapłonie samoczynnym z wykorzystaniem metod wibroakustycznych w aspekcie zastosowania systemów OBD w lokomotywach spalinowych

W artykule omówiono możliwości zastosowania metody oceny procesu spalania i jego braku w silnikach spalinowych pojazdów trakcji szynowej, bazującej na wykorzystaniu parametrów sygnału drganiowego. Zamieszczono w nim wyniki badań przeprowadzonych na hamowni silnikowej na jednocylindrowym badawczym silniku o zapłonie samoczynnym (ZS) z wtryskiem bezpośrednim oraz wyniki badań silnika spalinowego lokomotywy w warunkach jej eksploatacji. Wykazano możliwość zastosowania estymat sygnału drganiowego do oceny braku spalania w silniku spalinowym oraz dużą wiarygodność diagnostyki procesu spalania za pomocą powyższej metody.

Słowa kluczowe: *silnik o zapłonie samoczynnym, wypadanie zapłonów, spalanie, diagnostyka wibroakustyczna, diagnostyka pokładowa, pojazdy o zastosowaniach pozadrogowych*

1. Introduction

An internal combustion engine is so far the main source of a drive of traction vehicles. Although the present designs of internal combustion engines differ considerably from their oldest prototype, still the main task of an internal combustion engine is to change the energy included in fuel into the mechanical work. Its first development was mainly directed to obtain the largest level of that conversion, what meant the fulfill a postulate of getting by an internal combustion engine as high exploitation parameters values as possible for the widest work conditions area, assuring at the same time the lowest fuel consumption and engine weight. The engine durability and reliability were being taken into consideration. The necessity of a control of the processes taking place in the engine and its technical state has been perceived since the time it was firstly made. At present time, the above propulsion has to cope, parallel to the numerous requirements, with the requirement to make as low as possible negative influence on the environment regarding toxic compounds as well as noise emissions.

All functional characteristics of the internal combustion engine have been changing during the whole time of its exploitation (influence of inside and outside conditions), causing that its exploitation characteristics have been chang-

1. Wstęp

Silnik spalinowy stanowi podstawowe źródło napędu pojazdów trakcyjnych. Mimo iż różni się on znacznie od swojego pierwowzoru, nadal jego podstawowym zadaniem jest zamiana energii zawartej w paliwie na pracę mechaniczną. Jego początkowy rozwój był ukierunkowany w głównej mierze na to, aby powyższa konwersja była jak największa, co przekładało się na postulat uzyskania przez silnik jak największych wartości parametrów eksploatacyjnych w jak najszerszym polu jego pracy, przy zachowaniu jak najmniejszego zużycia paliwa i masy silnika. W procesie projektowania uwzględniano wytrzymałość silnika i jego niezawodność. Od czasu jego powstania dostrzega się konieczność kontroli poprawności przebiegu procesów w nim zachodzących i jego stanu technicznego. Obecnie do wielu wymagań, jakim musi sprostać powyższy napęd dochodzi również wymaganie dotyczące jak najmniejszej uciążliwości silnika dla środowiska naturalnego, zarówno w odniesieniu do emisji składników szkodliwych spalin, jak i hałasu.

W całym okresie eksploatacji następują zmiany wszystkich charakterystyk funkcjonalnych silnika spalinowego (wpływ warunków wewnętrznych i zewnętrznych), powodujące stopniowe pogorszenie charakterystyk eksploatacyj-

ing gradually, e.g. because of the mass wear of kinematic pairs, deformation or fatigue wear. The continuous process of the engine wear, which intensifies even more during its wrong exploitation, leads to a deterioration of working parameters, disturbances in the proper formation of air-fuel mixture and run of the combustion process, the decrease of durability and in consequence to its damage. Each of the above factors influences on the exhaust emission in a negative way and consequently on the environment and peoples health. Because of that, the diagnostic of technical plants in the whole time of their exploitation process is of the great importance. That is why the continuous control of working of given assemblies, sub-assemblies and elements of the engine has become purposeful to make vehicles meet current emission norms during their all exploitations. In the aftermath of that, requirements concerning of the on-board diagnostic of engines were applied, at first in SI engines, then in CI engines of passenger cars and in light-duty vehicles. The high level of requirements regarding internal combustion engines and obtained benefits caused, that OBD norms and these systems have been using in wider and wider group of vehicles applications. On the basis of trends of emission norms (in the USA and in Europe), the tendency to bring OBD requirements and systems into non-road vehicles applications is being observed at present [4, 5]. It seems probable that on-board diagnostic will be present in diesel railway traction vehicles in the near future, what confirms usefulness of taking up of OBD system implementation in this group of traction vehicles.

The paper gives the answer for the question about if it is possible to apply vibroacoustic methods for misfire detection in the point of view of realization of the OBD systems which will be using vibration signal parameters to assess the diagnostic engine state and correctness run of processes taking place in the internal combustion engine. The obtained methodology for misfires events diagnoses based on this particular method comprises the detection of the direction of the measuring signal recording, the placement of the vibration transducers, the diagnostic parameter and the conditions for the measurement. It was used then in an exploitation measurements, done for a chosen diesel locomotive engine to check the correctness of the obtained physical rules for this type of the measurement unit and to make bases for the OBD application in these types of sources of a drive.

2. The basic research at the engine test stand

2.1. The research methodology and the test stand

The research of the misfire detection in combustion engines through vibration methods has been performed based on the active experiment, meaning a deliberate modification of input parameters and observation of their impact on output parameters. Such parameters as engine rotational speed and engine load were chosen as input parameters whereas the acceleration and velocity of vibrations, the pressure in the combustion chamber, fuel consumption and exhaust emissions constituted the output parameters. Fuel consumption and exhaust emissions were neglected in the

nych, np. wskutek zużycia masowego par kinematycznych, zużycia deformacyjnego czy zmęczeniowego. Ciągły proces zużycia silnika, który intensyfikuje się jeszcze bardziej podczas jego niewłaściwej eksploatacji, prowadzi do pogorszenia uzyskiwanych przez niego parametrów pracy, zakłócenia prawidłowości tworzenia mieszanki palnej i przebiegu procesu spalania, zmniejszenia trwałości, a w dalszej konsekwencji do jego uszkodzenia. Każdy z powyższych czynników wpływa niekorzystnie na emisję składników szkodliwych spalin z silnika, która ma istotne znaczenie dla ochrony środowiska naturalnego i zdrowia człowieka. Dlatego celowe stało się ciągle diagnozowanie poprawności funkcjonowania danych zespołów, podzespołów i elementów silnika spalinowego, tak aby pojazd spełniał aktualne normy emisji podczas całego okresu jego eksploatacji. W następstwie tego zastosowano w silnikach wymagania diagnostyki pokładowej, początkowo w silnikach o zapłonie iskrowym (ZI), a następnie w silnikach ZS samochodów osobowych i pojazdów typu LDV (ang. *Light Duty Vehicles*). Wysoki poziom wymagań w odniesieniu do silników spalinowych i uzyskane korzyści spowodowały, iż systemy OBD (ang. *On-Board Diagnostics*) i odpowiadające im normy zaczęto stosować w coraz większej grupie pojazdów. Rozpatrując zmiany norm emisji (w USA i Europie), dostrzec można tendencje do coraz szerszego wprowadzania wymagań diagnostyki OBD i takich systemów do pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych [4, 5]. Należy spodziewać się, iż w niedalekiej przyszłości diagnostyka pokładowa będzie stosowana w spalinowych pojazdach trakcji szynowej, co potwierdza podjęcie zagadnienia zastosowania systemów OBD w tej grupie pojazdów trakcyjnych.

Artykuł stanowi odpowiedź na pytanie dotyczące możliwości zastosowania metod wibroakustycznych do wykrywania zjawisk wypadania zapłonów w aspekcie realizacji systemów OBD, które będą wykorzystywały parametry sygnału drganiowego do diagnostycznej oceny stanu technicznego silnika i poprawności przebiegu procesów w nim zachodzących. Metodyka diagnozowania wypadania zapłonów oparta na powyższej metodzie zawiera wyznaczenie kierunku rejestracji sygnału pomiarowego, miejsca mocowania przetworników drgań na silniku, parametru diagnostycznego i warunków pomiarowych. Powyższe dane wykorzystano w pomiarach eksploatacyjnych zrealizowanych dla wybranej lokomotywy spalinowej, które wykonano w celu sprawdzenia poprawności uzyskanych wyników dla tego rodzaju obiektu pomiarowego oraz uzyskania podstaw do aplikacji systemu OBD w tej grupie silników.

2. Badania podstawowe na hamowni silnikowej

2.1. Metodyka badań i stanowisko pomiarowe

Badania wykrywania wypadania zapłonu w silniku spalinowym za pomocą metod drganiowych zrealizowano na podstawie eksperymentu czynnego, który polega na celowej zmianie parametrów wejściowych i obserwacji wpływu tych zmian na wielkości wyjściowe. Parametrami wejściowymi były prędkość obrotowa i obciążenie silnika, natomiast parametry wyjściowe stanowiły wartości przyspieszenia

further part of this paper. The tests were performed on a chassis dynamometer.

The object of the research was the SB3.1 engine – a single cylinder research engine based on the design of the SW 680 engine. SB3.1 is a 4 stroke compression ignition direct injection engine with a maximum power output of 23 kW ($n = 2200$ rpm) and a maximum torque of 109 N·m ($n = 1600$ rpm). The following features of the testing engine are presented below:

– cylinder bore × piston stroke	$D \times S = 0.127 \times 0.146$ m
– compression ratio	$\varepsilon = 15.75$
– crankthrow/length of connecting-rod	$r/l = 0.262$
– engine displacement	$V_{ss} = 1.852 \cdot 10^{-3}$ m ³
– type of the injection pump	P51T2 – 10.03 II RVO
– amount of valves	2
– inlet valve opening	4° before TDC (<i>Top Dead Center</i>)
– inlet valve closing	57° after BDC (<i>Bottom Dead Center</i>)
– outlet valve opening	42° before BDC
– outlet valve closing	24° after TDC
– injector type	multi-hole with 4 holes
– pressure of the injector opening	$p_{wtr} = 17.5$ MPa
– geometric start of fuel delivering	$\alpha_{pit} = 26^\circ$ before TDC

The selection of the engine operating conditions was made basing on the useful rpm and torque range of the tested engine. The operating conditions reflected the engine operation within the load characteristics. The above characteristics were realized for the following engine revolutions: 1000, 1200, 1500 and 1700 rpm (Table 1).

Additionally, during the research, a working point of the engine defined as: $n = 700$ rpm and $M_o = 0$ N·m was taken into consideration. It reflected the idle operation of the engine. The velocity $n = 1000$ rpm reflected the minimum rpm at which the engine could still be loaded and $n = 1700$ rpm – the maximum rpm for this type of a tested object. The changes in the engine load were done so as to include 0, 25, 50, 75 and 100% of the maximum load in the test cycles. For the working points of the engine selected in such a way, the output parameters were recorded in a specified time window. The parameters were recorded in a parallel manner. During the experiment, the constant coolant temperature was maintained at 75°C by a peripheral temperature stabilizer unit – AVL 553. In order to produce a misfire, the engine was subjected to a pulse fuel cut-off by a mechanical by-pass valve, fitted in the high pressure fuel conduit, between the injection pump and the injector.

The test measuring points were located on the engine head. The points were selected

i prędkości drgań oraz wartości ciśnienia w komorze spalania. Powyższe badania zrealizowano na hamowni silnikowej.

Obiektem badań był jednocylindrowy silnik badawczy typu SB3.1 zbudowany na bazie konstrukcji silnika typu SW 680. Silnik typu SB3.1 jest to 4-suwowy silnik o zapłonie samoczynnym i bezpośrednim wtrysku paliwa do cylindra, który uzyskuje maksymalną moc użyteczną równą 23 kW (przy $n = 2200$ obr/min) i maksymalny moment obrotowy równy 109 N·m (przy $n = 1600$ obr/min). Dane badanego silnika spalinowego:

– średnica cylindra × skok tłoka	$D \times S = 0,127 \times 0,146$ m
– stopień sprężania	$\varepsilon = 15,75$
– iloraz promienia wykorbienia do długości korbowodu	$r/l = 0,262$
– objętość skokowa silnika	$V_{ss} = 1,852 \cdot 10^{-3}$ m ³
– rodzaj pompy wtryskowej	P51T2 – 10.03 II RVO
– liczba zaworów na cylinder	2
– otwarcie zaworu dolotowego	4° przed GMP (górne martwe położenie tłoka)
– zamknięcie zaworu dolotowego	57° po DMP (dolne martwe położenie tłoka)
– otwarcie zaworu wylotowego	42° przed DMP
– zamknięcie zaworu wylotowego	24° po GMP
– rodzaj wtryskiwacza	czterootworowy
– ciśnienie otwarcia wtryskiwacza	$p_{wtr} = 17,5$ MPa
– geometryczny początek tłoczenia paliwa	$\alpha_{pit} = 26^\circ$ przed GMP

Wyboru warunków pracy silnika dokonano, wykorzystując użyteczny zakres wartości prędkości obrotowej i momentu obrotowego, jaki można było uzyskać z obiektu badań. Warunki te odzwierciedlały pracę silnika w ramach charakterystyk obciążeniowych. Powyższe charakterystyki zrealizowano dla prędkości obrotowej : 1000, 1200, 1500 i 1700 obr/min (tab. 1).

W cyklu badań uwzględniono dodatkowo punkt pracy silnika $n = 700$ obr/min i $M_o = 0$ N·m, który odpowiadał pracy silnika w warunkach biegu jałowego. Prędkość $n = 1000$ obr/

Table 1. Working points of the SB3.1 engine taken into consideration in the research

Tabela 1. Punkty pracy silnika typu SB 3.1 uwzględnione w badaniach

Working point/ Punkt pracy	Parameter/Parametr		Working point/ Punkt pracy	Parameter/Parametr	
	n [rpm]/ n [obr/min]	M_o [N·m]		n [rpm]/ n [obr/min]	M_o [N·m]
1	1000	0	12	1500	22,5
2		22,5	13		45
3		45	14		67,5
4		67,5	15		90
5		90	16		0
6	1200	0	17	1700	22,5
7		22,5	18		45
8		45	19		67,5
9		67,5	20		90
10		90	21		700
11	1500	0	–	–	–

according to the principle that the sensor should be placed closest to the point where the tested process-related vibration signal is generated (Fig. 1).

The vibration transducers were fixed to the engine head through a threaded bore in the head wall. Within the research, the following directions of the vibration signals were analyzed:

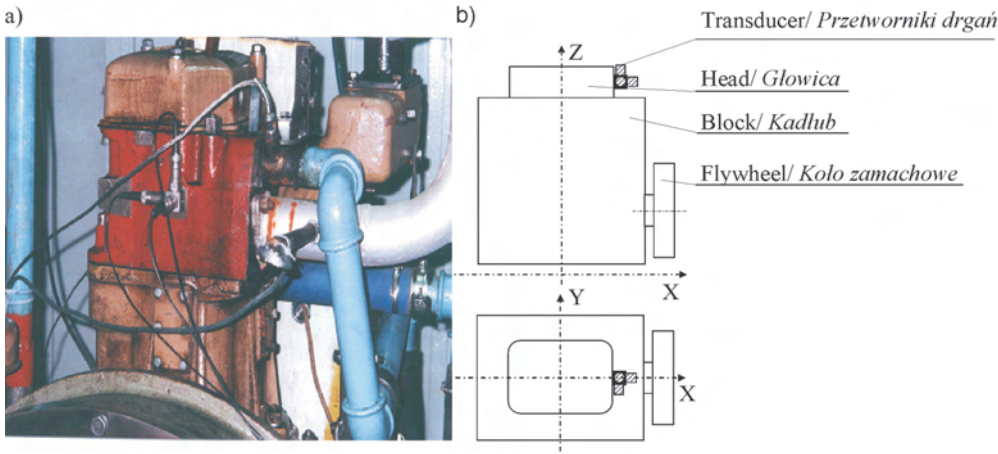


Fig. 1. The placement of the measuring point on the engine: a) the view of the engine with accelerometers, b) the diagram of accelerometer placement

Rys. 1. Lokalizacja punktu pomiarowego na silniku: a) widok silnika z przetwornikami drgań, b) schemat położenia punktów pomiarowych

parallel to the longitudinal crankshaft axis (direction X), perpendicular to the longitudinal crankshaft and cylinder axes (direction Y), parallel to the longitudinal cylinder axis and, simultaneously, perpendicular to directions X and Y (direction Z).

The following elements of a measuring unit were used in the tests (Fig. 2):

- cylinder pressure transducer AVL 8QP 505c,
- vibration transducer for each axis (direction X, Y, Z) by Brüel & Kjaer, type 4391,
- fuel pressure transducer placed in the high pressure conduit - Orion IAE 123,
- crank angle encoder AVL 364,
- measuring apparatuses for the basic values i.e.:
 - dynamometer AMX 210,

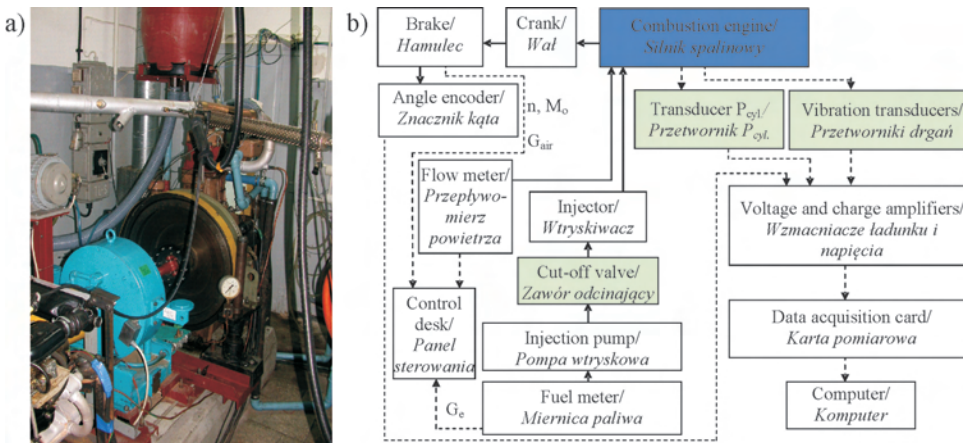


Fig. 2. The view of the test stand (a) and the measuring circuit for recording signals (b)

Rys. 2. Stanowisko badawcze (a) i schemat układu pomiarowego (b)

min odpowiadała minimalnej prędkości obrotowej, przy której było możliwe obciążenie silnika, a $n = 1700$ obr/min maksymalnej prędkości obrotowej dla tego obiektu badań. Zmiany obciążenia silnika dokonywano w taki sposób, aby obciążenie cyklem badawczym 0, 25, 50, 75 i 100% maksymalnej wartości obciążenia. Dla tak dobranych punktów pracy silnika rejestrowano parametry wyjściowe. Parametry te były rejestrowane w sposób równoległy. W trakcie eksperymentu utrzymywano stałą wartość temperatury cieczy chłodzącej na poziomie 75°C za pomocą zewnętrznego układu do stabilizacji temperatury typu AVL 553.

W badaniach wybrano punkty pomiarowe zlokalizowane na głowicy silnika. Punkty te wybrano zgodnie z zasadą, że przetwornik pomiarowy powinien znajdować się jak najbliżej miejsca generacji sygnału drgań związanego z rozpatrywanym procesem (rys. 1).

Przetworniki drgań zamocowano do głowicy silnika, wykorzystując otwór technologiczny w jej ścianie. W ramach badań rejestrowano sygnały drgań w następujących kierunkach: równoległym do osi wzdłużnej wału korbowego (kierunek X), prostopadłym do osi wzdłużnej wału korbowego i cylindra (kierunek Y), równoległym do osi wzdłużnej cylindra i jednocześnie prostopadłym do kierunków X i Y (kierunek Z).

W badaniach zastosowano układ pomiarowy, w skład którego wchodziły (rys. 2):

- przetwornik ciśnienia w cylindrze typu AVL 8QP 505c,
- przetworniki drgań dla każdej osi (kierunek X, Y, Z) firmy Brüel & Kjaer typu 4391,

- przetwornik ciśnienia paliwa w przewodzie wysokiego ciśnienia typu Orion IAE 123,

- znacznik kąta obrotu wału korbowego typu AVL 364,

- aparatura pomiarowa wielkości podstawowych, do których można zaliczyć:

- hamulec elektrowirowy typu AMX 210,
- miernicę paliwa typu AVL 733,
- przepływomierz powietrza typu AVL SENSY-FLOW,

- fuel meter AVL 733,
- air mass flow meter SENSYFLOW,
- coolant temperature stabilizer unit AVL 553,
- coolant and lubricant temperature meter.

Measurement signals obtained from transducers were delivering to amplifiers, in which were amplified and normalized. They were delivering to analog inputs of the data acquisition card then. Measurements signals were filtered inside the card with the help of analog and digital filters, after which were processed from the analog to digital form. Signals obtained in the data acquisition card, in the digital form, were recorded in a computer memory.

2.2. Test results and analyses

The purpose of the analysis of the vibration signals obtained during the tests of a single cylinder research CI engine with direct injection was to ascertain the quantities and the characteristics that characterize the diagnostic signal in a qualitative and quantitative manner. The work contains a description of the signals in the time and value of the processes domains [1, 2].

The qualitative assessment of the influence of misfires on the time history of the vibration acceleration, velocity and cylinder pressure was realized for the engine conditions as defined in a Table 1. Based on the said time history, for the whole engine work field, qualitative changes in the vibration acceleration were identified as a result of a misfire. In the Figure 3 the influence of a misfire on the time history runs of accelerations (a_x , a_y , a_z) and velocities (v_x , v_y , v_z) of vibrations for each of the recording directions and selected engine working point is presented.

According to the Figure 3, the ignition and a further development of the combustion process results in an abrupt surge of the vibration acceleration amplitude in each of the

- układ stabilizacji temperatury cieczy chłodzącej typu AVL 553,
- mierniki temperatury cieczy chłodzącej i oleju w układzie smarowania.

Sygnaly pomiarowe uzyskane z przetworników kierowano do wzmacniaczy, w których je wzmacniano i normalizowano. Sygnaly powyższe były następnie kierowane na wejścia analogowe karty do dynamicznej akwizycji danych. Wewnątrz niej były poddane procesowi filtracji za pomocą filtrów analogowych i cyfrowych, po czym przekształcono je z postaci analogowej w cyfrową. Uzyskane sygnaly po wyjściu z karty pomiarowej zapisywano w pamięci komputera.

2.2. Wyniki badań i analiz

Celem analizy sygnałów drganiowych uzyskanych podczas badań jednocylindrowego badawczego silnika ZS z bezpośrednim dostarczaniem paliwa do cylindra było wyznaczenie wielkości i charakterystyk opisujących jakościowo i ilościowo sygnał diagnostyczny. Artykuł zawiera opis sygnałów w dziedzinie czasu i wartości procesów, których podstawy opisano w pracach [1, 2].

Ocenę jakościową wpływu zjawiska wypadania zapłonu na przebiegi czasowe przyspieszenia i prędkości drgań oraz ciśnienia w cylindrze zrealizowano dla warunków pracy silnika zdefiniowanych w tab. 1. Na podstawie tych przebiegów stwierdzono jakościowe zmiany sygnałów przyspieszeń drgań wskutek braku zapłonu dla każdego z punktów pracy silnika. Na rysunku 3 przedstawiono wpływ zjawiska wypadania zapłonu na przebiegi czasowe przyspieszeń (a_x , a_y , a_z) i prędkości drgań (v_x , v_y , v_z) dla każdego z kierunków rejestracji sygnałów w wybranym punkcie pracy silnika.

Zgodnie z rysunkiem 3 wystąpienie zapłonu w cylindrze i dalszy rozwój procesu spalania powoduje gwałtowny wzrost amplitudy przyspieszenia drgań w każdym z kierunków rejestracji sygnałów pomiarowych. Wartości amplitud sygnałów

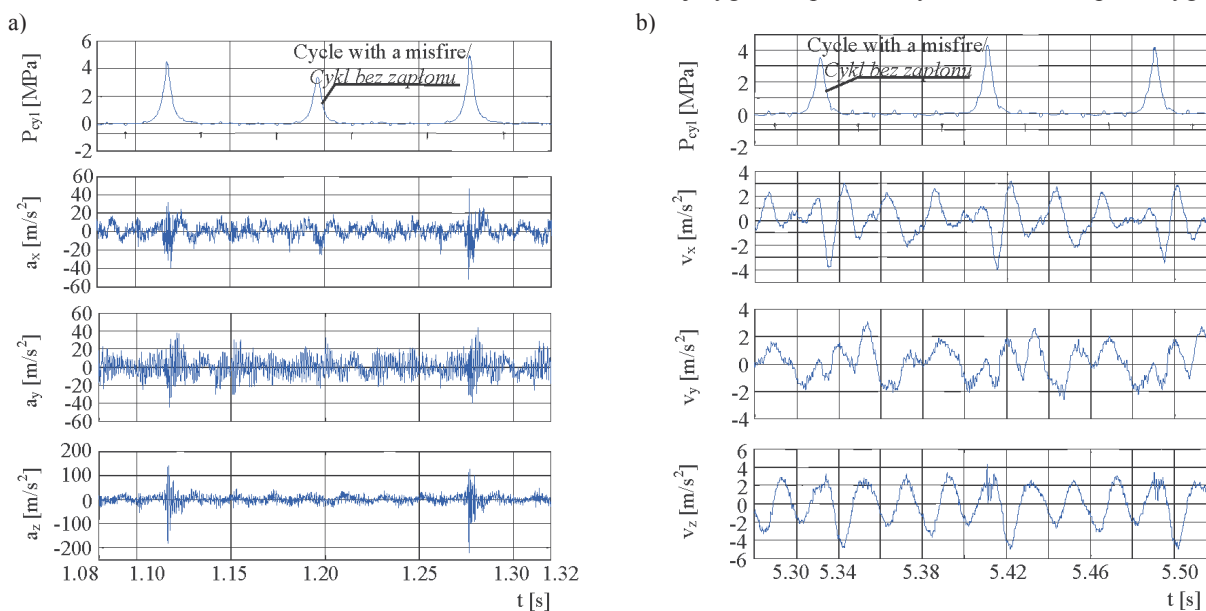


Fig. 3. The time history of the measured signals at 1500 rpm and a torque 0 N·m: a) the cylinder pressure (P_{cyl}) and the vibration acceleration in the X, Y and Z direction (a_x , a_y , a_z), b) the cylinder pressure and the vibration velocity in the X, Y and Z direction (v_x , v_y , v_z)

Rys. 3. Przebiegi czasowe sygnałów pomiarowych dla $M_o = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$ i $n = 1500 \text{ obr/min}$: a) ciśnienia w cylindrze (P_{cyl}) i przyspieszeń drgań w kierunku X, Y i Z (a_x , a_y , a_z), b) ciśnienia w cylindrze i prędkości drgań w kierunku X, Y i Z (v_x , v_y , v_z)

recording directions of the measuring signals. The amplitudes of the vibration acceleration signals in the cycles are tightly connected with the change in the peak value of the cylinder pressure in these cycles. In the case of a misfire, the surge of the amplitude of the vibration signals does not occur (middle cycle at a Fig. 3a). Out of the three directions of the vibration acceleration signal recording, for Z direction (parallel to the longitudinal axis of the cylinder) the highest values of amplitudes have been obtained at relatively low amplitudes in between the work cycles. The vibration velocity signal turned out useless for the misfire diagnosis.

Differentiation between a cycle and a misfire was possible exclusively for the Z direction. Too high values of the signal amplitudes between the cycles for other directions, however, rendered that signal was useless and not considerable for the misfire diagnosis. The nature of signal changes at the time history runs for considered parameters at different working points was similar to presented on Fig. 3. The differences were concerned the amplitude values of the cycles with combustion and its lack and of the sequences representing the charge exchanges.

Recorded all time history runs of the measurement signals were taken to time selection process. In the above selection, all recorded signal was divided into signal sequences including single working cycles of the internal combustion engine. Divided measurement signals allowed authors of the paper considering the influence of the single combustion process on the chosen vibration signal parameters and, in a result, calculate differences of these parameters for the proper combustion process and cycles, in which occurred misfire events (Fig. 4).

The selection of the measurement direction, parameter being analyzed and the parameter of the vibroacoustic process that are the most sensitive for misfire occurrences should be done in a quantitative way. The quantitative analysis of the vibration signal has been performed through point measures [1, 2, 3]. The above measures were determined on the basis of the time history of measuring signals. Dimensional and non-dimensional amplitude point measures of vibroacoustic processes were determined. In this paper, example results for: the effective, peak and peak-to-peak values (dimensional point measures) and for shape, peak and impulse factors (non-dimensional point measures) of the vibration signal amplitude have been presented. The above point measures are defined in the Table 2, where: $E\{\}$ – operator of the mean value after possible peak values of the signal, t – dynamic period (period of dynamic processes duration), θ – life cycle of the object, T – signal period, u – instantaneous signal value.

The single working cycles were divided into cycles with combustion and with misfire events. The chosen point measures for cylinder pressure, acceleration and velocity vibration signals were calculated then. Obtained chosen characteristics of the signal with combustion and without it were being compared, so that it was possible to calculate the relative change of the point measure as a result of a misfire occurrence $\delta_m(u)$, defined as the following equation:

przyspieszenia drgań w poszczególnych cyklach pozostają w ścisłym związku ze zmianami wartości szczytowej ciśnienia w cylindrze w tych cyklach. W przypadku braku spalania nie występuje wzrost amplitudy sygnału przyspieszenia drgań (środkowy cykl na rys. 3a). Spośród trzech kierunków rejestracji sygnałów wartości przyspieszenia drgań, dla kierunku Z (równoległego do osi wzdłużnej cylindra) uzyskiwano najwyższe wartości amplitud sygnałów przy relatywnie niewielkich wartościach amplitud między cyklami pracy. Sygnał prędkości drgań okazał się nieprzydatny do diagnostyki zjawisk wypadania zapłonu w cylindrze.

Rozróżnienie cyklu ze spalaniem z cyklem, w którym nie było zapłonu było możliwe jedynie dla kierunku Z. Zbyt duże wartości amplitud sygnału między cyklami zarejestrowane dla innych kierunków sprawiły, że powyższe sygnały były bezużyteczne dla diagnostyki wypadania zapłonów i ich nie rozważano. Charakter zmian sygnałów na przebiegach czasowych dla rozważanych parametrów w różnych punktach pracy silnika był podobny z zaprezentowanym na rys. 3. Różnice dotyczyły wartości uzyskiwanych amplitud dla cykli ze spalaniem i brakiem zapłonu oraz dla odcinków reprezentujących zmiany obciążenia.

Wszystkie zarejestrowane przebiegi czasowe sygnałów poddano selekcji czasowej. W powyższej selekcji każdy zarejestrowany sygnał podzielono na odcinki czasowe zawierające pojedyncze cykle pracy silnika. Podzielone sygnały pomiarowe umożliwiły autorom artykułu rozważenie wpływu pojedynczego procesu spalania na wybrane parametry sygnału drganiowego i, jako rezultat, obliczenie różnic powyższych parametrów dla prawidłowego procesu spalania i cykli, w których miało miejsce wypadanie zapłonu (rys. 4).

Wybór kierunku pomiarowego analizowanego parametru oraz parametru procesu wibroakustycznego, które są najbar-

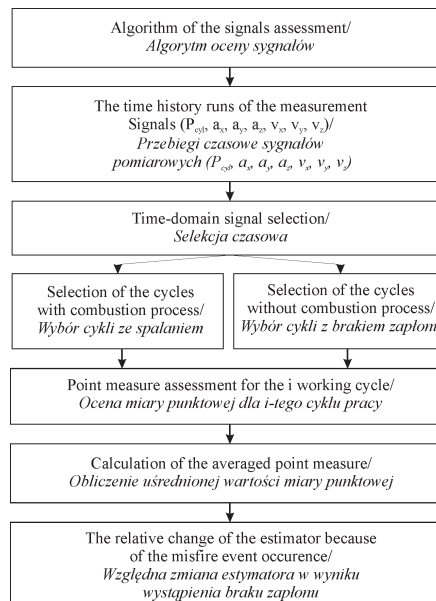


Fig. 4. The algorithm of the quantitative assessment of measured signals

Rys. 4. Algorytm ilościowej oceny zmierzonych sygnałów

dziej wrażliwe na wystąpienie zjawisk wypadania zapłonu, powinien być zrealizowany w sposób ilościowy. Ocenę ilościową sygnału drgań przeprowadzono za pomocą miar punktowych [1, 2, 3]. Powyższe miary wyznaczone na podstawie przebiegów czasowych mierzonych sygnałów. Wyznaczono wymiarowe i bezwymiarowe amplitudowe miary punktowe

Table 2. Definitions of the example dimensional and non-dimensional point measures considered during analyses of the measurement results[1, 2, 3]

Tabela 2. Definicje wybranych wymiarowych i bezwymiarowych miar punktowych rozważanych w analizach wyników pomiarowych [1, 2, 3]

Dimensional point measure/Wymiarowa miara punktowa	Non-dimensional point measure/Bezwymiarowa miara punktowa
<p>Effective value/Wartość skuteczna:</p> $u_{sk} = u_{sk}(\theta) = \left[\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t, \theta) dt \right]^{1/2} \quad (1)$	<p>Shape ratio/Współczynnik kształtu:</p> $K = \frac{u_{sk}}{u_{sz}} = \frac{\left[\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t, \theta) dt \right]^{1/2}}{\frac{1}{T} \int_0^T u(t, \theta) dt} \quad (4)$
<p>Peak value/Wartość szczytowa:</p> $u_{sz} = u_{sz}(\theta) = E \left\{ \text{Max}_{0 < t < T} u(t, \theta) \right\} \quad (2)$	<p>Peak factor/Współczynnik szczytu:</p> $C = \frac{u_{sz}}{u_{sk}} = \frac{E \left\{ \text{Max}_{0 < t < T} u(t, \theta) \right\}}{\left[\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t, \theta) dt \right]^{1/2}} \quad (5)$
<p>Peak-to-peak value/Wartość międzyszczytowa:</p> $u_{rozst} = u_{rozst}(\theta) = u_{max} - u_{min} \quad (3)$	<p>Impulse factor/Współczynnik impulsowości:</p> $I = \frac{u_{rozst}}{u_{sk}} = \frac{E \left\{ \text{Max}_{0 < t < T} u(t, \theta) \right\}}{\left[\frac{1}{T} \int_0^T u(t, \theta) dt \right]} \quad (6)$

$$\delta_m(u) = \frac{(u_m)_{combustion}}{(u_m)_{misfire}} \quad (7)$$

where: m – type of the point measure, u – type of the diagnostic parameter (acceleration, velocity).

Misfire events cause that maximum values of the cylinder pressure decrease. For the testing engine and considered working points, misfire event brought about the relative decrease of the peak value of the cylinder pressure $\delta_{sz}(P_{cyl})$ from 1.20 to 1.87 (Fig. 5).

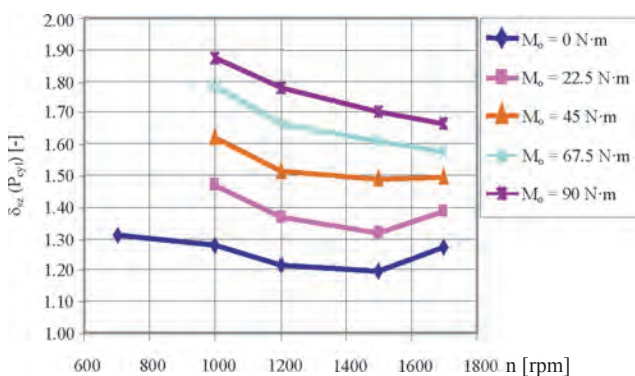


Fig. 5. The relative changes of the peak value of the cylinder pressure (P_{cyl}) as a result of misfires at various engine speeds and torques

Rys. 5. Względna zmiana wartości szczytowej ciśnienia w cylindrze (P_{cyl}) wskutek braku zapłonu dla różnych wartości prędkości obrotowej i momentu obrotowego

Determination of the most sensitive direction for misfire detection and, in the next steps, parameters and quantitative values that should be used for diagnosis of irregularity taking place during combustion process have a huge importance in the point of view of the combustion process diagnostic and

procesów wibroakustycznych. W rozważanym artykule zaprezentowano przykładowe wyniki dla: wartości skutecznej, szczytowej i międzyszczytowej (wymiarowe miary punktowe) oraz dla współczynników kształtu, szczytu i impulsowości (bezwymiarowe miary punktowe) amplitudy sygnału drganiowego. Powyższe miary punktowe zdefiniowano w tab. 2, gdzie: $E\{\}$ – operator wartości średniej po możliwych wartościach szczytowych sygnału, t – okres dynamiczny (okres trwania procesu dynamicznego), θ – cykl życia obiektu, T – czas, U – chwilowa wartość sygnału.

Pojedyncze cykle pracy silnika podzielono na cykle ze spalaniem i z brakiem zapłonu. Dla każdego z nich obliczono następnie wybrane miary punktowe dla ciśnienia w cylindrze, przyspieszeń i prędkości drgań. Porównano uzyskane wybrane charakterystyki sygnału ze spalaniem i z jego brakiem, dzięki czemu było możliwe obliczenie względnej zmiany miary punktowej, będącej wynikiem wystąpienia braku zapłonu w cylindrze $\delta_m(u)$, zgodnie z zależnością (7):

gdzie: m – rodzaj miary punktowej, u – rodzaj parametru diagnostycznego (przyspieszenie, prędkość).

Zjawiska wypadania zapłonu powodują, iż wartości maksymalne ciśnienia w cylindrze zmniejszają się. Dla badanego silnika i rozważanych punktów pracy brak zapłonu powodował względne zmniejszenie wartości szczytowej ciśnienia w cylindrze $\delta_{sz}(P_{cyl})$ od 1,20 do 1,87 (rys. 5).

Wyznaczenie najbardziej wrażliwego na brak zapłonu kierunku rejestracji sygnałów pomiarowych oraz, w następnym kroku, parametrów i wartości miar, które powinny być zastosowane do procesu diagnostyki nieprawidłowości zachodzących podczas procesu spalania ma istotne znaczenie z punktu widzenia diagnostyki procesu spalania i opracowania narzędzi, które umożliwią realizację diagnostyki pokładowej w silnikach ZS o różnych zastosowaniach. W celu wyboru właściwego kierunku pomiarowego, parametrów

also for creation the tools that will make possible on-board diagnosis of the compression-ignition engines in various engines applications. In order to choose the proper direction, parameters and point values of the vibroacoustic signal, the relative changes of the vibration signals at all considered in the research working points and for each working cycles were estimated. In Figure 6, the sensitivities of the vibration signals characteristics on misfire at three measuring directions in the research working points and for each working cycles were presented. The working point with $M_o = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$ represents the worst conditions for misfire detection.

The graphs at the Figure 6 show that Z direction is the most sensitive and reliable for misfire diagnosis because of the highest relative decrease of the point measures. Analysis

i miar punktowych sygnału wibroakustycznego, wyznaczono względne zmiany sygnałów wibroakustycznych dla wszystkich rozważanych w pomiarach punktów pracy silnika i każdego cyklu pracy. Na rysunku 6 przedstawiono wrażliwość miar sygnałów drganiowych na wystąpienie braku zapłonu dla trzech kierunków rejestracji sygnałów pomiarowych. Punkt pracy silnika, gdzie $M_o = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$ reprezentuje najmniej korzystne warunki dla diagnostyki wypadania zapłonów.

Na rysunku 6 można dostrzec, iż kierunek Z jest najbardziej wrażliwy i wiarygodny dla diagnostyki wypadania zapłonu z uwagi na największą względną zmianę miar punktowych. Analiza prędkości drgań dla rozważanych warunków pracy silnika wskazuje na niewielką zmianę każdej miary

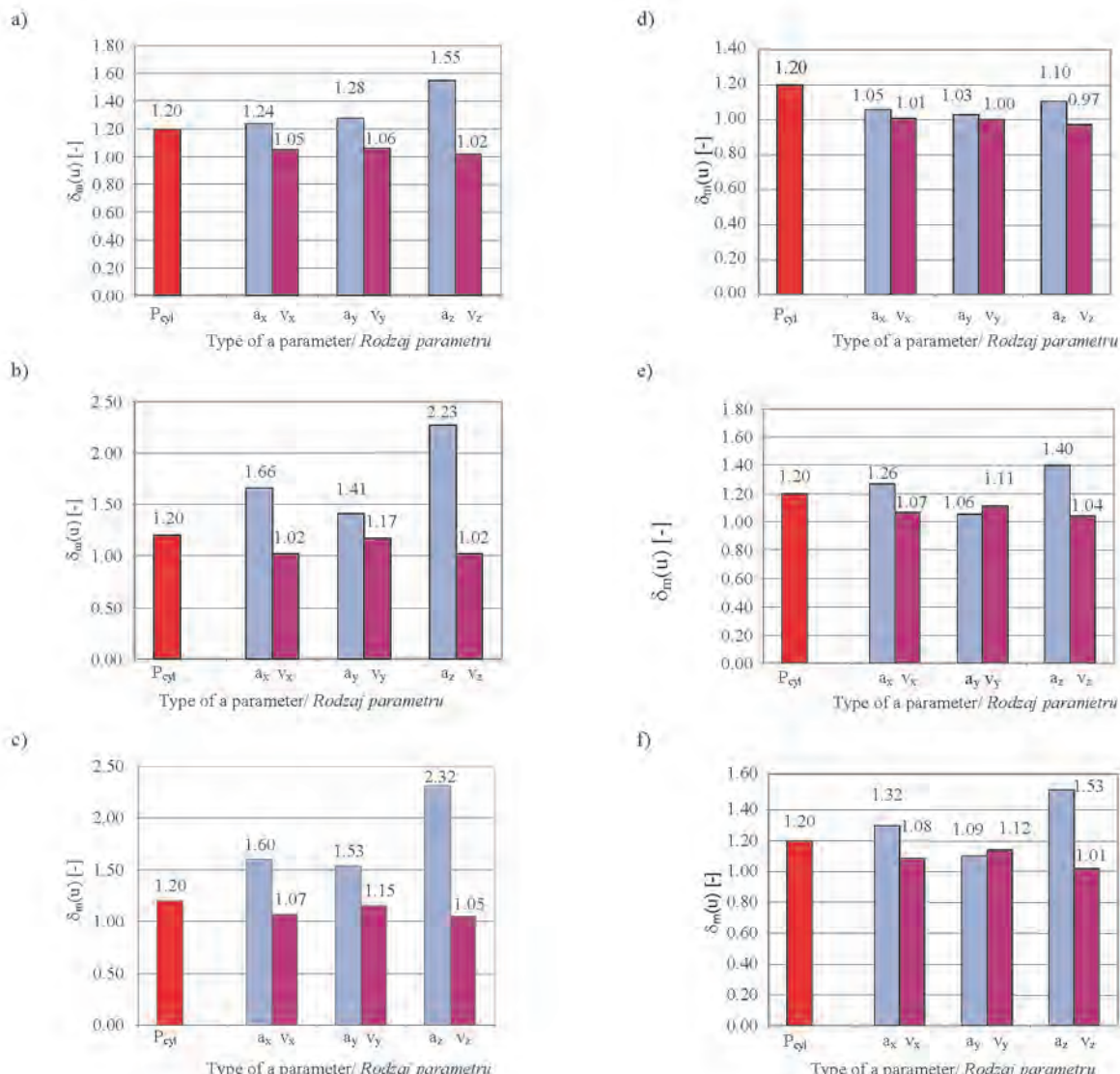
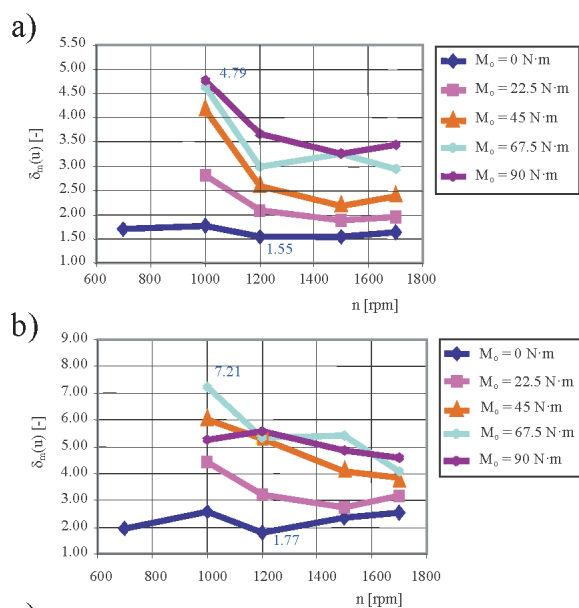


Fig. 6. Relative changes of the: peak value of the cylinder pressure (P_{cyl}), effective values (a), peak values (b), peak-to-peak values (c), shape factors (d), peak factors (e) and impulse factors (f) of the vibration acceleration (a_x, a_y, a_z) and the vibration velocity (v_x, v_y, v_z) in the X, Y and Z directions at $n = 1500 \text{ rpm}$ and $M_o = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$

Rys. 6. Względna zmiana wartości szczytowej ciśnienia w cylindrze (P_{cyl}), wartości skutecznej (a), szczytowej (b), międzyszczytowej (c), współczynnika kształtu (d), szczytu (e) i impulsowości (f) wartości przyspieszenia drgań (a_x, a_y, a_z) oraz prędkości drgań (v_x, v_y, v_z) w kierunku X, Y i Z dla $n = 1500 \text{ obr/min}$ i $M_o = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$

of the vibration velocity in all engine working conditions points at the low change of the each vibroacoustic measure when a misfire phenomenon occurs. In the case of vibration velocities, for all directions the different behaviours of the signals were observed. Only vibration accelerations assured to make the proper misfire diagnosis. Comparing vibration characteristics to the obtained sensitivity of the cylinder pressure for misfire events, it is visible that vibration acceleration in the Z direction is much better for misfire diagnosis than cylinder pressure, even in worse measurement conditions. Accelerations in other directions were also more reliable for diagnosis than the cylinder pressure. Shape, peak and impulse factors presented on the Figure 6 can not be used for misfire diagnosis, because they have to little dynamic of the signal changes in the case of the misfire occurrence. Changes of these point measures were also going in various directions for different working points of the engine.

Taking into consideration all research working points of the engine, the relative decrease of presented point measures (for vibration accelerations in the Z direction) as a result of the lack of a combustion process is rising when the torque values increase (Fig. 7). The recognition of misfire events among other working cycles is much better in these conditions than for the peak value of a cylinder pressure.



3. The research at the diesel locomotive

3.1. The research methodology and the test stand

The measurements were conducted on a 12-cylinder, compression-ignition and direct injection engine of the diesel locomotive, a type SU45 (Fig. 8), with the following features:

engine type	2112 SSF, 4-stroke
cylinder bore \times piston stroke	$D \times S = 0.21 \times 0.23$ m
compression ratio	$\varepsilon = 11,3$
engine displacement	$V_{ss} = 96.6 \cdot 10^{-3}$ m ³

wibroakustycznej w wyniku wystąpienia braku zapłonu. Zaobserwowano różne zachowanie się sygnałów prędkości drgań dla każdego z rejestrowanych kierunków pomiarowych. Jedynie przyspieszenia drgań zapewniały prawidłową diagnozę braku zapłonu. Porównując charakterystyki wibroakustyczne z uzyskaną wrażliwością sygnału ciśnienia w cylindrze na brak zapłonu, można dostrzec, że przyspieszenie drgań w kierunku Z jest znacznie lepsze dla diagnostyki wypadania zapłonu niż sygnał ciśnienia w cylindrze, nawet w przypadku najmniej korzystnych warunków pomiarowych. Przyspieszenia drgań dla pozostałych kierunków rejestracji sygnałów były również bardziej wiarygodne dla procesu diagnostyki niż sygnał ciśnienia w cylindrze. Współczynniki kształtu, szczytu i impulsowości, zaprezentowane na rys. 6, nie mogą być zastosowane do diagnostyki braku zapłonu z uwagi na niewielką dynamikę zmian sygnału w przypadku zaistnienia zjawiska wypadania zapłonu. Powyższe zmiany odnotowano dla różnych kierunków rejestracji i punktów pracy silnika.

Biorąc pod uwagę wszystkie rozważane punkty pracy silnika, można stwierdzić, że względne zmniejszenie powyższych miar punktowych (dla przyspieszenia drgań w kierunku Z) w wyniku braku spalania zwiększa się wraz ze wzrostem wartości momentu obrotowego (rys. 7). Rozpoznanie zjawiska wypadania zapłonu wśród cykli ze spalaniem jest znacznie lepsze w powyższych warunkach niż dla wartości szczytowej ciśnienia w cylindrze.

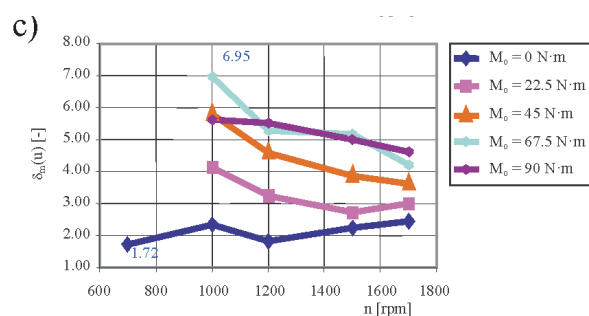


Fig. 7. The relative decrease of the effective (a), peak (b) and peak-to-peak (c) values of the vibration acceleration in the Z direction as a result of the misfire occurrence for various engine speeds and torques

Rys. 7. Względne zmniejszenie wartości skutecznej (a), szczytowej (b) i międzyszczytowej (c) przyspieszenia drgań w kierunku Z w wyniku braku zapłonu dla różnych wartości prędkości obrotowej i momentu obrotowego

3. Badania lokomotywy spalinowej

3.1. Metodyka badań i stanowisko pomiarowe

Badania przeprowadzono na dwunastocylindrowym silniku ZS z bezpośrednim dostarczaniem paliwa do cylindra lokomotywy spalinowej typu SU45 (rys. 8). Dane techniczne silnika:

rodzaj silnika	2112 SSF, 4-suwowy
średnica cylindra \times skok tłoka	$D \times S = 0,21 \times 0,23$ m
stopień sprężania	$\varepsilon = 11,3$
objętość skokowa silnika	$V_{ss} = 96,6 \cdot 10^{-3}$ m ³

maximum effective power cylinder system	1655 kW by 1500 rpm V12	znamionowa moc użyteczna	1655 kW przy 1500 obr/min
mean effective pressure	$p_e = 1.37$ MPa	układ cylindrów	V12
amount of valves	4	średnie ciśnienie użyteczne	$p_e = 1,37$ MPa
inlet valve opening	35° before TDC	liczba zaworów na cylinder	4
inlet valve closing	23° after BDC	otwarcie zaworu dolotowego	35° przed GMP
outlet valve opening	25° before BDC	zamknięcie zaworu dolotowego	23° po DMP
outlet valve closing	53° after TDC	otwarcie zaworu wylotowego	25° przed DMP
pressure of the injector opening	$p_{wtr} = 26$ MPa	zamknięcie zaworu wylotowego	53° po GMP
geometric start of fuel delivering	$\alpha_{ptl} = 32^\circ$ before TDC	ciśnienie otwarcia wtryskiwacza	$p_{wtr} = 26$ MPa
		geometryczny początek tłoczenia paliwa	$\alpha_{ptl} = 32^\circ$ przed GMP

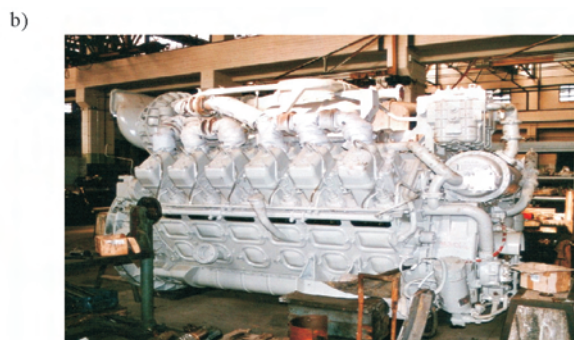


Fig. 8. The view of the SU45 diesel locomotive (a) and its engine (b)

Rys. 8. Lokomotywa spalinowa typu SU45 (a) oraz zastosowany w niej silnik spalinowy (b)

The selection of the operating conditions of the engine was made basing on the useful rpm and torque range of the tested engine, corresponding with the exploitation conditions. The measurements were divided into two parts. In the first of them all cylinders of the one row were taken into consideration to check if it is possible to use vibration characteristics in the assessment of the combustion process run for an engine being used in traction vehicles. This stage was also used to see the differences in sensibility of the vibration signal in each working cylinder. This helped to determinate the best and worst conditions for misfire detection basing on vibration methods. The second research stage was used to determine the differences between signals with combustion and a misfire for different working points (power changes) for 3 cylinders taken from the prior stage. In the first stage the following velocities were taken into consideration: 700, 900, 1080, 1300 and 1500 rpm. The following effective power was being obtained: ~ 0 (idling run), 252, 460, 580, 667 kW. In the second research stage all velocities and torques defined with the locomotive regulating unit position were taken as the working points.

The test measuring points were located on the engine head. The points were selected according to the principle that the sensor should be placed closest to the point where the tested process-related vibration signal is generated (Fig. 9).

The following elements of a measuring unit were used in the tests (Fig. 10):

Wybór warunków pracy silnika zrealizowano na podstawie użytecznego zakresu prędkości obrotowej i momentu obrotowego badanego silnika, odpowiadającego warunkom jego eksploatacji. Pomiary podzielono na dwa etapy. W pierwszym z nich uwzględniono wszystkie cylindry jednego rzędu, w celu określenia możliwości zastosowania charakterystyk wibroakustycznych do oceny przebiegu procesu spalania w silniku stosowanym w pojazdach trakcyjnych. Powyższy etap zrealizowano w celu określenia różnic we wrażliwości sygnału drganiowego w każdym z cylindrów. Działania te umożliwiły wyznaczenie najbardziej i najmniej korzystnych warunków wykrywania braku spalania z zastosowaniem metod drganiowych. Drugi etap badań zastosowano w celu wyznaczenia różnic między sygnałami dla procesu spalania i braku zapłonu dla różnych punktów pracy (zmian mocy użytecznej) i 3. cylindrów wybranych w pierwszym etapie, w którym uwzględniono następujące prędkości obrotowe silnika: 700, 900, 1080, 1300 i 1500 obr/min. Badania przeprowadzono dla następujących wartości mocy użytecznej: ~ 0 (bieg jałowy), 252, 460, 580, 667 kW. W drugim etapie badań uwzględniono wszystkie wartości prędkości obrotowej i momentu obrotowego określone daną pozycją nastawnika jazdy lokomotywy.

Punkty pomiarowe zlokalizowano na głowicy silnika. Powyższe punkty wybrano zgodnie z zasadą, że przetwornik pomiarowy powinien być umieszczony jak najbliżej miejsca generacji sygnału drganiowego odnoszącego się do danego procesu (rys. 9).

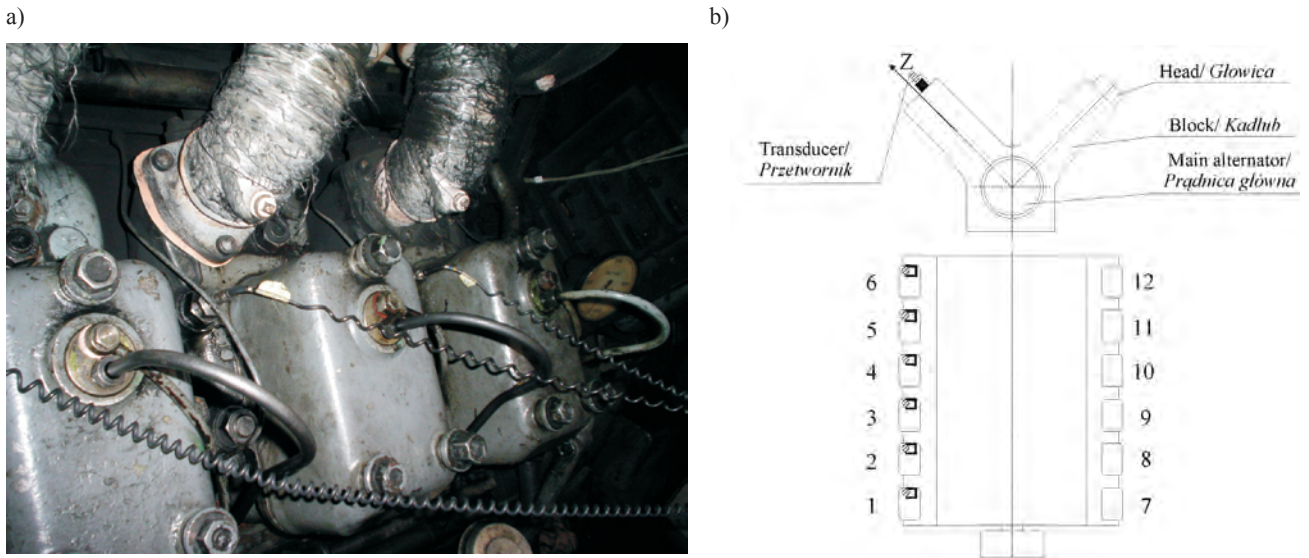


Fig. 9. The placement of the measuring points on the engine: a) the view of the engine with accelerometers, b) the diagram of accelerometer placement
 Rys. 9. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na silniku: a) silnik wraz z przetwornikami, b) schemat rozmieszczenia przetworników

- vibration transducers for the Z direction by Brüel & Kjær, type 4391,
- vibration signals calibration unit by Brüel & Kjær 4294,
- crank angle encoder by Wobit MOK,
- charge amplifier by NEXUS, type 2692,
- data acquisition card by National Instruments, type PCI-4472,
- water resistor with the control system,
- coolant and lubricant temperature meter.

The flow of the measuring data was similar to this from the measurements conducted during the basic research at the engine test stand. The torque and power was being measured and controlled with the help of the water resistor stand.

3.2. Test results and analyses

The first and second stage of the measurements at the diesel locomotive pointed that the vibration signal can be used to the on-line assessment of the misfire events which occur during normal working of an internal combustion engine. The ignition causes the impulse changes of the vibration signal amplitudes and the combustion process has its representation in a vibration signal. The signal is distinct in each working cycle independently from the cylinder number, what confirms the reliability of the method in relation to detection procedures being done for multi-cylinder compression-ignition engines (Fig. 11).

Changes of the engine effective power were causing the changes dynamics of point estimators of the vibration signal. It points that vibration signal parameters follow with the power changes (torque and velocity). The increase of the effective power was causing that the peak and peak-to-peak values in each cylinder were increasing. The point estimator in the each engine working point was being related to the point value obtained at idling conditions (Fig. 12).

W badaniach zastosowano układ pomiarowy, w skład którego wchodziły (rys. 10):

- przetworniki drgań w kierunku Z firmy Brüel & Kjær, typ 4391,
- kalibrator sygnałów drganiowych firmy Brüel & Kjær 4294,
- znacznik kąta obrotu wału korbowego by Wobit MOK,
- wzmacniacz ładunku NEXUS, typ 2692,
- karta do dynamicznej akwizycji danych firmy National Instruments, typ PCI-4472,
- opornik wodny wraz z układem sterowania,
- układ do pomiaru temperatury cieczy chłodzącej i oleju silnikowego.

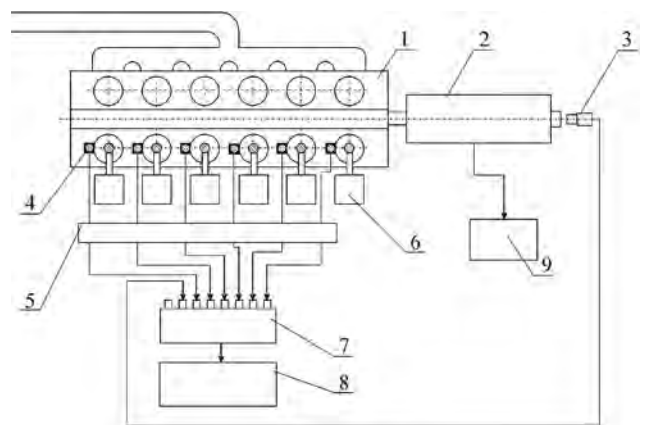


Fig. 10. The scheme of a measuring test stand: 1 – engine, 2 – alternators, 3 – angle encoder, 4 – vibration transducer, 5 – charge amplifier, 6 – injection pump, 7 – data acquisition card, 8 – computer, 9 – water resistor with a control system

Rys. 10. Schemat stanowiska pomiarowego: 1 – silnik spalinowy, 2 – prądnice, 3 – znacznik kąta obrotu wału korbowego, 4 – przetworniki drgań, 5 – wzmacniacz ładunku, 6 – pompa wtryskowa, 7 – karta pomiarowa, 8 – komputer, 9 – opornik wodny wraz z układem sterowania

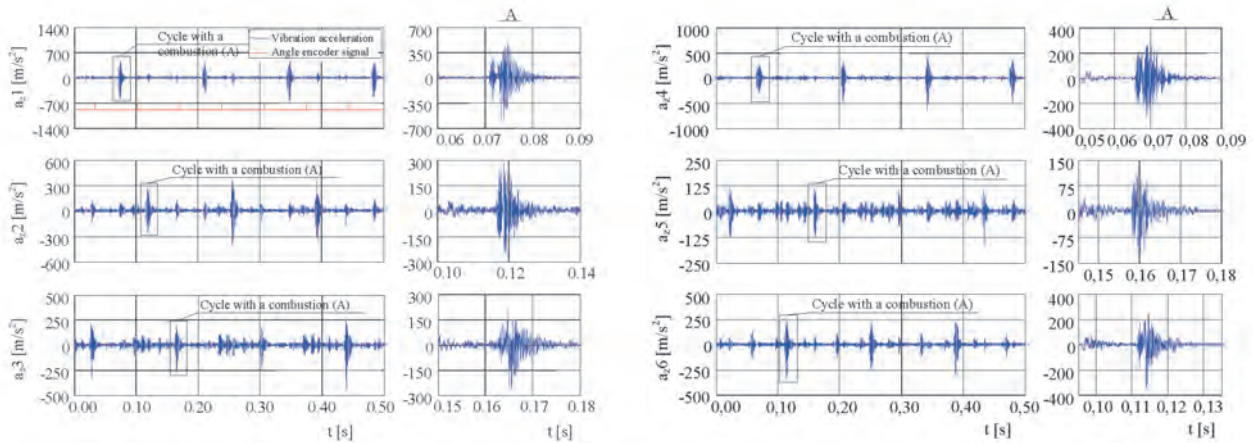


Fig. 11. Example vibration acceleration runs in the Z dimension (a_z) of the cylinder heads nr 1–6 of the 2112 SSF diesel locomotive engine ($n = 900$ rpm and $M_o = 2674$ N·m)

Rys. 11. Przykładowy przebieg wartości przyspieszenia drgań w kierunku Z (a_z) na głowicach cylindrów 1–6 silnika spalinowego typu 2112 SSF lokomotywy spalinowej ($n = 900$ obr/min i $M_o = 2674$ N·m)

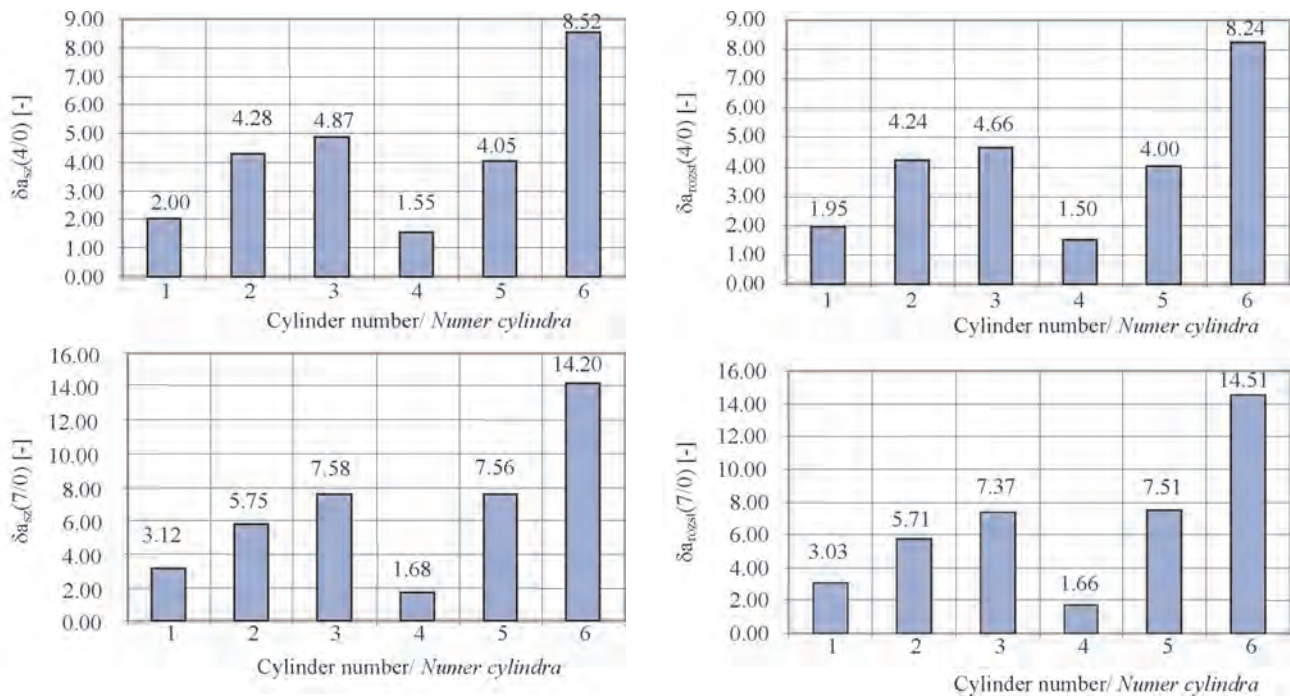


Fig. 12. The relative increase of the peak value (a) and peak-to-peak value (b) of the vibration acceleration of the chosen cylinder heads for the fourth ($n = 900$ rpm, $M_o = 2674$ N·m) and seventh ($n = 1080$ rpm, $M_o = 4067$ N·m) driving controller position in relation to the idling run for the 2112 SSF engine

Rys. 12. Względne zwiększenie wartości szczytowej (a) i międzyszczytowej (b) przyspieszenia drgań na głowicach wybranych cylindrów silnika 2112 SSF dla czwartej ($n = 900$ obr/min, $M_o = 2674$ N·m) i siódmej ($n = 1080$ obr/min, $M_o = 4067$ N·m) pozycji nastawnika jazdy odniesione do biegu jałowego silnika

The fourth cylinder occurred to have the lowest and the sixth cylinder the highest relative change of the point measures in the case when the effective power had changed. These two cylinder numbers represents the worst and best conditions for misfire detection strategy. The fourth cylinder will be considered in the next parts of the paper.

When a misfire event occurred (a misfire was being realized in an engine by cutting off the fuel injection in a cylinder), it caused that the vibration signal amplitude

Sposób pomiaru sygnałów był podobny do tego, który zastosowano w badaniach podstawowych na hamowni silnikowej. Moment obrotowy i moc użyteczna silnika były wyznaczone i kontrolowane z wykorzystaniem stanowiska z opornikiem wodnym.

3.2. Wyniki badań i analiz

Pierwszy i drugi etap badań na lokomotywie spalinowej dowiodły, iż sygnał drganiowy może być zastosowany do bieżącej oceny zjawisk wypadania zapłonu, które występują

decreased irrespective of the cylinder number and working conditions. The relative decreases of: the peak and peak-to-peak values, defined by the equation (7), obtained for the diesel locomotive engine pointed at the very high precision and reliability of the misfire detection with the help of vibration methods. In the case of the fourth cylinder, misfire event occurrence made the peak value decrease from 8 to 31 times regarding to the value for combustion process. In the case of the peak-to-peak value relative decrease of this measure was from 9 to 32 (Fig. 13).

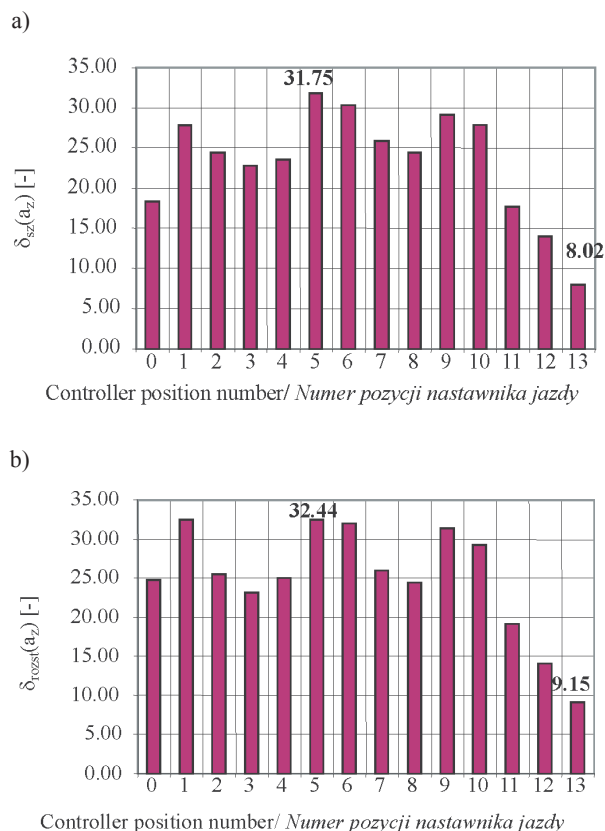


Fig. 13. The relative decrease of the peak (a) and peak-to-peak (b) values as a result of the misfire events occurrence for different working point of the 2112 SSF engine

Rys. 13. Względne zmniejszenie wartości szczytowej (a) i międzyszczytowej (b) w wyniku braku zapłonu dla różnych punktów pracy silnika 2112 SSF

4. Conclusions

The research conducted at the engine test stand allowed to determine possibility of using vibration signal for misfire detection, define where the measurement sensors should be put at the engine and in what direction signals should be recorded. Additionally it has been proved that vibration acceleration ought to be used as a measurement signal and the simple dimensional point measures of the vibroacoustic process can describe changes occurring as a result of the misfire very well. They may constitute the basis for the realization of the diagnostic procedure of misfire detection within the on-board diagnostic systems – OBD.

The monitoring of the combustion process based on chosen vibration signal parameters allows an unambiguous

podczas pracy silnika. Zapłon powoduje impulsowe zmiany amplitud sygnału drganiowego, proces spalania ma swoje odzwierciedlenie w sygnale drganiowym. Sygnał drganiowy jest jednoznaczny w każdym cyklu pracy niezależnie od numeru cylindra, co potwierdza wiarygodność metody w odniesieniu do procedur detekcji stosowanych dla wielocylindrowych silników ZS (rys. 11).

Zmiany mocy użytecznej powodowały zmiany dynamiki estymatorów punktowych sygnału drganiowego. Oznacza to, że parametry sygnału drganiowego podążają za zmianami wartości mocy (momentu obrotowego i prędkości obrotowej). Wzrost mocy użytecznej powodował wzrost wartości szczytowej i międzyszczytowej w każdym z cylindrów. Miarę punktową dla każdego z punktów pracy silnika odniesiono do miary punktowej uzyskanej dla pracy silnika w warunkach biegu jałowego (rys. 12).

Dla cylindra nr 4 odnotowano najmniejszą, a dla cylindra nr 6 największą zmianę miar punktowych w przypadku zmiany wartości mocy użytecznej silnika. Powyższe dwa cylindry reprezentują najgorsze i najlepsze warunki wykrywania braku zapłonu w silniku. W dalszej części artykułu będzie brany pod uwagę cylinder nr 4.

Gdy występowało wypadanie zapłonu (brak zapłonu był realizowany w silniku przez odcinanie dopływu paliwa do cylindra), następowało zmniejszenie wartości amplitudy sygnału drganiowego odpowiednio do numeru cylindra i warunków pracy silnika. Względne zmniejszenie wartości szczytowej i międzyszczytowej określone zależnością (7), uzyskane dla silnika spalinowego lokomotywy, potwierdziło bardzo dużą precyzję i wiarygodność wykrywania zjawisk wypadania zapłonów za pomocą metod drganiowych. W przypadku cylindra nr 4 wystąpienie braku zapłonu powodowało zmniejszenie wartości szczytowej od 8 do 31 razy w odniesieniu do wartości uzyskanej dla prawidłowego procesu spalania. Dla wartości międzyszczytowej względne zmniejszenie powyższej miary wyniosło od 9 do 32 (rys. 13).

4. Podsumowanie

Badania przeprowadzone na hamowni silnikowej pozwoliły na określenie możliwości zastosowania sygnału drganiowego do wykrywania braku zapłonu, zdefiniowanie miejsca mocowania przetworników pomiarowych na silniku, kierunku rejestracji sygnałów. Dodatkowo udowodniono, że jako sygnał pomiarowy należy zastosować przyspieszenie drgania, a także to, że proste wymiarowe miary punktowe procesu wibroakustycznego mogą bardzo dobrze opisać zmiany zachodzące w wyniku wystąpienia braku zapłonu w silniku. Mogą one być podstawą realizacji procedury diagnostycznej wykrywania zjawisk wypadania zapłonu w systemach OBD.

Kontrola procesu spalania oparta na wybranych parametrach sygnału drganiowego umożliwia jednoznaczne wykrywanie zjawisk wypadania zapłonów, co stanowi zaletę w odniesieniu do metod stosowanych obecnie. Badania przeprowadzone na silniku ZS lokomotywy spalinowej w warunkach jej eksploatacji potwierdziły dużą precyzję i dobrą jakość wykrycia wypadania zapłonu za pomocą przyspieszeń

detection of misfires, which is an advantage of those methods over the currently used ones. The research conducted at the compression-ignition engine of the diesel locomotive in condition of its exploitation confirmed the high precision and quality of the misfire detection with the help of the vibration acceleration. The obtained results proved high precision of a diagnostic process for the each engine cylinder and the independence of a diagnosis from other interrupting factors.

drgań. Uzyskane wyniki wskazały na dużą precyzję procesu diagnostycznego dla każdego z cylindrów i niezależność diagnozy od innych czynników zakłócających.

Artykuł recenzowany

Abbreviations and nomenclature/Wykaz skrótów i oznaczeń

α_{pt}	geometric start of fuel delivering/ <i>geometryczny początek tłoczenia paliwa</i>	OBDD	On-Board Diagnostics/ <i>pokładowy system diagnostyczny</i>
BDC	bottom dead center/ <i>dolny martwy punkt położenia tłoka</i>	P_{cyl}	cylinder pressure/ <i>ciśnienie w cylindrze</i>
C	peak factor/ <i>współczynnik szczytu</i>	p_e	mean effective pressure/ <i>średnie ciśnienie użyteczne</i>
CI	compression-ignition/ <i>zapłon samoczynny</i>	P_{wtr}	pressure of injection opening/ <i>ciśnienie otwarcia wtryskiwacza</i>
D	cylinder bore/ <i>średnica cylindra</i>	S	cylinder stroke/ <i>skok tłoka</i>
$E\{\}$	operator of the mean value after possible peak values of the signal/ <i>operator wartości średniej po możliwych wartościach szczytowych sygnału</i>	SI	spark-ignition/ <i>zapłon iskrowy</i>
ε	compression ratio/ <i>stopień sprężania</i>	t	time, dynamic period/ <i>czas, okres dynamiczny</i>
I	impulse factor/ <i>współczynnik impulsowości</i>	T	signal period/ <i>czas</i>
K	shape ratio/ <i>współczynnik kształtu</i>	TDC	top dead center/ <i>górnny martwy punkt położenia tłoka</i>
r/l	coefficient which is the crankthrow divided by the length of connecting rod/ <i>iloraz promienia korby do długości korbowału</i>	θ	object life cycle/ <i>cykl życia obiektu</i>
M_o	torque/moment obrotowy	u:	instantaneous signal value, type of the diagnostic parameters/ <i>wartość chwilowa sygnału, rodzaj parametru diagnostycznego</i>
n	revolutions per minute/ <i>prędkość obrotowa</i>	u_{rozst}	peak-to-peak value/ <i>wartość międzyszczytowa</i>
OBDD	On-Board Diagnostics/ <i>pokładowy system diagnostyczny</i>	u_{sk}	effective value/ <i>wartość skuteczna</i>
		u_{sz}	peak value/ <i>wartość szczytowa</i>
		V_{ss}	engine displacement/ <i>objętość skokowa silnika</i>

Bibliography/Literatura

- [1] Cempel C.: The basics of the vibroacoustic diagnostic of machines. Scientific-Technical Publisher, 1982.
- [2] Cempel C., Tomaszewski F.: Diagnostic of machines. Interdepartment Scientific Centre of the fixed assets exploitation, 1992.
- [3] Korbicz J.: Diagnostic of processes. Models, methods of artificial intelligence, applications. Scientific-Technical Publisher, 2002.
- [4] Merkisz J.: OBDD II system as a tool which allow meeting toxic emission norms during exploitation. The 5th Scientific-Technical Conference on: Diagnostic of automotive vehicles 2000, Katowice 2000.
- [5] Merkisz J., Mazurek S.: On-board diagnostic system of automotive vehicles. Communication and Connection Publisher, Warsaw 2002.
- [6] Merkisz J., Waligórski M., Boguś P.: Possibilities and conditions of the OBDD alike systems application in diesel locomotives engines. The 29th International Conference on Internal Combustion Engines Kones 2003.
- [7] Merkisz J., Waligórski M., Boguś P., Grzeszczyk R.: On-board diagnostic of misfire event in diesel locomotives engines. Quarterly scientific-technical magazine: Rail-vehicles, nr 4/2002, 2002.

Prof. Jerzy Merkisz, DSc, MEng. – 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.



Mr Marek Waligórski, PhD, MEng. – doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Dr inż. Marek Waligórski – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.



Simulation and experimental coupled research of rate of heat release in DI diesel engine for various injection strategies

In the paper the rate of heat release analysis in direct injection diesel engine has been presented and discussed. The research has been carried out for two different injection strategies, i.e. for conventional single-phase injection and for triple-phase injection executed by a Common Rail injection system. The calculation methodology of heat release rate based on indicator diagram has been presented as well.

Key words: *fuel injection rate, rate of heat release, indicator diagram, compression ignition engine*

Badania symulacyjno-eksperymentalne przebiegu wywiązywania się ciepła w silniku wysokoprężnym dla różnych strategii zasilania

W artykule dokonano analizy przebiegu wydzielania się ciepła w cylindrze silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim. Badania prowadzono dla dwu różnych strategii wtrysku, tj. konwencjonalnego wtrysku jednokrotnego i potrójnego wtrysku realizowanego za pomocą systemu common rail. Przedstawiono również metodykę obliczania przebiegu wydzielania ciepła na podstawie wykresu indykatorowego.

Słowa kluczowe: *przebieg wtrysku paliwa, przebieg wywiązywania się ciepła, wykres indykatorowy, silnik wysokoprężny*

1. Introduction

The development of piston combustion engines throughout the last few decades has been determined by environment protection requirements reflected by more and more stringent limits on the emissions of toxic exhaust components. This is a great challenge for the engineers and users and at the same time the source of non-precedent competition in the sphere of production, research and implementation of state-of-the-art solutions and achievements in various fields of basic sciences.

The key process in the working cycle of combustion engines, decisive, to a large extent, in its usable parameters and exhaust toxicity is the phase of combustion of the fuel-air mixture. The basic task of this phase is the supply of heat for circulation in the volume and through a method necessary for the production of the desired final power effect in the engine. However, certain side effects, like in each combustion process, appear here, first of all in the form of exhaust gas emissions containing numerous toxic components. Their volume strictly depends on the combustion phase organization, the measurable index of the latter is the dQ/dt heat emission course. The knowledge on the volume and rate of heat emission in the working cycle is of crucial importance to the research-development work on piston combustion engines. Thanks to such knowledge we obtain additional, rich information resources on the combustion process, allowing a more extensive interpretation of the phenomena and cause-effect relationships taking place.

For DI Diesel engines, fuel injection is the primary process in relation to combustion. The appearance of the first fuel drops on the outlet from the injector nozzles, determined by the injection angle, initiated the chemical reactions leading

1. Wprowadzenie

Rozwój tłokowych silników spalinowych na przestrzeni ostatnich dziesięcioleci jest zdeterminowany wymaganiami ochrony środowiska, których odzwierciedleniem są sukcesywnie zaostrzane limity dotyczące emisji toksycznych składników spalin. Stanowią one duże wyzwanie dla konstruktorów i eksploataatorów, a zarazem są źródłem niespotykanej dotąd konkurencji w sferze wytwarzania, badań i implementacji najnowszych rozwiązań oraz osiągnięć z różnych dziedzin nauk podstawowych.

Kluczowym procesem w cyklu roboczym silników spalinowych, decydującym w głównej mierze o jego parametrach użytkowych i toksyczności spalin, jest faza spalania mieszanki paliwowo-powietrznej. Podstawowym zadaniem tej fazy jest dostarczenie ciepła do obiegu w takiej ilości i w taki sposób, aby wytworzyć żądany końcowy efekt energetyczny silnika. Jednak, jak przy każdym procesie spalania, tak i tutaj, pojawiają się pewne towarzyszące efekty uboczne, przede wszystkim w postaci emisji spalin zawierających wiele toksycznych związków chemicznych. Ich ilość ściśle zależy od organizacji fazy spalania, której z kolei wymiernym wskaźnikiem jest przebieg wydzielania się ciepła dQ/dt . Wiedza na temat ilości i szybkości wydzielania się ciepła w cyklu roboczym ma więc zasadnicze znaczenie w pracach badawczo-rozwojowych z dziedziny tłokowych silników spalinowych. Dzięki niej uzyskujemy dodatkowy, bogaty zasób informacji o procesie spalania, pozwalający na obszerniejszą interpretację zachodzących zjawisk i związków przyczynowo-skutkowych.

Dla silników wysokoprężnych procesem pierwotnym w stosunku do spalania jest wtrysk paliwa. Pojawienie się pierwszych kropeł paliwa na wylocie z rozpylacza, określo-

in consequence to self-ignition. This is the moment of rapid uncontrolled combustion of the fuel accumulated from the injection start to the self-ignition (Fig. 1 – full line). The combustion process is further controlled by the cylinder fuel supply method, described by the injection characteristic. Consequently, it should be expected that both the injection angle and its time characteristic would strongly affect the heat emission progress.

For environmental reasons, i.e. noise abatement and NO_x emissions, there is a tendency to minimize the peak heat emission rates $dQ/d\phi$ during the kinetic combustion in favor of increased volume of the heat emitted during diffusion combustion. It is also significant, due to the PM and HC emissions, reasonably fast completion of the combustion process and restriction of the post-combustion phase (Fig.

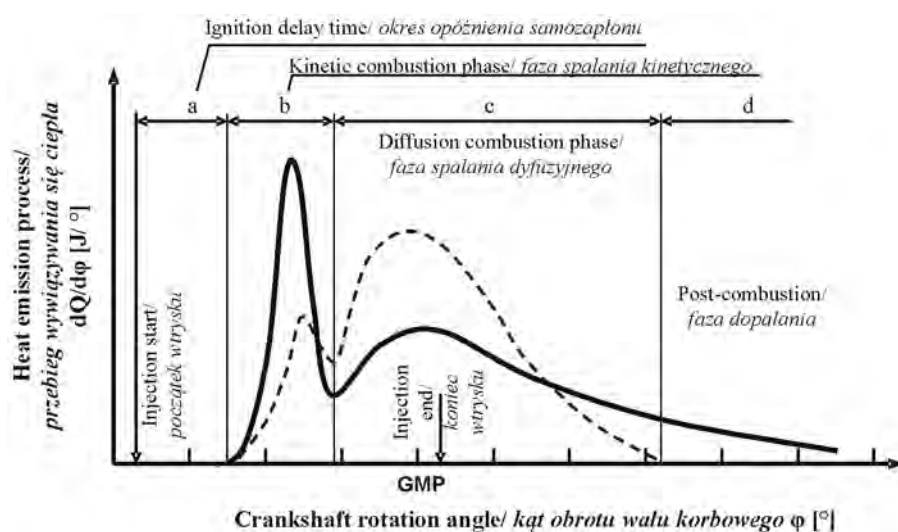


Fig. 1. Model characteristics of heat emission process in the D.I. Diesel engine combustion chamber [8]: ——— typical course, - - - - - desired course, according to environmental criteria [3, 5]

Rys. 1. Modelowa charakterystyka przebiegu wydzielania ciepła w komorze spalania silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim [8]: ——— przebieg typowy; - - - - - przebieg pożądany wg kryteriów ekologicznych [3, 5]

1 – dotted line). An efficient method of such heat emission modeling is the fuel injection characteristic control. The common rail power unit, considering the ability to divide the single-injection dose into several parts, provides great possibilities in this scope.

Direct measurement of heat emission course in a piston engine combustion chamber is impossible. However, the observation of the implications of such process is possible, of which the pressure course is the most measurable element. The changes of heat current inside the cylinder can be determined with high proximity based on the pressure course and by means of thermodynamic analysis.

2. Heat emission course determination methodology based on indicator graph

2.1. Engine's thermal balance

The thermal balance informs of the extent of power conversion contained in the fuel supplied to the engine into

ne kątem wyprzedzenia wtrysku, zapoczątkowuje reakcje chemiczne prowadzące w rezultacie do samozapłonu. Następuje wtedy faza gwałtownego, niekontrolowanego spalania paliwa nagromadzonego w okresie od początku wtrysku do chwili samozapłonu (rys. 1 – linia ciągła). W dalszej kolejności przebieg procesu spalania jest kontrolowany przez sposób dostarczania paliwa do cylindra, opisany charakterystyką wtrysku. Należy więc oczekiwać, że zarówno kąt wyprzedzenia wtrysku, jak i jego charakterystyka czasowa będą silnie oddziaływać na przebieg wydzielania ciepła.

Ze względów ekologicznych, tj. ograniczenia hałasu i emisji NO_x , dąży się do minimalizacji szczytowych wartości szybkości wydzielania ciepła $dQ/d\phi$ w okresie spalania kinetycznego na rzecz zwiększenia ilości wydzielonego ciepła w okresie spalania dyfuzyjnego. Istotne jest również, że

względem na emisję cząstek stałych PM i węglowodorów HC, możliwe szybkie zakończenie procesu spalania i ograniczenie fazy dopalania (rys. 1 – linia przerywana). Skuteczną metodą takiego modelowania przebiegu wydzielania ciepła jest sterowanie charakterystyką wtrysku paliwa. Układy zasilania typu common rail, z uwagi na zdolność do podziału pojedynczej dawki wtrysku na kilka części, stwarzają w tym zakresie dość duże możliwości.

Bezpośredni pomiar przebiegu wydzielania się ciepła w komorze spalania silników tłokowych nie jest możliwy. Możliwa natomiast jest obserwacja implikacji tego procesu, z czego stosunkowo najłatwiej mierzalny jest przebieg ciśnienia. Na jego podstawie i za pomocą analizy termodynamicznej obiegu można określić z dużym

przybliżeniem zmiany strumienia ciepła wewnątrz cylindra, które są efektem m.in. spalania paliwa oraz innych procesów cieplnych.

2. Metodyka określania przebiegu wydzielania ciepła na podstawie wykresu indykatorowego

2.1. Bilans cieplny silnika

Bilans cieplny informuje o stopniu konwersji energii zawartej w dostarczonej do silnika paliwie na pracę użyteczną. Wynosi on przeciętnie w warunkach mocy znamionowej od 25% dla silników ZI do 40% dla silników ZS [2]. Pozostała część ciepła jest tracona, m.in. w wyniku przenikania do ścianek komory spalania, a następnie do czynnika chłodzącego oraz oleju smarującego, tarcia elementów ruchomych silnika, niepełnego spalania i straty wylotowej spalin.

Wyróżnić można dwa rodzaje bilansu ciepła: zewnętrzny i wewnętrzny. Zewnętrzny bilans cieplny traktuje cały silnik

effective work. It amounts to the average 25% for spark ignition engines to 40% for self-ignition engines [2]. The remaining heat amount is lost, as a result of the penetration into the combustion chamber, subsequently, to the coolant and lubricant, friction of the moving elements of the engine, non-complete combustion and outlet loss of exhaust.

Two types of thermal balance can be differentiated: external and internal. The external thermal balance treats the whole combustion engine as an energy converter and describes how much of the energy content in fuel Q is used for generation of effective work on the engine's crankshaft L_e , and how much is dispersed to the environment through cooling Q_{ch} , radiation Q_r , due to internal friction Q_t etc.

The internal thermal balance includes the combustion chamber zone only and determines the division of power brought to the cylinder as fuel, into indicated work L_i , heat transferred to the cylinder walls Q_{ch} , power lost together with exhaust gases Q_w and as a result of incomplete combustion Q_{ns} :

$$Q = L_i + Q_{ch} + Q_w + Q_{ns} \quad (1)$$

From the heat evolution point of view, it is appropriate to rely on the internal thermal balance that determines the component thermal currents inside the total cylinder volume and gives view on the combustion efficiency, combustion chamber adiabaticity, use of fuel, etc. After all, the internal thermal balance and heat emission course are strictly connected. There are two notions describing the amount of heat emitted in the related nomenclature: gross and net heat emitted [8]. Such heat is the result of combustion of fuel Q (as in formula (1)) and is called gross heat emitted. Its total value is the product of burnt fuel dose m_c and the fuel calorific value W_u :

$$Q = m_f \cdot W_u \quad (2)$$

The net emitted heat Q_n in turn is the sum of internal overt energy U_s (translated into the change of cylinder load temperature change) and indicated work performed L_i . Its value is lower than the gross emitted heat Q by the value of heat given up to combustion chamber walls Q_{ch} :

$$Q_n = U_s + L_i = Q - Q_{ch} \quad (3)$$

The amount of heat given up to the combustion chamber walls Q_{ch} , as a rule represents 10 to 25% of the amount of heat produced out of combustion of fuel Q (gross emitted heat), where the lower values refer to engines with larger cylinder diameter [2]. Due to difficulty in exact definition of this heat current, to express the course of heat evolution in the cylinder, the net emitted heat Q_n is used.

2.2. Theoretical background to define the course of heat emission in the cylinder

As indicated before, the determination of the course of gross heat emission also requires the determination of change heat current transmitted to the combustion chamber walls, which complicates the analysis course, due to the high complexity of the process [7]. A more thorough analysis of the issue should also include such phenomena as gas blow-by into the crankcase or change of the internal energy of

spalinowy jako przetwornik energii i opisuje, jaka część energii zawartej w paliwie Q jest wykorzystywana do wytworzenia pracy użytecznej na wale korbowym silnika L_e , a jaka część jest rozpraszana do otoczenia przez chłodzenie Q_{ch} , promieniowanie Q_r , wskutek tarcia wewnętrznego Q_t itd.

Wewnętrzny bilans cieplny obejmuje natomiast tylko strefę komory spalania i określa rozdział energii doprowadzonej do cylindra w postaci dawki paliwa na pracę indukowaną L_i , ciepło oddane do ścianek cylindra Q_{ch} , energię traconą wraz ze spalinami Q_w i w wyniku niezupełnego spalania Q_{ns} (1).

Z punktu widzenia analizy wywiązywania się ciepła odpowiednie jest bazowanie na wewnętrznym bilansie cieplnym, który określa składowe strumienie ciepłe wewnątrz przestrzeni roboczej cylindra i daje jednocześnie pogląd na sprawność spalania, stopień adiabaticzności komory spalania, wykorzystanie paliwa itp. Pomiędzy wewnętrznym bilansem ciepła a przebiegiem wydzielania ciepła istnieje bowiem ścisły związek. W nomenklaturze przedmiotu funkcjonują dwa pojęcia opisujące wielkość wydzielonego ciepła: jest to ciepło wydzielone brutto i netto [8]. Ciepło jakie powstaje w wyniku spalania paliwa Q (wg wzoru (1)) nosi miano ciepła wydzielonego brutto. Jego całkowita wartość jest iloczynem dawki spalonego paliwa m_f oraz wartości opalowej paliwa W_u (2).

Ciepło wydzielone netto Q_n jest natomiast sumą energii wewnętrznej jawnej U_s (przekładającej się na zmianę temperatury ładunku cylindra) i wykonanej pracy indukowanej L_i . Jego wartość jest mniejsza od wartości ciepła wydzielonego brutto Q o wartość ciepła oddanego do ścianek komory spalania Q_{ch} (3).

Ilość ciepła oddawanego do ścianek komory spalania Q_{ch} stanowi z reguły od 10 do 25% ilości ciepła powstałego ze spalania paliwa Q (ciepła wydzielonego brutto), przy czym mniejsze wartości dotyczą silników o większej średnicy cylindra [2]. Z uwagi na trudność dokładnego określenia tego strumienia cieplnego najczęściej dla wyrażenia przebiegu wywiązywania się ciepła w cylindrze operuje się ciepłem wydzielonym netto Q_n .

2.2. Podstawy teoretyczne określenia przebiegu wydzielania ciepła w cylindrze

Jak już wcześniej zaznaczono, wyznaczenie przebiegu wydzielania się ciepła brutto wymaga dodatkowo określenia zmiany strumienia ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania, co komplikuje tok analizy z uwagi na wysoką złożoność tego procesu [7]. Dokładniejsza analiza zagadnienia powinna obejmować jeszcze takie zjawiska, jak przedmuch gazów do skrzyni korbowej czy zmiana energii wewnętrznej ładunku na skutek wtryskiwania paliwa. Przykłady uwzględniające powyższe procesy można znaleźć w literaturze [1, 2, 6, 8].

W dalszej części artykułu będzie przedstawiona metoda wyznaczania przebiegu wydzielania się ciepła netto. Pomijając efekt entalpii parującego paliwa oraz traktując ładunek cylindra jako termicznie i chemicznie jednorodny, zależnością wyjściową jest równanie I zasady termodynamiki dla układu zamkniętego, które mówi, że zmiana energii

the load as a result of fuel injection. Examples of the above processes can be found in references [1, 2, 6, 8].

The further part of this paper presents the methodology of net heat emission course determination. Disregarding the enthalpy effect of vaporizing fuel and treating the cylinder as thermally and chemically homogeneous, the initial relationship is the first law of thermodynamics equation for a closed system that states: the change in internal energy of a system is equal to the (net) heat current added to the system minus the work done by the system:

$$\frac{dQ_n}{d\phi} - p \frac{dV}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} \quad (4)$$

of which: $dQ_n/d\phi$ – initial net heat current flowing into the system [J/deg], p – pressure in the system [Pa], $dV/d\phi$ – change of system capacity [m³/deg], $dU/d\phi$ – change of internal energy of the system [J/deg].

It is assumed that the load in the cylinder is a mixture of ideal gases. Then, the equation (4) can be formulated as follows:

$$\frac{dQ_n}{d\phi} = p \frac{dV}{d\phi} + mc_v \frac{dT}{d\phi} \quad (5)$$

of which: m – system weight [kg], c_v – the specific heat of the system with constant capacity [J/kg], $dT/d\phi$ – change in the system temperature [K/deg], other determinations as above.

For ideal gases the relationship:

$$pV = mRT, \quad R = c_p - c_v = \text{const} \quad (6)$$

is also true, of which: V – system capacity [m³], R – individual gas constant [J/(kg·K)], c_p – specific heat of the system with constant volume [J/kg]; other determinations as above.

Therefore, after differentiation of equation (6) in relation to variables p , V and T we obtain:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (7)$$

The relationships (6) and (7) may be used for elimination of variable T in equation (5). Upon substitution and transformations, we obtain:

$$\frac{dQ_n}{d\phi} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{d\phi} + \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{d\phi} \quad (8)$$

or otherwise, assuming that $c_v/R = 1 / (\gamma - 1)$:

$$\frac{dQ_n}{d\phi} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\phi} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\phi} \quad (9)$$

of which: γ – isentropic exponent for working medium, $\gamma = c_p/c_v$, other determinations as above.

Pressure p and term $dp/d\phi$ appearing in formula (9) are determined by engine indication. The momentary combustion chamber capacity V and its change $dV/d\phi$ can be calculated out of the engine's geometric parameters. As

wewnętrznej układu jest wynikiem zmiany sumarycznego strumienia cieplnego dopływającego do układu (netto) i wykonanej przez układ pracy (4),

gdzie: $dQ_n/d\phi$ – wyjściowy strumień ciepła netto dopływający do układu [J/°OWK], p – ciśnienie w układzie [Pa], $dV/d\phi$ – zmiana objętości układu [m³/°OWK], $dU/d\phi$ – zmiana energii wewnętrznej układu [J/°OWK].

Zakłada się, że ładunek w cylindrze stanowi mieszaninę gazów doskonałych. Wtedy równanie (4) można zapisać w postaci (5),

gdzie: m – masa układu [kg], c_v – ciepło właściwe układu przy stałej objętości [J/kg], $dT/d\phi$ – zmiana temperatury układu [K/°OWK], pozostałe oznaczenia jak wyżej.

Dla gazów doskonałych prawdziwa jest również zależność (6),

gdzie: V – objętość układu [m³], R – indywidualna stała gazowa [J/(kg·K)], c_p – ciepło właściwe układu przy stałym ciśnieniu [J/kg]; pozostałe oznaczenia jak wyżej.

Stąd po zróżniczkowaniu równania (6) względem zmiennych p , V i T otrzymujemy (7).

Zależności (6) i (7) można wykorzystać do wyrugowania zmiennej T w równaniu (5). Po podstawieniu i przekształceniach otrzymujemy (8), lub inaczej, uwzględniając, że $c_v/R = 1 / (\gamma - 1)$ otrzymamy (9),

gdzie: γ – wykładnik izentropii dla czynnika roboczego, $\gamma = c_p/c_v$, pozostałe oznaczenia jak wyżej.

Występujące we wzorze (9) ciśnienie p oraz człon $dp/d\phi$ określa się przez indykowanie silnika. Chwilową objętość komory spalania V oraz jej zmianę $dV/d\phi$ można obliczyć z parametrów geometrycznych silnika. Jeśli chodzi natomiast o wykładnik izentropii γ , to dla silników ZS jego wartość zmienia się od 1,35 dla ładunku czystego powietrza do 1,26÷1,30 dla spalin [2]. W praktyce wystarczającą dokładność wyników otrzymuje się, przyjmując średnią wartość tego współczynnika na poziomie 1,3÷1,35 w całym zakresie obrotu wału korbowego silnika.

3. Badania przebiegu wydzielania ciepła przy różnych strategiach zasilania

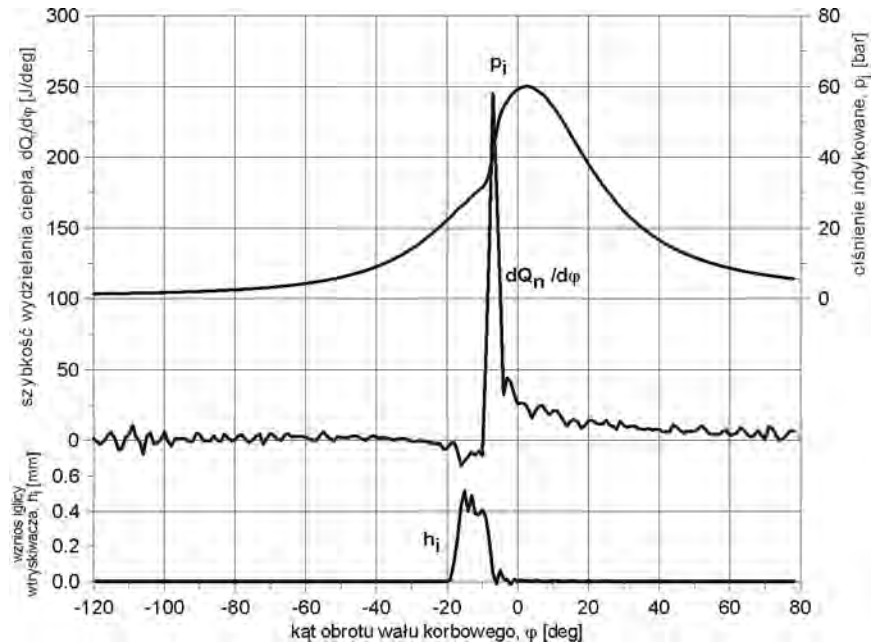
Pomiarów i obliczeń przebiegu wydzielania ciepła dokonano dla jednocylindrowego silnika badawczego z wtryskiem bezpośrednim typu SB3.1 o mocy 23 kW i znamionowej prędkości obrotowej 2200 min⁻¹. Realizowano przy tym dwie różne strategie zasilania. W pierwszej z nich zastosowano klasyczny układ wtryskowy, zapewniający wtrysk jednostopniowy o zmiennym ciśnieniu wtrysku, którego maksymalna wartość zależna jest od obciążenia silnika i nie przekracza 40 MPa. Następnie w silniku zaimplementowano elektronicznie sterowany, wysokociśnieniowy system wtrysku common rail, pracujący przy stałym ciśnieniu wtrysku o dowolnie ustawianej wartości i zapewniający możliwość realizowania wtrysku z podziałem dawki na trzy części [4].

Przebieg wydzielania się ciepła netto obliczono wg zależności (9), wykorzystując zmierzony przebieg ciśnienia w cylindrze oraz znane parametry geometryczne silnika. W celu obliczenia pochodnej ciśnienia względem kąta obrotu wału korbowego $dp/d\phi$, zmierzony przebieg w postaci serii danych

far as the isentropic exponent γ , is concerned, for spark ignition engines its value varies from 1.35 for clean air charge to 1.26÷1.30 for exhaust gases [2]. In practice, the sufficient accuracy of the results is obtained on the level 1.3÷1.35 throughout the whole range of the crankshaft angle.

3. Examining heat emission course for various power strategies

The measurements and calculations of heat emission course were carried out for a one-cylinder direct injection test engine SB3.1 of 23 kW power and 2200 rpm rated engine speed. Two different powering strategies were performed then. Classic injection system was used in the first strategy, providing single-phase injection with variable injection pressure, its maximum value depending on the engine load not exceeding 40 MPa. Then an electronically controlled, high-pressure common rail injection system was implemented, working at a constant pressure of injection freely set of value and providing the possibility to perform injection with dose divided into three parts [4].



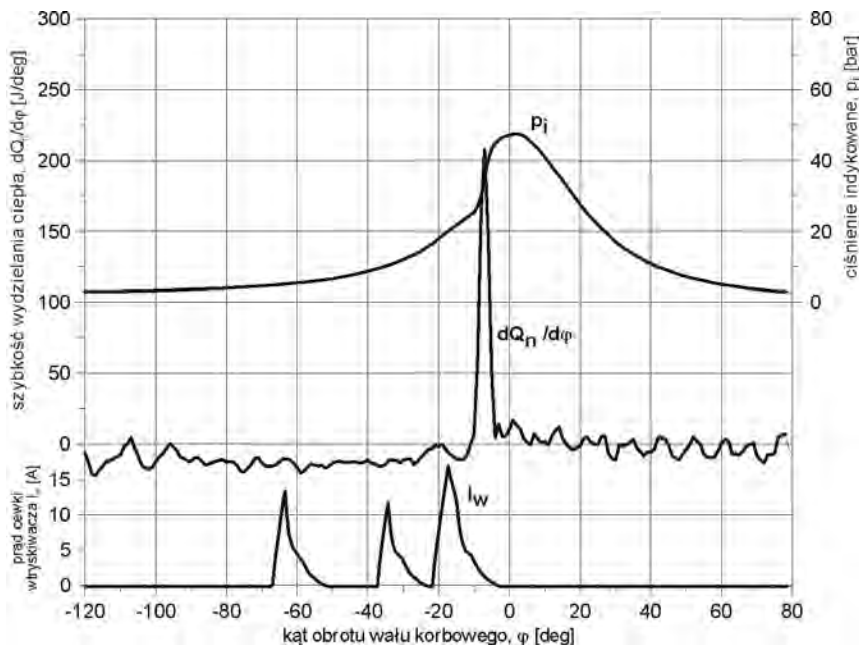
Legend: injector spray nozzle lift h_i [mm]; heat emission rate $dQ_n/d\phi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle ϕ [deg]

Fig. 2. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\phi$ and injector spray nozzle lift h_i for single injection with engine speed 1600 rpm and 50% load

Rys. 2. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\phi$ oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza h_i dla wtrysku jednokrotnego przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 50%

dykretnych interpolowano funkcją sklejaną typu spline. Na rysunkach 2÷7 przedstawiono wybrane wyniki pomiarów i

symulacji w postaci wykresów przebiegu ciśnienia w cylindrze, wydzielania się ciepła netto oraz skoku iglicy wtryskiwacza (dla wtrysku realizowanego konwencjonalnie) lub przebiegu prądu sterującego wtryskiwaczem CR. Rysunki 2–4 sporządzono dla prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego 1600 min^{-1} i obciążenia odpowiadającego 50-procentowej wartości maksymalnej, natomiast rys. 5–7 dla obciążenia odpowiadającego 100-procentowej wartości maksymalnej. Aby porównanie uzyskanych wyników dla różnych strategii wtrysku było miarodajne, pomiarów dokonywano dla jednakowych objętości całkowitej dawki wtrysku przypadającej na jeden cykl pracy silnika, tj. $56 \text{ mm}^3/\text{wtrysk}$ (rys. 2–4) oraz $92 \text{ mm}^3/\text{wtrysk}$ (rys. 5–7).



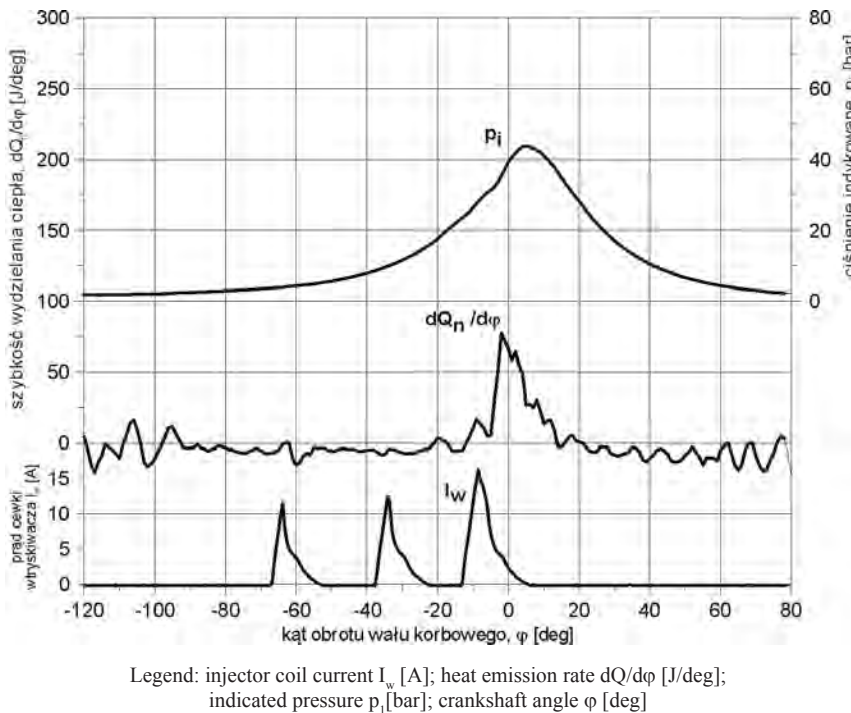
Legend: injector coil current in cylinder p_i ; heat emission rate $dQ_n/d\phi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle ϕ [deg]

Fig. 3. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\phi$ and injector control current I_w for triple injection with engine speed 1600 rpm and 50% load

Rys. 3. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\phi$ oraz prądu sterującego wtryskiwacza I_w dla wtrysku potrójnego przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 50%

4. Analiza wyników obliczeń i wnioski

Dokonując analizy wyników obliczeń, należy przede wszystkim zauważyć, że przebieg szybkości wydzielania się ciepła w cylindrze jest bardzo dobrym parametrem diagnostycznym



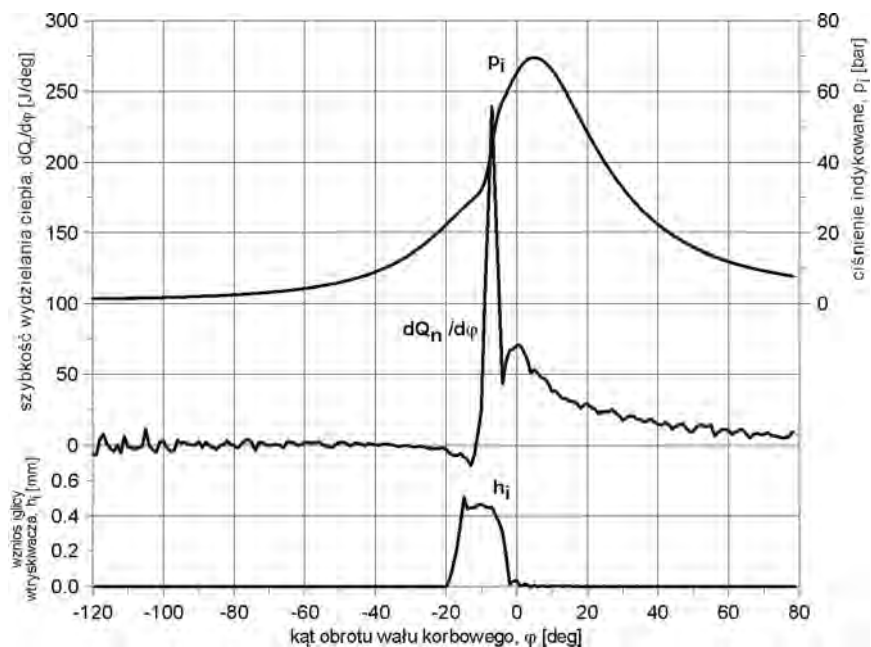
Legend: injector coil current I_w [A]; heat emission rate $dQ/d\phi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle ϕ [deg]
 Fig. 4. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\phi$ and injector control current I_w for triple injection with engine speed 1600 rpm and 50% load

Rys. 4. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\phi$ oraz prądu sterującego wtryskiwacza I_w dla wtrysku potrójnego z opóźnionym wtryskiem dawki głównej przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 50%

The course of net heat emission was calculated, according to relationship (9), using the measured pressure course in the cylinder and known geometric parameters. In order to calculate the pressure derivative in the cylinder in relation to the crankshaft angle $dp/d\phi$, measured in the form of a series of discrete data was interpolated by spline. Fig. 2÷7 present the results of measurements and simulations in the form of pressure course graphs in the cylinder, net heat emission and injector's needle lift (for the conventional injection) or a course of the current controlling injector CR. Fig. 2÷4 were made for engine speed of maximum torque 1600 rpm and load corresponding to 50 per cent maximum value, while Fig. 5÷7 for load corresponding to 100 per cent maximum value. For reliable comparison of the results obtained, measurements were made for identical capacities of the total injection dose falling on one cycle of engine operation, i.e. $56 \text{ mm}^3/\text{injection}$ (Fig. 2÷4) and $92 \text{ mm}^3/\text{injection}$ (Fig. 5÷7).

procesu spalania. Z dużą precyzją można określić początek spalania, a więc i okres opóźnienia samozapłonu, co nie zawsze jest możliwe do oszacowania na podstawie samego przebiegu ciśnienia w cylindrze. Na przedstawionych wykresach, a zwłaszcza dla wtrysku jednokrotnego, widoczny jest również odwrotny strumień ciepła pojawiający się tuż po wtrysnięciu paliwa. Jest to rezultat pobierania ciepła z komory spalania przez parujące krople paliwa. Jednokrotny wtrysk dużej dawki paliwa powoduje, że zjawisko to jest wyraźnie zaznaczone. Dla wtrysku potrójnego jest ono mniej widoczne.

Dla wtrysku jednokrotnego, realizowanego konwencjonalnie, uwagę zwraca bardzo duża dynamika wydzielania się ciepła w fazie spalania kinetycznego (rys. 2 i 5). Jest to zjawisko niekorzystne, ponieważ wywołuje duże przyrosty temperatury i ciśnienia, co z kolei skutkuje „twardością biegu” silnika i zwiększoną emisją NO_x . Wtrysnięcie niewielkich porcji paliwa przed wtryskiem dawki głównej powoduje zauważalne zmniejszenie maksymalnych wartości szybkości wydzielania się ciepła (rys. 3 i 6). Jest to spowodowane skróceniem okresu zwłoki samozapłonu dzie-



Legend: injector spray nozzle lift h_i [mm]; heat emission rate $dQ/d\phi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle ϕ [deg]
 Fig. 5. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\phi$ and injector spray nozzle lift h_i for single injection with engine speed 1600 rpm and 100% load

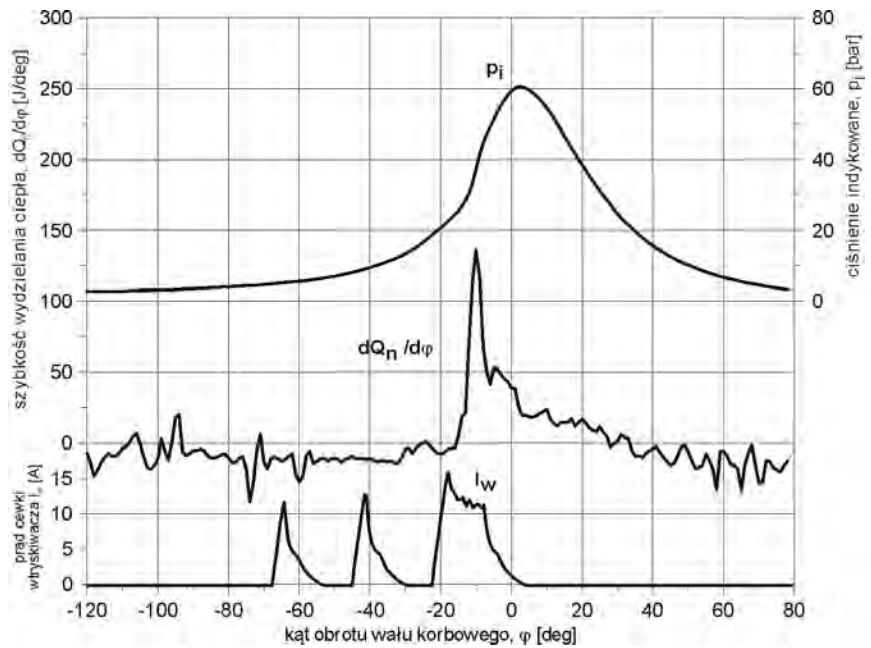
Rys. 5. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\phi$ oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza h_i dla wtrysku jednokrotnego przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 100%

4. Calculation result analysis and conclusions

While analyzing calculation results, one should first of all notice that the course of heat emission rate in the cylinder is a very good diagnostic parameter of the combustion process. The beginning of the combustion may be determined with high precision, i.e. the self-ignition delay process as well, which is not always possible to be estimated through the pressure course in the cylinder alone. The graphs, especially those of single injections, also present reverse heat current appearing directly after fuel injection. This is the result of taking heat from the combustion chamber through vaporizing fuel drops. A single injection of a large fuel dose causes that such phenomenon is clearly marked. It is less visible for the triple injection.

For single injection performed in a conventional way, the large dynamics of heat emission during kinetic combustion is noticeable (Fig. 2 and 5). This is an unfavorable phenomenon, because it evokes high temperature and pressure increase, which in turn, results in a "hard run" of the engine and increases NO_x emissions. Injection of small portions of fuel prior to the main dose injection causes a noticeable reduction of maximum heat emission rates (Fig. 3 and 6). This is caused by the reduction of self-ignition delay time, thanks to earlier initiation of pre-flame reactions that appear at the moment of injection of the first fuel drops. The heat emission course graphs show a slight increase of heat current then, right before the kinetic combustion phase.

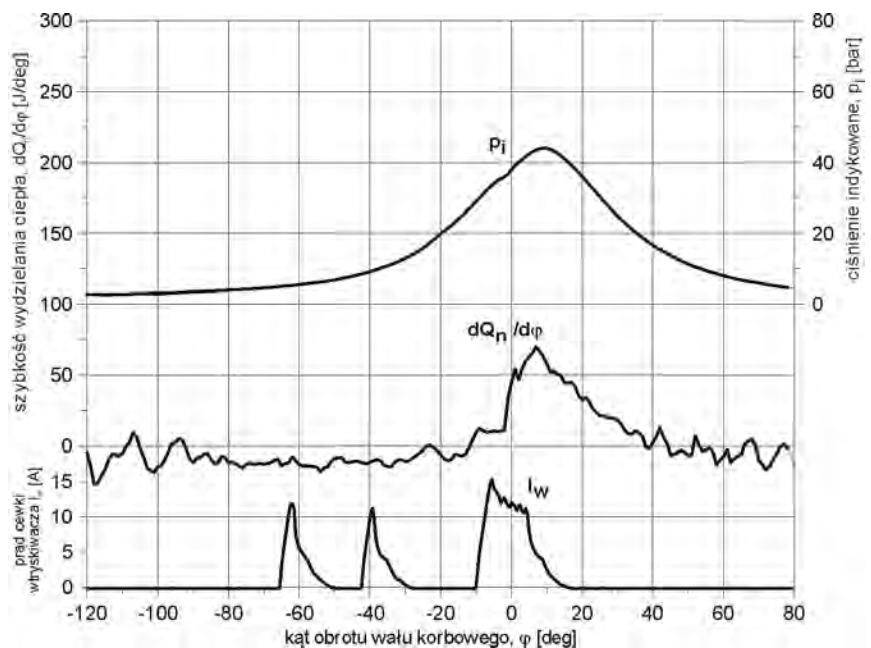
The further reduction of maximum heat emission rates is possible by a delay of the injection of the fuel main dose (Fig. 4 and 7). It results in a distinctive restriction of the kinetic combustion phase, the pressure course in the cylinder is milder as well. This is due to the fact that the fuel is injected into a space with conditions favorable for self-ignition, thus the self-ignition delay time is very short. The combustion course is controlled at that moment by fuel injection and vaporizing processes. This is



Legend: injector coil current I_w [A]; heat emission rate $dQ/d\varphi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle φ [deg]

Fig. 6. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\varphi$ and injector control current I_w for triple injection with engine speed 1600 rpm and 100% load

Rys. 6. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\varphi$ oraz prądu sterującego wtryskiwacza I_w dla wtrysku potrójnego przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 100%



Legend: injector coil current I_w [A]; heat emission rate $dQ/d\varphi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle φ [deg]

Fig. 7. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\varphi$ and injector control current I_w for triple injection with engine speed 1600 rpm and 100% load

Rys. 7. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\varphi$ oraz prądu sterującego wtryskiwacza I_w dla wtrysku potrójnego z opóźnionym wtryskiem dawki głównej przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 100%

favorable due to the maintenance of low NO_x emissions and lower dynamic loads of the piston-crank assembly dynamic load, which causes noise level reduction.

The heat emission rate is calculated through the pressure course in the cylinder and derivative of such a course. Therefore, a very accurate measurement of this parameter is of immense importance. Even minor cylinder pressure measuring errors cause serious mistakes in determination of the heat emission rate. It is particularly distinctive for minor pressure values, i.e. at the beginning of compression stroke and in the end of the decompression stroke, where the relative error of pressure measurement is highest.

Summarizing, the analysis of heat evolution course is really useful in research-development work, particularly in the scope of fuel injection strategy selection. It allows a more comprehensive and easier interpretation of particular engine control parameters of the combustion process, emissions of toxic exhaust components, noise, etc.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Brunt M. F. J., Platts K. C.: Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines. SAE Paper 1999-01-0187.
- [2] Heywood J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Co., New York 1988.
- [3] Hikosaka N.: A View of the Future of Automotive Diesel Engines. SAE Paper 972682.
- [4] Lejda K., Balawender K.: Adaptacja systemu Common Rail do silnika badawczego SB 3.1. Materiały XVI Międzynarodowej Konferencji Naukowej SAKON'05 nt. „Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji”. Oficyna Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2005.
- [5] Lejda K.: Injection systems of high speed diesel engines and development trends. Combustion Engines, No 4/2005 (123), PTNSS, Bielsko-Biała 2005.
- [6] Tamilporai T., Baluswamy N., Jawahar P. M., Subramaniam S., Chandrasekaran S., Vijayan K., Jaichandar S., Janci Rani J., Arunachalam K.: Simulation and Analysis of Combustion and Heat Transfer in Low Heat Rejection Diesel Engine Using Two Zone Combustion Model and Different Heat Transfer Models. SAE Paper 2003-01-1067.
- [7] Woś P.: Analiza wpływu charakterystyki wtrysku paliwa w silniku wysokoprężnym z komorą niedzielną na emisję tlenków azotu NO_x . Rozprawa doktorska. Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Rzeszów 2003.
- [8] Zhao H., Ladommatos N.: Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale 2001.

ki wcześniejszemu zapoczątkowaniu reakcji przedpłomienych, które pojawiają się w momencie wtrysku pierwszych kropli paliwa. Na wykresach przebiegu wydzielania się ciepła daje się wtedy zauważyć niewielki przyrost strumienia ciepłego tuż przed fazą spalania kinetycznego.

Dalsze zmniejszenie maksymalnych szybkości wydzielania się ciepła jest możliwe przez opóźnienie wtrysku głównej dawki paliwa (rys. 4 i 7). Skutkuje to wyraźnym ograniczeniem fazy spalania kinetycznego, łagodniejszy jest też przebieg ciśnienia w cylindrze. Spowodowane jest to tym, że paliwo wtryskiwane jest do przestrzeni, gdzie panują już dobre warunki do samozapłonu, a więc i okres opóźnienia samozapłonu jest bardzo niewielki. Przebieg spalania kontrolowany jest wtedy głównie procesami wtrysku i parowania paliwa. Jest to korzystne ze względu na utrzymanie niskiej emisji NO_x i mniejszych obciążeniach dynamicznych układu tłokowo-korbowego, co powoduje obniżenie poziomu hałasu.

Szybkość wydzielania się ciepła obliczana jest na podstawie przebiegu ciśnienia w cylindrze i pochodnej tego przebiegu. Stąd niezwykle istotny jest dokładny pomiar tego parametru. Niewielkie nawet błędy pomiarowe wartości ciśnienia w cylindrze powodują duże błędy w określeniu szybkości wydzielania ciepła. Widoczne jest to szczególnie dla niewielkich ciśnień, tj. na początku suwu sprężania i w końcu suwu rozprężania, gdzie błąd względny pomiaru ciśnienia jest największy.

Reasumując, analiza przebiegu wywiązywania się ciepła jest niezwykle przydatna w pracach badawczo-rozwojowych, zwłaszcza w zakresie doboru strategii wtrysku paliwa. Pozwala ona na pełniejszą oraz łatwiejszą interpretację wpływu poszczególnych parametrów regulacyjnych silnika na przebieg procesu spalania, emisję toksycznych składników spalin, hałasu itp.

Mr Kazimierz Lejda, DSc, DEng. – professor in Department of Mechanical Engineering and Aeronautics in Rzeszów University of Technology.

Dr hab. inż. Kazimierz Lejda – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Mr Paweł Woś, PhD, MEng. – doctor in Department of Mechanical Engineering and Aeronautics in Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Paweł Woś – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Mieczysław DZIUBIŃSKI
Stanisław WALUSIAK
Wiktor PIETRZYK

PTNSS-2008-SS1-103

Computerized diagnostic for the fuel injection control system

The purpose of the study is to carry out the experimental tests for the propulsion unit of the selected passenger car i.e. Skoda Felicia 1.3 MPI provided with Simos 2P system (manufactured by Siemens). The tests were carried out by means of an appropriate measuring equipment, among others AOC1K oscilloscope (digital recorder integrated with PC by means of RS232 interface) and a personal computer.

The measurements of signals on the contacts of the electronic control device encompass the measuring procedures for individual signals, in accordance with the contact symbols: the camshaft position sensor; the engine speed sensor; the lambda probe, the pressure sensor; the throttle position sensor; the idle speed control actuator; the knock sensor.

In some cases it is impossible to confirm the standard codes by the execution of diagnostic tests of the modern control system of ZI combustion engine, using the Simos 2P system.

Key words: car diagnostics, knock sensor, throttle actuator, pressure sensor, oxygen sensor, speed sensor

Komputerowa diagnostyka układu sterowania wtryskiem paliwa

W artykule przedstawiono badania eksperymentalne systemu sterowania jednostką napędową samochodu osobowego na przykładzie pojazdu marki Skoda Felicia 1.3 MPI, mającego system Simos 2P firmy Siemens. Badania przeprowadzono z użyciem m.in. oscyloskopu AOC1K (rejestratora cyfrowego, współpracującego z komputerem PC przez interfejs RS232) i komputera PC.

Pomiary sygnałów na stykach elektronicznego urządzenia sterującego obejmują procedury pomiarowe dla poszczególnych sygnałów: czujnika położenia i prędkości obrotowej wału korbowego, sondy lambda, czujnika ciśnienia zasysanego powietrza, czujnika położenia przepustnicy, regulatora biegu jałowego oraz czujnika spalania stukowego.

Wyniki badań układu sterowania silnika spalinyowego ZI, na przykładzie systemu Simos 2P, nie zawsze potwierdzają zgodność z wzorcowymi kodami.

Słowa kluczowe: diagnostyka pojazdowa, czujnik spalania stukowego, czujnik ciśnienia, czujnik tlenu

1. General

The use of the achievements in the scope of electronics, automatic control engineering and information technology appear to be an essential step in the automotive sector development stimulating the analyses of environment protection requirements, improving the road traffic safety and increasing the comfort of travel. In order to meet the requirements in the scope of modern equipment of the vehicles, it is necessary to promptly analyse the occurred situation (within a part of second), to elaborate the conclusions and to ensure the correct reaction, sometimes even against the actions performed by the driver, particularly in case of safety systems i.e. ABS, ESP increasing the level of safety on crowded roads which are not adapted to the design solutions of modern vehicles.

The electric and electronic equipment must be provided with power supply and must enable the information exchange between its individual units. Owing to the requirements in the scope information exchange in the modern vehicles, other types of airborne networks cabling had to be introduced – multiplex systems using among others optic fibres. The signals are adequately coded and transmitted in accordance with established data transmission protocols. The determination of potential defects and their localisation is generally limited to data reading via diagnostic interface between

1. Wstęp

Istotnym krokiem w rozwoju motoryzacji okazało się wykorzystanie osiągnięć z dziedziny elektroniki, automatyki i informatyki. Spowodowało to, że zaczęto realizować wymagania dotyczące ochrony środowiska, poprawiając bezpieczeństwo ruchu i zwiększając komfort podróżowania. Wymagania dotyczące współczesnego wyposażenia pojazdów wymuszają konieczność błyskawicznej analizy zaistniałej sytuacji, wypracowania wniosków i odpowiedniego zareagowania, niejednokrotnie wbrew czynnościom wykonywanym przez kierowcę. Dotyczy to szczególnie układów bezpieczeństwa, takich jak ABS, ESP, podnoszących bezpieczeństwo na zatłoczonych i nieprzystosowanych do konstrukcji współczesnych pojazdów drogowych.

Wyposażenie elektryczne i elektroniczne musi być zasilane i musi wymieniać między sobą informacje. Wymagania dotyczące przesyłu informacji we współczesnych pojazdach wymusiły wprowadzenie innego rodzaju okablowania sieci pokładowych – instalacje multipleksowe, wykorzystujące między innymi światłowody. Sygnały są odpowiednio kodowane i przesyłane zgodnie z przyjętymi protokołami transmisji danych. Dzięki zdolności systemu do szczegółowego dokumentowania i zapamiętywania wadliwego działania przez autodiagnozę, ewentualne określanie i lokalizowanie

the service device and central control module, because the system enables the detailed documentation and saving any defective operation by automatic diagnostic functions.

However sometimes it is impossible to confirm the conformity with the standard codes by the execution of diagnostic tests of the modern control system of ZI combustion engine, using the Simos 2P system (manufactured by Siemens).

2. Testing of the fuel injection control system

The tests executed for SIMOS 2P fuel injection and ignition system encompassed the following scope:

- checking of hydraulic connections in fuel system and checking of electric connections in the engine control system;
- measurements of the fuel flow rate and fuel pressure for the fuel supplied to the injectors;
- determination of electric parameters on the “control device edge” with ignition OFF, ignition ON and operating engine;
- execution of oscilloscope measurements for the sensors and actuators generating the signals changing dynamically in course of engine operation.

The tests were carried out by means of an appropriate measuring equipment, among others AOC1K oscilloscope (digital recorder integrated with PC by means of RS232 interface) and a personal computer.

The following vehicles provided with Simos 2P (Siemens) system were tested:

1. Skoda Felicia 1.3 MPI hatchback, manufacturing year – 1998; mileage – 220 000 km including 100 000 km using lead-free petrol LO 95 and 120 000km using LPG; maintenance and servicing in accordance with the manufacturer’s requirements;
2. Skoda Felicia 1,3 MPI pickup, manufacturing year – 1997; mileage – 70 000 km – using lead-free petrol LO 95; maintenance and servicing in accordance with the manufacturer’s requirements. A physical damage of the fuel injector and increased exhaust gases toxicity have been found in course of operation.

Prior to testing the sensors and actuators in the engine operation control system, the conductors shall visually inspected (for potential wearing or breaks) and evaluated for their technical condition. The inspection of the connectors connecting the wire assemblies with the devices is also required in order to avoid any faults to frame, fault to positive or between the wires included in the same wire assembly. Particular attention should be paid to contaminations deposited on the connectors which may result in increased resistance on the joint or complete circuit discontinuity.

It is extremely important to check the fuel system for correct operation i.e. the inspection of fuel pump relay and fuel pump. The hydraulic elements of the system must be checked for leak free and unobstructed condition.

The measurements of signals on the contacts of the electronic control device (Simos 2P) (ECM – *engine control module*) encompass the measuring procedures for individual signals, in accordance with the contact symbols. The meas-

urządzeń ogranicza się na ogół do odczytania danych przez złącze diagnostyczne między przyrządem serwisowym a centralnym modulem sterującym.

Celem pracy było przeprowadzenie badań diagnostycznych współczesnego układu sterowania silnika spalinowego ZI, na przykładzie systemu Simos 2P (firmy Siemens), pojazdu marki Skoda Felicia 1.3 MPI.

2. Badania układu sterowania wtryskiem paliwa

Badania układu sterowania wtryskiem paliwa i zapłonem Simos 2P obejmowały:

- sprawdzenie połączeń hydraulicznych układu paliwowego oraz połączeń elektrycznych układu sterowania silnikiem,
- wykonanie pomiarów wydatku i ciśnienia paliwa dostarczanego do wtryskiwaczy,
- ustalenie wartości wielkości elektrycznych na „krawędziówce urządzenia sterującego” podczas wyłączonego zapłonu, włączonego zapłonu i pracy silnika,
- przeprowadzenie pomiarów czujników i elementów wykonawczych generujących sygnały zmieniające się dynamicznie podczas pracy silnika.

Badania przeprowadzano z użyciem odpowiedniej aparatury pomiarowej, między innymi oscyloskopu AOC1K (rejestratora cyfrowego, współpracującego z komputerem PC przez interfejs RS232) i komputera PC.

Obiektem badań były samochody wyposażone w system Simos 2P (Siemens):

1. Skoda Felicia 1.3 MPI hatchback, rok produkcji – 1998; przebieg – 220 tys. km, w tym 100 tys. km – zasilanie benzyną bezołowiową LO 95 oraz 120 tys. km – zasilanie gazem LPG; obsługi techniczne zgodnie z wymogami producenta.
2. Skoda Felicia 1.3 MPI pickup, rok produkcji – 1997; przebieg – 70 tys. km – zasilanie benzyną bezołowiową LO 95; obsługi techniczne zgodnie z wymogami producenta; w trakcie eksploatacji stwierdzono uszkodzenie mechaniczne wtryskiwaczy paliwa oraz zwiększenie toksyczności spalin.

Badania czujników oraz urządzeń wykonawczych systemu sterowania pracą silnika należy poprzedzić oględzinami i oceną stanu technicznego przewodów (ewentualne przetarcia, zerwania) oraz konektorów łączących wiązki przewodów z urządzeniami, w celu wykluczenia zwarć do masy lub do plusa, ewentualnie pomiędzy przewodami tej samej wiązki przewodów. Szczególną uwagę należy zwrócić na zanieczyszczenia występujące na konektorach, mogące powodować zwiększenie rezystancji na złączu lub całkowite przerwanie obwodu.

Bardzo istotne jest sprawdzenie poprawności działania układu paliwowego: kontrola przepływności pompy paliwa, pompy paliwa, szczelności oraz drożności elementów hydraulicznych układu.

Pomiary sygnałów na stykach elektronicznego urządzenia sterującego (Simos 2P) (ECM – *engine control module*) obejmują procedury pomiarowe dla poszczególnych sygnałów, zgodnie z oznaczeniem styków. Pomiary ułatwia skrzynka pomiarowa (adapter) włączana pomiędzy urządzenie a wiązkę przewodów. W sytuacji braku adaptera,

urements are facilitated by means of the measuring box (adapter) incorporated between the device and wire assembly. In case of lacking adapter, a special probe penetrating through the conductors (invasive method) should be used. The values of voltages shall conform with those specified in the servicing manual. In case of voltages different from service voltages, check the cabling and fuses.

After completed tests, the error codes memory in engine control module shall be cleared.

The examinations of Hall-effect based **CMP – camshaft position sensor and RPM – engine speed sensor** consist in checking of the sensor supply voltage and in recording of the signal generated by the operating sensor. Refer to Fig. 1 for illustration of the record representing a rectangular pulse

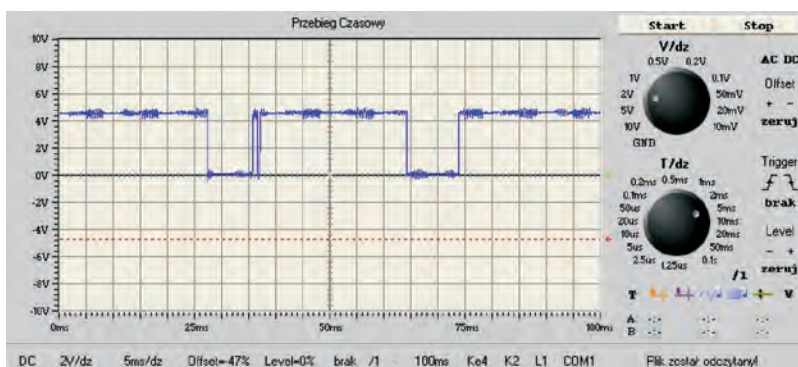


Fig. 1. Incorrect signal of the speed sensor

Rys. 1. Nieprawidłowy sygnał czujnika prędkości obrotowej

incorporating voltage peaks up to 4.4 V corresponding to the proximity between the sensor and magnets incorporated on the flywheel. Insignificant signal oscillations visible on horizontal lines of the representation were resulted from the material fragments separated from rotating magnets and deposited on metal element of the sensor. Such situation caused the disturbances in correct interpretation of the signal by the engine control module and could be a potential reason of the disturbances in uniform engine operation in particular circumstances.

The measurements of the signals on lambda probe contacts with heater lambda probe (HO2S – heated oxygen sensor) encompass the measurement procedures for individual signals using the contacts symbols in accordance with the documentation. Prior to starting the measurements, the probe heater should be checked for correct operation.

The lambda probe signal checking is carried out after the achievement of the operation temperature by engine. The signal generated by a new correctly operating probe at the speed of 2000 rpm is illustrated in Fig. 2. The frequency of probe signal oscillations is equal to about 1.5 Hz.

The lambda probe operates in feedback mode; therefore its signal is similar

należy użyć specjalną sondę przebijającą przewody (metoda inwazyjna). Wartości napięć powinny być zgodne z wartościami podanymi w instrukcji serwisowej. Jeżeli napięcia są inne niż wartości serwisowe, należy sprawdzić okablowanie oraz bezpieczniki.

Po wykonaniu badań należy wykasować pamięć kodów błędów z urządzenia sterującego silnikiem.

Badania czujnika położenia i prędkości obrotowej wału korbowego (CMP – camshaft position sensor) (RPM – engine speed sensor) (hallotronowy) sprowadzają się do sprawdzenia napięcia zasilania czujnika oraz zarejestrowania sygnału pochodzącego od pracującego czujnika. Zarejestrowany przebieg przedstawiono na rys. 1. Widoczny jest sygnał prostokątny, w którym skoki napięcia do 4,4 V odpowiadają „napotkaniu” czujnika przez naklejone na kole zamachowym wirujące magnesy. Niewielkie oscylacje sygnału na poziomych liniach przebiegu były spowodowane osadzeniem się na elemencie metalowym osadzeniem się na elemencie metalowym odrywającym od wirujących magnesów. Sytuacja taka powodowała zakłócenia w poprawności interpretacji sygnałów przez urządzenie sterujące, a w szczególnym przypadku mogła spowodować zakłócenia w równomierności pracy silnika.

Pomiary sygnałów na stykach sondy lambda (HO2S – heated oxygen sensor) obejmują procedury pomiarowe dla poszczególnych sygnałów przy wykorzystaniu oznaczeń styków zgodnie z dokumentacją. Przed przystąpieniem do pomiarów należy sprawdzić poprawność działania grzałki sondy.

Sprawdzenie sygnału sondy lambda przeprowadza się po osiągnięciu przez silnik temperatury eksploatacyjnej. Na rysunku 2 przedstawiono sygnał nowej, poprawnie działającej sondy przy 2000 obr/min. Sygnał sondy oscyluje z częstotliwością około 1,5 Hz.

Sonda lambda pracuje w sprzężeniu zwrotnym, zatem jej sygnał zbliżony jest do nieregularnej sinusoidy, której częstotliwość zmian powinna zawierać się w granicach od 0,5 Hz na biegu jałowym do 4 Hz przy prędkości obrotowej

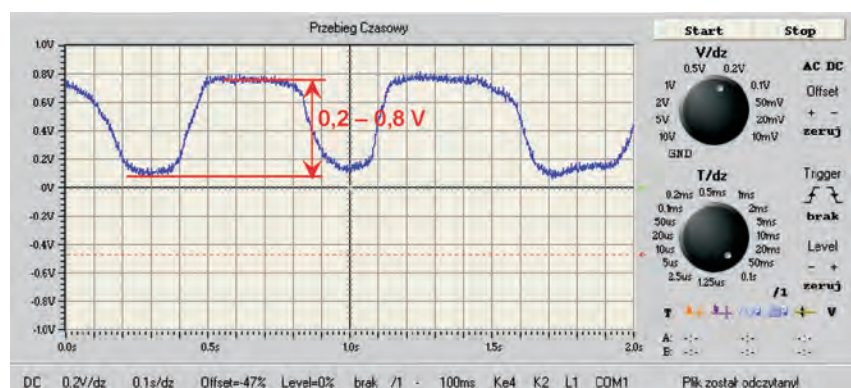


Fig. 2. Correct signal of lambda probe (for engine speed of 2000 rpm)

Rys. 2. Prawidłowy sygnał sondy lambda (dla prędkości obrotowej silnika 2000 obr/min)

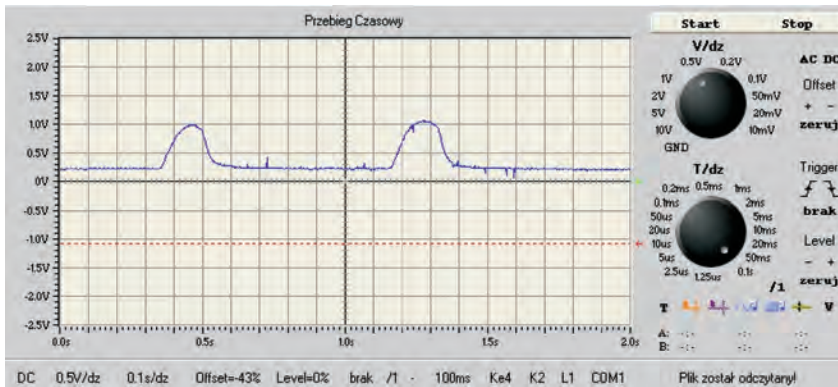


Fig. 3. Incorrect signal of the lambda probe
Rys. 3. Nieprawidłowy sygnał sondy lambda

to an irregular sinusoid with variations frequency to be included between 0,5 Hz on idling and 4 Hz for engine speed of about 4000 rpm. The lambda probe signal illustrated in Fig. 3 is incorrect. The probe is inactive, some characteristic rises visible in the oscillogram were produced in the result of a momentary increase of the engine speed from 1000 to 4000 rpm, but any sinusoid characterizing the lambda probe is invisible in the further part of the diagram.

After long term operation, particularly in extreme conditions, for instance in case of damage occurred in engine control module or engine running on LPG, the lambda probe is subject to natural ageing manifesting itself in the form of gradually reduced operation frequency. Such circumstances are usually not detectable by means diagnostic testers, but can be indicated by increased content of toxic compounds in exhaust gases. However the correct diagnosis for lambda probe is possible by means of an oscilloscope only.

The measurements of the signals on the air suction pressure sensor contacts (MAP – manifold absolute pressure sensor) encompass the measurement procedures for individual signals using the contacts symbols in accordance with documentation. The values of supply voltages are checked after the ignition switching

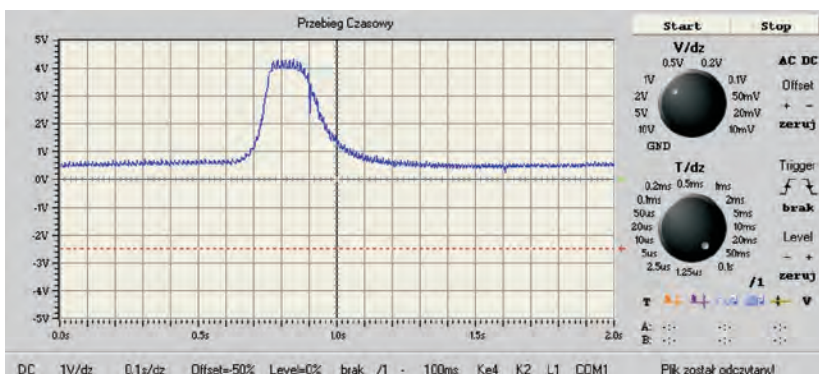


Fig. 5. Incorrect signal of the air suction pressure sensor
Rys. 5. Nieprawidłowy sygnał czujnika ciśnienia powietrza dolotowego

silnika około 4000 obr/min. Na rysunku 3 przedstawiono nieprawidłowy sygnał z sondy lambda. Sonda nie pracuje, widoczne na oscylogramie charakterystyczne wzniesienia powstały w wyniku chwilowego zwiększenia prędkości obrotowej silnika z 1000 do 4000 obr/min, natomiast w dalszej części wykresu nie stwierdza się charakterystycznej dla sondy lambda sinusoidy.

Sonda poddana długotrwałej eksploatacji, a szczególnie w warunkach ekstremalnych, jak na przykład awarie w układzie sterowania silnikiem, bądź zasilanie silnika gazem LPG, ulega naturalnemu starzeniu, co objawia się stopniowym zmniejszaniem częstotliwości pracy. Taki stan zazwyczaj nie jest wykrywalny przez testery diagnostyczne. Na zaistniałą sytuację może wskazywać zwiększona ilość toksycznych związków w spalinach, jednak właściwą diagnozę sondy lambda można przeprowadzić tylko za pomocą oscyloskopu.

Pomiary sygnałów na stykach czujnika ciśnienia powietrza dolotowego (MAP – manifold absolute pressure sensor) obejmują procedury pomiarowe dla poszczególnych sygnałów przy wykorzystaniu oznaczeń styków zgodnie z dokumentacją. Napięcia zasilania sprawdza się po wyłączeniu

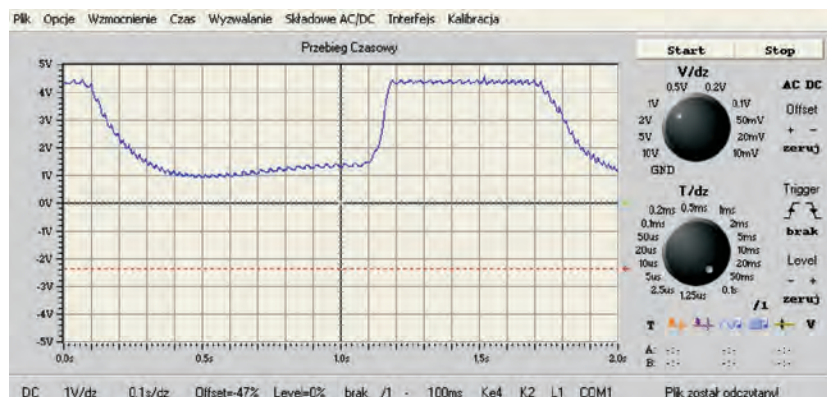


Fig. 4. Correct signal of the air suction pressure sensor
Rys. 4. Prawidłowy sygnał czujnika ciśnienia powietrza dolotowego

czeniu zapłonu pomiędzy odpowiednimi złączami wiązki zasilającej. Napięcie to powinno wynosić 5 V.

Rejestrację przebiegu sygnału przeprowadza się po podłączeniu sondy oscyloskopu do odpowiedniego złącza wiązki zasilającej czujnik po uruchomieniu silnika. Na rysunku 4 przedstawiono zarejestrowany przebieg sygnału czujnika ciśnienia powietrza dolotowego.

Na rysunku 5 przedstawiono zarejestrowany sygnał uszkodzonego czujnika ciśnienia.

OFF between corresponding connectors of the power supply wire assembly. The voltage shall be equal to 5 V. The signal is recorded after the connection of the oscilloscope probe to the corresponding connector of the wire assembly supplying the sensor after engine starting. Refer to Fig. 4 for the representation of recorded signal of the air suction pressure sensor and to Figure 5 for the representation of recorded signal of a damaged pressure sensor.

The measurements of the signals on the throttle position sensor contacts (throttle actuator potentiometer) (TP – *throttle position sensor*) encompass the measurement procedures for individual signals using the contacts symbols in accordance with documentation. The value of supply voltage is checked between corresponding connectors of the power supply wire assembly after the ignition switching ON. The voltage shall be equal to 5 V. The sensor signal is checked after the connection of oscilloscope probe to the corresponding connector of wire assembly supplying to sensor with throttle open and closed..

Refer to Fig. 6 for the representation of the signal obtained from the throttle position sensor. The oscilloscope signal should not be interrupted along its whole length (local voltage drops to 1,2 V in course of acceleration – local voltage drops would be the symptoms of discontinuities on the resistance element of the sensor).

The measurements of the signals on the contacts of idle speed control actuator unit (*throttle actuator*) (ISC – *idle speed control actuator position sensor*) encompass the measurement procedures for individual signals using the contacts symbols in accordance with documentation.

The signal is checked after the connection of oscilloscope probe to the corresponding connector of wire assembly supplying to throttle actuator and after the engine starting.

The signal displayed on the oscilloscope should encompass the voltage pulses on the ends of rectangular pulse (Fig. 7) originating from the throttle actuator windings inductivity and demonstrating the winding continuity i.e. the correct operation of the throttle actuator motor.

The measurements of the signals on the contacts of knock sensor (KS) encompass the measurement procedures for individual signals using the contacts symbols in accordance with documentation.

The measurement procedure (resistance checking) to be carried out after the sensor removal, encompasses the checking if the engine block and the sensor surface are free of corrosion, otherwise the surfaces should be cleaned thoroughly. Then the sensor should be installed and tightened with correct torque. The resistance is checked between the connectors of the sensor. Its value should be infinitely high.

The measurement signal is checked after the connection of oscilloscope probe and af-

Pomiary sygnałów na stykach czujnika położenia przepustnicy (potencjometru nastawnika przepustnicy) (TP – *throttle position sensor*) obejmują procedury pomiarowe dla poszczególnych sygnałów przy wykorzystaniu oznaczeń styków zgodnie z dokumentacją. Sprawdzenie napięcia zasilania przeprowadza się między odpowiednimi złączami wiązki zasilającej po włączeniu zapłonu. Powinno ono

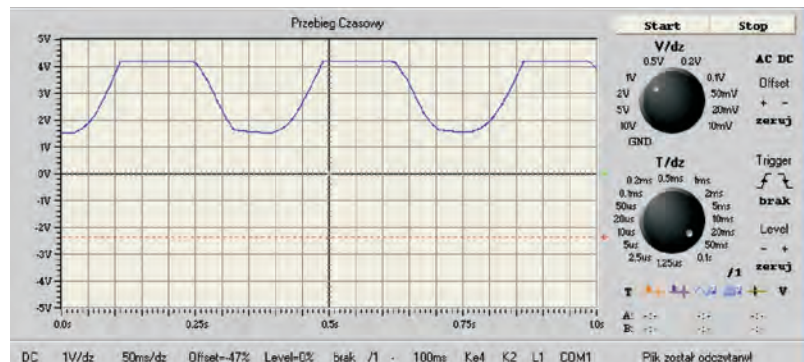


Fig. 6. Correct signal of the throttle position sensor

Rys. 6. Prawidłowy sygnał czujnika położenia przepustnicy

wynosić 5 V. Sprawdzenie sygnału czujnika przeprowadza się po podłączeniu sondy oscyloskopu do odpowiedniego złącza wiązki zasilającej czujnika, przy otwartej i zamkniętej przepustnicy. Na rysunku 6 przedstawiono otrzymane przebiegi sygnału z czujnika położenia przepustnicy. Przebieg sygnału oscyloskopowego nie powinien być na całej długości przerywany (miejscowe spadki napięcia do 1,2 V podczas przyspieszania – miejscowe spadki napięcia świadczyłyby o przerwach na elemencie oporowym czujnika).

Pomiary sygnałów na stykach zespołu regulatora biegu jałowego (nastawnika przepustnicy) (ISC – *idle speed control actuator position sensor*) obejmują procedury pomiarowe poszczególnych sygnałów przy wykorzystaniu oznaczeń styków zgodnie z dokumentacją.

Sprawdzenie sygnału przeprowadza się po podłączeniu sondy oscyloskopu do odpowiedniego złącza wiązki zasilającej nastawnika i uruchomieniu silnika.

Przebieg sygnału oscyloskopowego powinien mieć na końcach sygnału prostokątny (rys. 7) impulsy napięciowe pochodzące od indukcyjności uzwojenia nastawnika, świad-

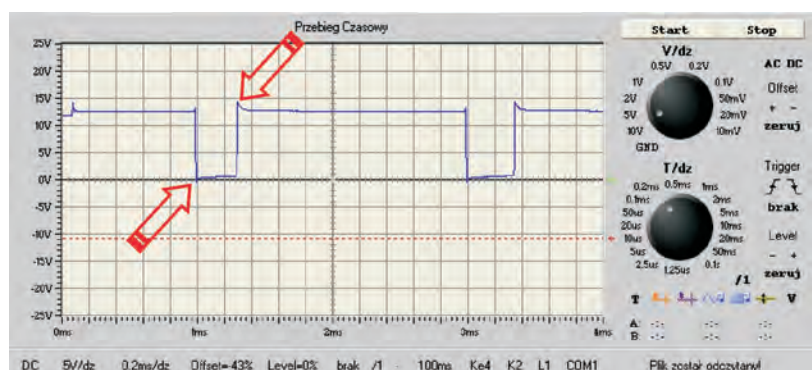


Fig. 7. Correct signal of the throttle actuator

Rys. 7. Prawidłowy sygnał nastawnika przepustnicy

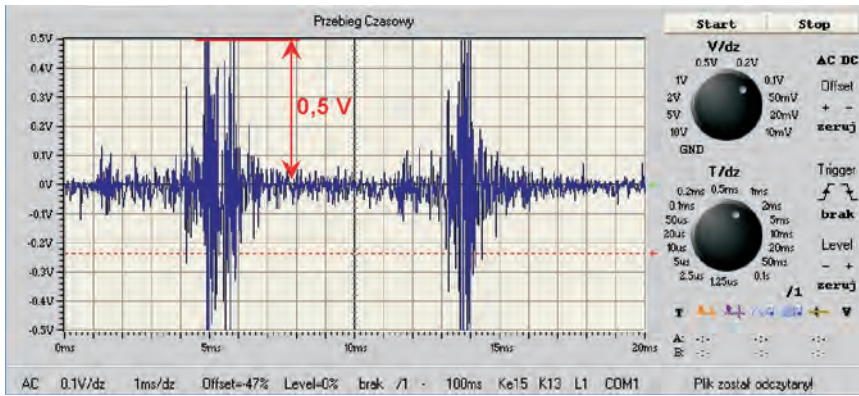


Fig. 8. Correct signal of the knock sensor (20 N·m)

Rys. 8. Prawidłowy sygnał czujnika spalania stukowego (20 N·m)

ter the engine starting. Refer to Fig. 8 for the representation of the signal from the sensor installed correctly (tightened with the torque of 20 N·m in accordance with the procedure) properly pressed to the surface of engine block. The voltage of 0.5 V is reached at vibration amplitude.

A damage in the form of improper contact between the sensor plane and the engine block plane has been simulated in the course of the measurement of the signal from the knock sensor. Such situation can occur in case of oxidation of the adhering surfaces or in case of incidental loosening of the sensor fastening bolt or in case of sensor tightened with incorrect torque. Improper contact of the sensor results in the errors in dynamic control of the ignition advance angle. Refer to Fig. 9 for the representation of the signal from the sensor tightened with the torque lower than its expected value i.e. 10 N·m – the signal amplitude is equal to 0.25 V in this case.

Refer to Fig. 10 representing the sensor tightened with the torque of about 2 N·m. The signal transmitted from the sensor is almost undetectable, its amplitude oscillates within 0.05

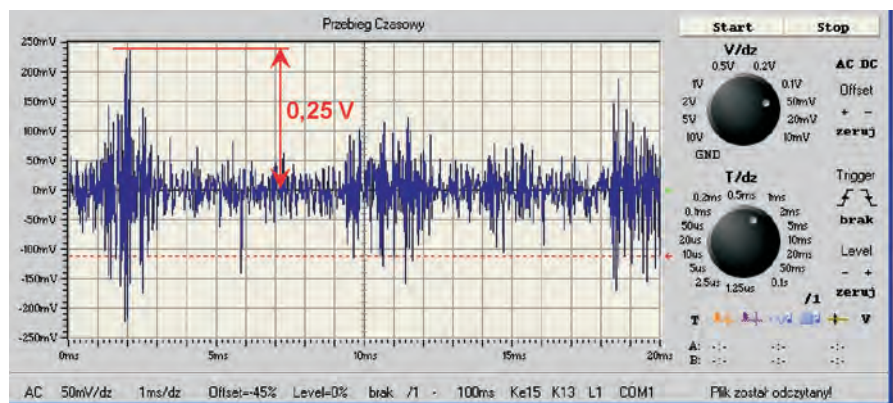


Fig. 9. Incorrect signal of the knock sensor (10 N·m)

Rys. 9. Nieprawidłowy sygnał czujnika spalania stukowego (10 N·m)

dokładnie oczyścić powierzchnie. Następnie należy zamontować czujnik i dokręcić go właściwym momentem. Rezystancję sprawdza się pomiędzy złączami czujnika. Jej wartość powinna być nieskończenie duża.

Sprawdzenie sygnału pomiarowego dokonuje się po podłączeniu sondy oscyloskopu i po uruchomieniu silnika. Na rysunku 8 przedstawiono zarejestrowany sygnał z czujnika właściwie zamontowanego (zgodnie z procedurą momentem 20 N·m) mającego właściwy docisk do powierzchni bloku silnika. Napięcie amplitudy drgań sięga 0,5 V.

Dokonując pomiaru sygnału z czujnika spalania stukowego, symulowano uszkodzenia w postaci niewłaściwego przylegania płaszczyzny czujnika do płaszczyzny bloku silnika. Taka sytuacja może zaistnieć w przypadku utlenienia się powierzchni przylegających lub samistnego odkręcenia się śruby mocującej czujnik, jak również dokręcenia czujnika niewłaściwym momentem. Niepoprawne przyleganie czujnika powoduje błędy w dynamicznej regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu. Na rysunku 9 przedstawiono sygnał

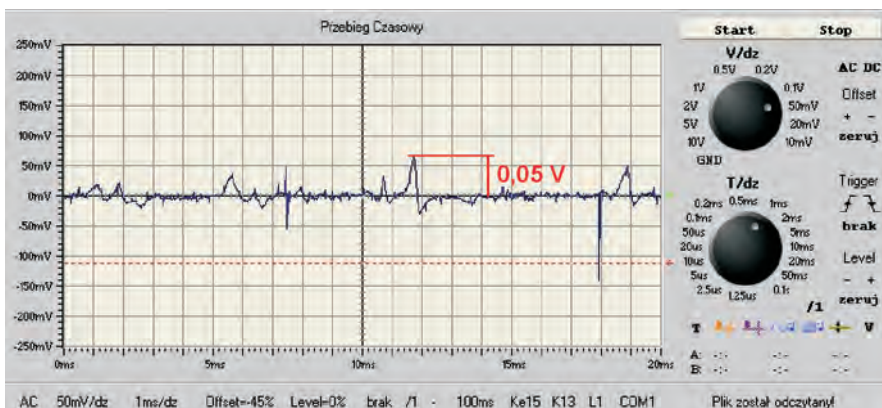


Fig. 10. Incorrect signal of the knock sensor (2 N·m)

Rys. 10. Nieprawidłowy sygnał czujnika spalania stukowego (2 N·m)

V. Therefore any correct information about the combustion processes occurring in the engine are unavailable.

3. Conclusions

The electronic devices installed in the vehicle must be subject to periodical diagnostic tests in order to ensure their correct operation and to perform their tasks. The diagnostic tester is capable to detect the error codes. Nevertheless the experience of diagnostic engineer and the use of other methods i.e. oscilloscope tests make it possible to precisely determine the damage.

Unless any parameters are not determined by the manufacturer for the signals obtained from the sensors, the correct air-fuel mixture usually can not be controlled properly, the engine performance is reduced and the content of toxic compounds of the exhaust gases is increased.

As an example which has been confirmed in our experimental tests, is „the behaviour” of lambda probe which has been operated in the testing object during the whole operation mileage of the vehicle (220,000 km) and has been exposed to extremely difficult operation conditions resulting from running on LPG. The difficult operation conditions resulted in prematurely „aged” probe which is demonstrated by the reduced frequency of its operation. Analogical disturbances have been detected in other sensors which could not be identified in the form of the error codes.

Artykuł recenzowany

czujnika dokręconego momentem o połowę mniejszym od przewidywanego, tj. 10 N·m – amplituda sygnału w tym przypadku wynosi 0,25 V.

Na rysunku 10 przedstawiono przypadek dokręcenia czujnika momentem około 2 N·m. Sygnał przekazywany z czujnika jest niemal niewykrywalny, jego amplituda oscyluje w granicach 0,05 V, co nie zapewnia właściwego przekazu informacji o zachodzących w silniku procesach spalania.

3. Podsumowanie

Urządzenia elektroniczne w pojeździe, aby mogły właściwie działać i wypełniać wszystkie powierzone zadania, muszą podlegać okresowym badaniom diagnostycznym. Tester diagnostyczny jest w stanie wykryć wiele usterek, jednak doświadczenie diagnosty oraz zastosowanie innych metod, takich jak badania oscyloskopowe, zapewnia ustalenie uszkodzenia.

Jeżeli sygnały z czujników nie mają określonych przez producenta parametrów, najczęściej nie zapewniają właściwej regulacji składu mieszanki, spadają osiągi silnika i następuje wzrost emisji toksycznych składników spalin do atmosfery. Przykładem, który potwierdził się w badaniach eksperymentalnych jest „zachowanie się” sondy lambda, która w obiekcie badań była przez cały przebieg eksploatacyjny pojazdu (220 tys. km) oraz była narażona na ekstremalne warunki eksploatacji spowodowane zasilaniem silnika gazem LPG. Trudne warunki eksploatacji spowodowały szybsze zużycie, tzw. „zestarzenie” się sondy, co objawia się obniżoną częstotliwością jej pracy. Analogiczne nieprawidłowości w działaniu stwierdzono w innych czujnikach.

Bibliography/Literatura

- [1] Burdka M.: Oscyloskop w diagnostyce samochodowej. Instytut Polski. Warszawa 2002.
- [2] Cedrych M.R.: Skoda Felicia, WKiŁ, Warszawa 1996.
- [3] Cedrych M.R., Schwarz J.: Skoda Fabia. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [4] Dziubiński M.: Elektroniczne układy pojazdów samochodowych. Wydawnictwo Naukowe Gabriel Borowski, Lublin 2004.
- [5] Dziubiński M.: Badania elektronicznych urządzeń pojazdów samochodowych. Wydawnictwo Naukowe Gabriel Borowski, Lublin 2004.
- [6] Wiśniewski S.: Badania eksperymentalne wyposażenia elektrycznego samochodu Skoda. Praca dyplomowa. Lublin 2007.
- [7] Autodata – CD 2.12.

Prof. Wiktor Pietrzyk, DSc, MEng – professor in the Faculty of Electrical Engineering and Computer Science, Department of Computer and Electrical Engineering, Lublin University of Technology.

Prof. zw. dr hab. inż. Wiktor Pietrzyk – profesor na Wydziale Elektrotechniki i Informatyki Politechniki Lubelskiej, kierownik Katedry Inżynierii Komputerowej i Elektrycznej.



Mr Mieczysław Dziubiński, PhD, MEng – Lublin University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Automotive Vehicles.

Dr inż. Mieczysław Dziubiński – st. wykładowca w Katedrze Pojazdów Samochodowych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.



Mr Stanisław Walusiak, PhD, MEng – Lublin University of Technology, Faculty of Electrical Engineering and Computer Science, Department of Computer and Electrical Engineering.

Dr inż. Stanisław Walusiak – st. wykładowca w Katedrze Inżynierii Komputerowej i Elektrycznej na Wydziale Elektrotechniki i Informatyki Politechniki Lubelskiej.



The use of piston engine brake as related to the emission of selected exhaust gas components

The paper includes a brief description of the methodology of obtaining dynamic characteristics of four basic exhaust gas emissions: CO_2 , CO , HC and NO_x based on combined data from road tests on the engine test beds NEDC and FTP-75. The characteristics developed through tests on a class C motor-car have been presented. The possible advantages thanks to the application of the dynamic characteristics developed have been indicated. The significant values of emission during engine braking have been pointed out. For a wider recognition of this area of dynamic characteristics, special chassis tests were carried out on the engine test bed, recording the emissions of the exhaust gas components listed in the modal system with 0.4 s rate in the test of full engine braking on III, IV and V gear. The results were summarized and assessed.

Key words: driving cycle, toxic emissions, combustion engines

Hamowanie tłokowym silnikiem spalinowym a emisja wybranych składników spalin

W artykule opisano w skrócie metodykę uzyskiwania charakterystyk dynamicznych emisji czterech podstawowych składników spalin: CO_2 , CO , HC i NO_x na bazie połączonych danych z testów jezdnych NEDC i FTP-75. Przedstawiono charakterystyki opracowane na podstawie wyników badań samochodu osobowego klasy C. Wskazano korzyści możliwe do uzyskania ze stosowania opracowanych charakterystyk dynamicznych. Zwrócono uwagę na istotne wartości emisji przy hamowaniu silnikiem. W celu szerszego rozeznania tego obszaru charakterystyk dynamicznych przeprowadzono specjalne badania na hamowni podwoziowej, rejestrując w systemie modalnym z krokiem 0,4 s emisje czterech wymienionych składników spalin w teście pełnego hamowania silnikiem na biegach: III, IV i V. Podsumowano i oceniono uzyskane wyniki.

Słowa kluczowe: test jezdny, emisja spalin, silnik spalinowy

1. Introduction

As described in [1, 2, 3], while performing the road tests, most of the exhaust gas components are emitted after the engine cold start. The latest trends in the legislation directives [4, 5] anticipate reduction of engine temperature at the moment of start and reduction of the time from the engine start to the beginning of the cruise, which will further increase the emission recorded in the NEDC test.

The stress put on the emission after the cold start is to force the automotive manufacturers to consider a more efficient protection against urbanized area contamination [6, 7], with the cold start and a few kilometer cruise as the dominating traffic model.

However, in the overall mileage of the car, the condition of engine operation with faultless catalytic converter is a fraction of the total vehicle driving time. The conclusion may be drawn that the emission level results obtained in the NEDC and FTP-75 road tests improperly reflect the effect of automotive contamination in the traffic analyses on transit routes and with higher average travel speeds with nominal temperature of the catalytic converter operation [8, 9]. Therefore, it is proposed to assume such traffic conditions for the analysis as data collected from the exhaust gas components in the NEDC and FTP-75 road tests, excluding the cold phases. The areas analyzed were highlighted in Fig. 1 and 2.

If emission is assumed as a function of speed and acceleration of the car (or speed and crankshaft angular acceleration of the engine crankshaft), the distribution of the measuring

1. Wprowadzenie

Jak opisano w [1, 2, 3], przy realizacji testów jezdnych większość składników spalin jest emitowana po tzw. zimnym rozruchu. Najnowsze trendy w dyrektywach legislacyjnych [4, 5] przewidują obniżenie temperatury silnika w momencie rozruchu i skrócenie czasu od rozruchu silnika do początku jazdy, co jeszcze bardziej zwiększy emisję rejestrowaną w teście NEDC.

Położenie nacisku na emisję po zimnym rozruchu ma zmusić producentów samochodów do brania pod uwagę skuteczniejszej ochrony przed skażeniami obszarów zurbanizowanych [6, 7], gdzie dominującym modelem ruchu jest zimny start i przejechanie kilku kilometrów.

Jednak w ogólnym przebiegu samochodu stan pracy silnika z nienagranym reaktorem katalitycznym stanowi ułamek całkowitego czasu ruchu pojazdu. Można z tego wyciągnąć wniosek, że wyniki emisyjności uzyskane w testach jezdnych NEDC i FTP-75 niewłaściwie odwzorowują oddziaływanie skażeń pochodzenia motoryzacyjnego w analizach ruchu na trasach tranzytowych i o większych średnich prędkościach przejazdu przy nominalnej temperaturze pracy reaktora katalitycznego [8, 9]. Z tego względu w niniejszym opracowaniu proponuje się przyjąć do analizy takich warunków ruchu dane zebrane z emisji składników spalin w testach jezdnych NEDC i FTP-75 z wyłączeniem tzw. faz zimnych. Obszary przyjęte do analiz zaznaczono na rys. 1 i 2.

Jeżeli przyjmie się emisję jako funkcję prędkości i przyspieszenia samochodu (lub prędkości i przyspieszenia

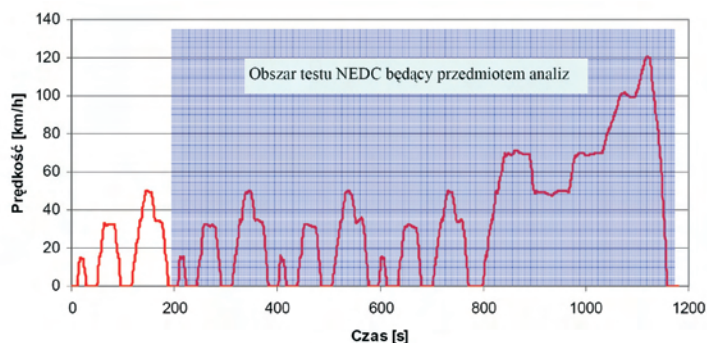
points in the coordinates may be presented as in Fig. 3. The distribution is a picture of combined measuring points during the performance of tests NEDC and FTP-75 with 1 s rate. Obviously, with this approach to the emission characteristics, Fig. 3 does not include the points excluded from the assessment (related to the cold start).

2. Methodology of creating approximated dynamic characteristics

This chapter presents the methodology and results of creating approximated characteristics of emissions of the said exhaust gas components and fuel consumption under dynamic conditions (in the function of speed and acceleration). The simplified definition of the characteristics obtained will be called “dynamic characteristics of emissions” [6, 10, 11]. The characteristics of this kind may be useful to characterize source emissions while considering dispersion of gas contamination of automotive origin.

The structure of such characteristics was based on the approximation methods with polynomials of combined data obtained from the NEDC and FTP-75 tests, excluding data from cold starts. The approximation questions during the making of the dynamic characteristics of emission were contained in publication [10, 6]. Paper [10] presents the proposal of combining the structure of the dynamic emission characteristics with the dynamic characteristic of a given vehicle type. This paper includes the approximations with the use of SURFER software, version 8, where the polynomial approximates a given function $f(x)$ with the method of smallest squares [11].

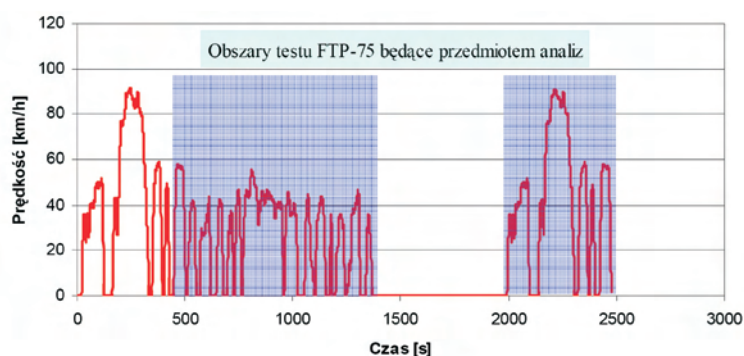
While considering the issue of approximation of dynamic characteristics of emissions and fuel consumption, the minimum numbers need to be determined of averaged data measuring cells in the coordinates: speed and acceleration. This



Legend: Speed [km/h]; time [s]

Fig. 1. NEDC road tests with highlighted ranges that were analyzed

Rys. 1. Test jezdny NEDC z zaznaczonymi zakresami, które były przedmiotem analiz

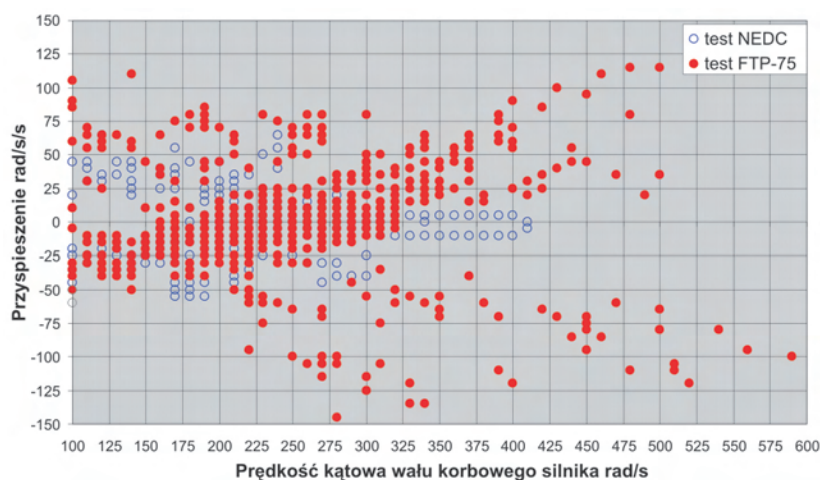


Legend: Speed [km/h]; time [s] – the FTP-75 test areas under analysis

Fig. 2. FTP-75 road test with highlighted ranges that were analyzed

Rys. 2. Test jezdny FTP-75 z zaznaczonymi zakresami, które były przedmiotem analiz

kątoowego wału korbowego silnika), to rozkład punktów pomiarowych w tych współrzędnych można przedstawić tak, jak na rys. 3. Rozkład ten jest obrazem połączonych punktów pomiarowych przy realizacji testów NEDC i FTP-75 przy kroku 1 sekundy. Oczywiście, przy przedstawionym podejściu do charakterystyk emisji, na rys. 3 nie ujęto punktów wyłączonych z oceny (dotyczących zimnego rozruchu).



Legend: acceleration rad/s/s; angular crankshaft speed of engine rad/s

Fig. 3. Location of measuring points upon the overlapping NEDC and FTP-75 tests

Rys. 3. Położenie punktów pomiarowych przy nałożeniu testów NEDC i FTP-75

2. Metodyka tworzenia aproksymowanych charakterystyk dynamicznych

W niniejszym rozdziale przedstawiono metodykę i wyniki tworzenia aproksymowanych charakterystyk emisji wymienionych składników spalin i zużycia paliwa w warunkach dynamicznych (w funkcji prędkości i przyspieszenia). W uproszczeniu uzyskane charakterystyki będą nazywane „dynamicznymi charakterystykami emisji” [6, 10, 11]. Charakterystyki tego typu mogą być przydatne do charakterystyki emisji źródeł przy rozpatrywaniu dyspersji zanieczyszczeń gazowych pochodzenia motoryzacyjnego.

Budowę tych charakterystyk oparto na metodach aproksymacji wielomianami

question is discussed in publication [10], and the number of cells assumed for the calculations of this paper guaranteed the obtaining of the assumed accuracies. In Fig. 3 as mentioned above, the distribution of measuring points from overlapped NEDC and FTP-75 tests has been presented.

While assessing the distribution of the measuring points shown in Fig. 3, one should notice that a significant part of the points is obtained with negative accelerations, i.e. with engine braking. It drew the author's attention to the emission results obtained in such conditions and inspired the preparation of this paper.

The proposed methodology of obtaining the dynamic characteristics of exhaust gas component emissions and fuel consumption offers wide possibilities to compare the emission source features in dynamic traffic conditions for an assumed speed profile in the function of time or distance. In paper [12] such possibilities were shown based on the example of emission assessment during vehicle travel through the city in various traffic light control patterns on more than a dozen of intersections. Only parts of the dynamic characteristics were used thereby corresponding to the positive accelerations and traffic in fixed conditions.

The dynamic characteristic may also be useful in comparisons and emission assessment while various kinds of fuel are applied in the engine. In Fig. 4 some sample emission characteristics were presented for a C class vehicle whose engine was fuelled alternatively with gasoline through the MPI (*Multi Point Injection*) system and compressed natural gas (CNG) in the multi-point sequential system. The characteristics show just a short range of negative accelerations, which resulted from the assumed use of positive accelerations only.

The characteristics presented in Fig. 4 show the possibilities of quantitative and qualitative assessment of the impact that the kind of fuel has on the emission of exhaust gas components.

Fig. 5 presents a typical isohypse dynamic characteristic of HC emissions for gasoline fuelling of a vehicle in the MPI system, made for the full range of accelerations obtained in the tests (Fig. 3). One should notice the significant emission concentration values in the area of engine braking, i.e. with negative accelerations. Similar phenomena were observed for the dynamic characteristics of emissions of other exhaust gas components. For a better examination and explanation of emissions in this range of loads, some tests were carried out and results published herein.

To determine the effect of the delays on the exhaust gas components emitted, the EUDC road test was performed, directly after the test the acceleration to 500 rad/s was applied and engine braking on gears: III, IV and V. The speed profile obtained is presented in Fig. 6–9. During the test the modal analysis of the emitted exhaust gas components was carried out. The superficial analysis of the results only suggests that emission during engine braking is a real phenomenon and is not just the result of the assumed algorithm of the dynamic characteristics approximation. It is also noticeable that such emissions fade after some time of delay.

połączonych danych uzyskanych z testów NEDC i FTP-75, z wyłączeniem danych z zimnych rozruchów. Zagadnieniom aproksymacji przy tworzeniu dynamicznych charakterystyk emisji poświęcono publikacje [10, 6]. W opracowaniu [10] przedstawiono propozycję powiązania budowy charakterystyk dynamicznych emisji z charakterystyką dynamiczną danego typu pojazdu. W niniejszym opracowaniu przeprowadzono aproksymacje przy użyciu programu SURFER wersja 8, w którym wielomian aproksymuje daną funkcję $f(x)$ metodą najmniejszych kwadratów [11].

Podjmując zagadnienie aproksymacji charakterystyk dynamicznych emisji i zużycia paliwa, należy określić minimalne liczby komórek uśrednionych danych pomiarowych we współrzędnych: prędkość, przyspieszenie. Temu zagadnieniu poświęcono publikację [10], a liczba komórek przyjmowanych do obliczeń w niniejszym opracowaniu gwarantowała uzyskiwanie założonych dokładności. Na rysunku 3, jak wspomniano, przedstawiono rozkład punktów pomiarowych z nałożonych testów NEDC i FTP-75.

Oceniając rozkład punktów pomiarowych przedstawiony na rys. 3, należy zwrócić uwagę na to, że znaczna część punktów uzyskiwana jest przy ujemnych przyspieszeniach, a więc przy hamowaniu silnikiem. Skierowało to uwagę autora na wyniki emisji uzyskiwane w takich warunkach i było inspiracją do opracowania tego artykułu.

Zaproponowana metodyka uzyskiwania charakterystyk dynamicznych emisji składników spalin i zużycia paliwa daje szerokie możliwości porównywania cech źródła emisji w dynamicznych warunkach ruchu dla założonego profilu prędkości w funkcji czasu lub drogi. W opracowaniu [12] wykazano takie możliwości na przykładzie oceny emisji przy przejeździe samochodu przez miasto w różnych scenariuszach sterowania światłami na kilkunastu skrzyżowaniach. Wykorzystywano przy tym jedynie części charakterystyk dynamicznych odpowiadające dodatnim przyspieszeniom i ruchowi w warunkach ustalonych.

Opracowane charakterystyki dynamiczne mogą być również przydatne do porównań i oceny emisji przy zasilaniu silnika różnymi rodzajami paliwa. Na rysunku 4 przedstawiono, opracowane przez autora, przykładowe charakterystyki emisji dla samochodu klasy C, którego silnik zasilano alternatywnie benzyną w systemie MPI (*Multi Point Injection*) i sprężonym gazem ziemnym (CNG) w systemie wielopunktowym, sekwencyjnym. Na charakterystykach przedstawiono jedynie niewielki zakres przyspieszeń ujemnych, co wynikało z założonego wykorzystania tylko obszaru dodatnich przyspieszeń.

Charakterystyki przedstawione na rys. 4 ukazują między innymi możliwości ilościowej i jakościowej oceny wpływu rodzaju paliwa na emisję składników spalin i zużycie paliwa obliczane z bilansu węgla.

Na rysunku 5 przedstawiono przykładową warstwicową charakterystykę dynamiczną emisji HC dla zasilania samochodu benzyną w systemie MPI, wykonaną dla pełnego zakresu przyspieszeń uzyskiwanych w testach (rys. 3). Należy zwrócić uwagę na występujące na rys. 5 znaczące wartości natężenia emisji w obszarze hamowania silnikiem, a więc

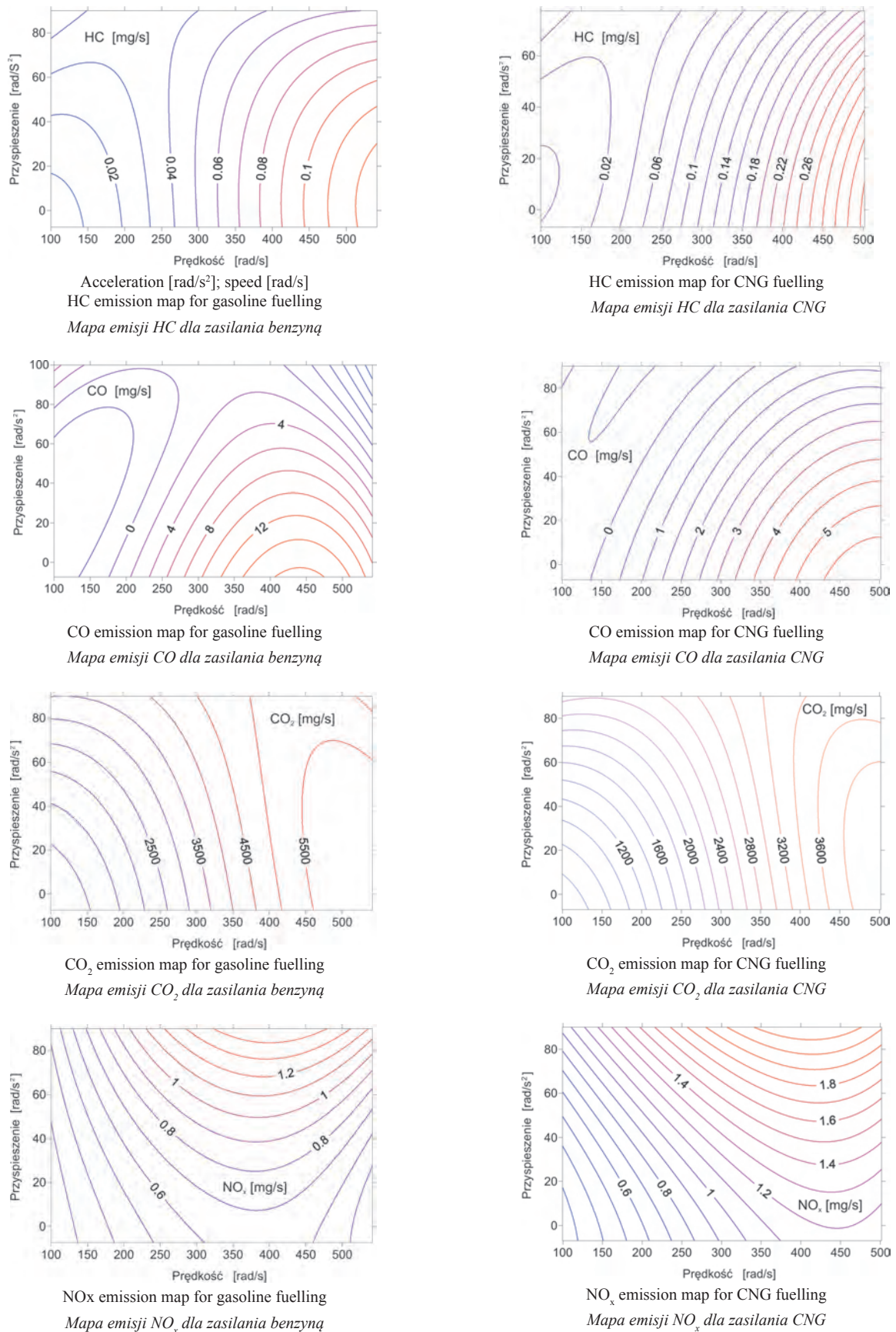
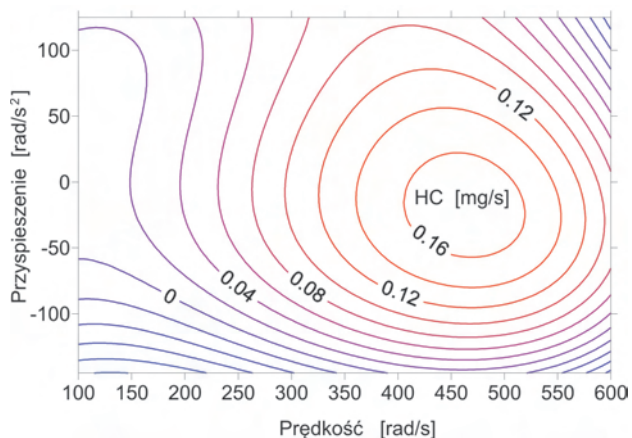


Fig. 4. Dynamic characteristics of exhaust gas components for fuelling the engine with gasoline and CNG for the vehicle examined
 Rys. 4. Charakterystyki dynamiczne emisji składników spalin dla zasilania silnika benzyną i CNG dla samochodu przyjętego do badań



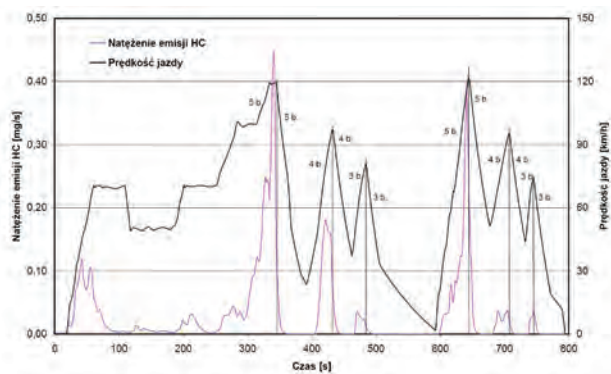
Acceleration [rad/s²]; speed [rad/s]

Fig. 5. Isohypse graph of HC emission during the NEDC and FTP-75 road tests with gasoline fuelling in the function of speed and angular acceleration of the engine crankshaft – grade III approximation

Rys. 5. Wykres warstwiczny emisji węglowodorów HC podczas realizacji testów jezdnych NEDC i FTP-75 przy zasilaniu benzyną w funkcji prędkości i przyspieszenia kątownego wału korbowego silnika – aproksymacja III stopnia

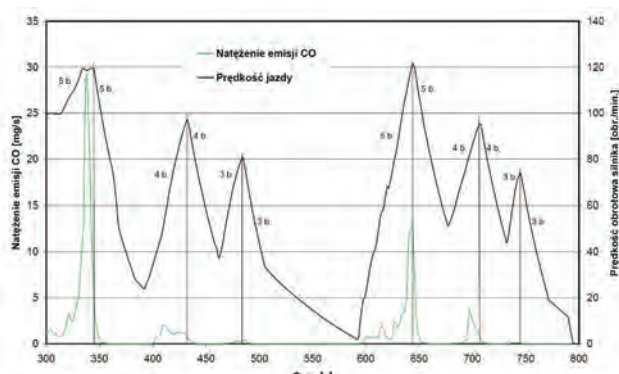
przy ujemnych przyspieszeniach. Podobne zjawiska zaobserwowano dla charakterystyk dynamicznych emisji pozostałych składników spalin. W celu lepszego poznania i wyjaśnienia emisji w tym obszarze obciążeń podjęto badania, których wyniki przedstawiono w niniejszym artykule.

Aby określić wpływ opóźnień na emitowane składniki spalin, zrealizowano test jezdny EUDC, po którym bezpośrednio przyspieszono do prędkości 500 rad/s i hamowano silnikiem na biegach: III, IV i V. Uzyskany profil prędkości przedstawiono na rys. 6–9. W trakcie testu prowadzono analizę modalną emitowanych składników spalin. Już pobieżna analiza uzyskanych wyników pozwala na stwierdzenie, że emisja przy hamowaniu silnikiem jest zjawiskiem rzeczywistym i nie wynika jedynie z przyjętego algorytmu aproksymacji charakterystyk dynamicznych. Można też zauważyć, że emisja ta zanika po pewnym czasie trwania opóźnienia. Obliczone z natężeń emisji ilości wyemitowanych składników spalin dla założonego profilu prędkości przedstawiono na rys. 10–13. Rysunki te stanowią graficzną informację ilości wyemitowanych czterech podstawowych składników spalin w [mg], w zależności od osiągniętych opóźnień od



Legend: HC emission intensity [mg/s]; cruising speed [km/h]; time [s]
Fig. 6. HC emission intensity course in the function of time for assumed speed profile

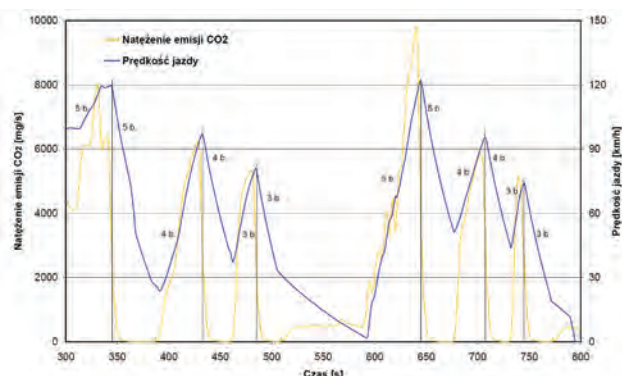
Rys. 6. Przebieg natężenia emisji HC w funkcji czasu dla założonego profilu prędkości



Legend: CO emission intensity [mg/s]; cruising speed [km/h]; engine speed [rpm]

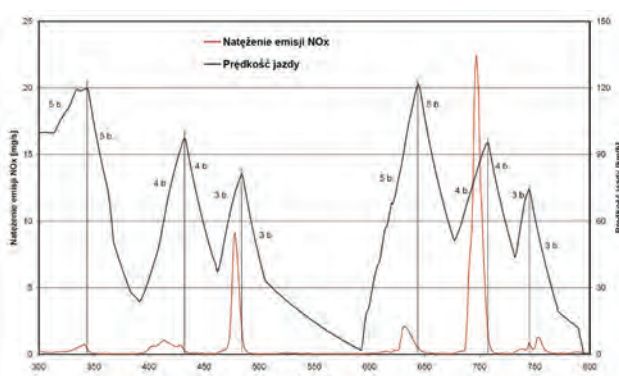
Fig. 7. CO emission intensity course in the function of time for assumed speed profile

Rys. 7. Przebieg natężenia emisji CO w funkcji czasu dla założonego profilu prędkości



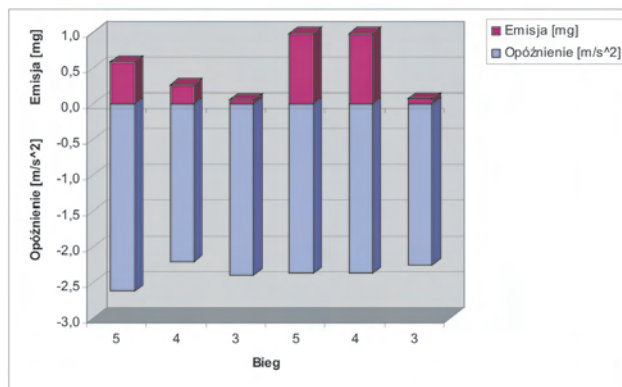
Legend: CO₂ emission intensity [mg/s]; cruising speed [km/h]; time [s]
Fig. 8. CO₂ emission intensity course in the function of time for the assumed speed profile

Rys. 8. Przebieg natężenia emisji CO₂ w funkcji czasu dla założonego profilu prędkości



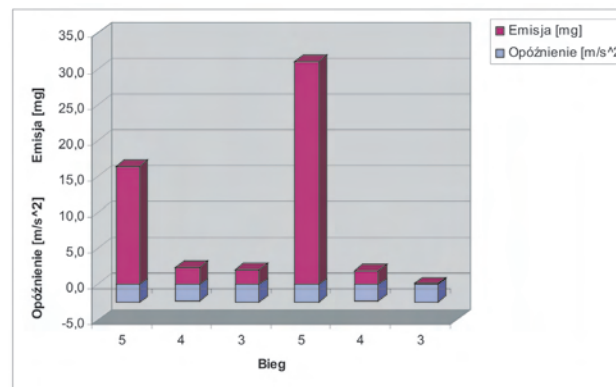
Legend: NO_x emission intensity [mg/s]; cruising speed [km/h]; time [s]
Fig. 9. NO_x emission intensity course in the function of time for the assumed speed profile

Rys. 9. Przebieg natężenia emisji NO_x w funkcji czasu dla założonego profilu prędkości



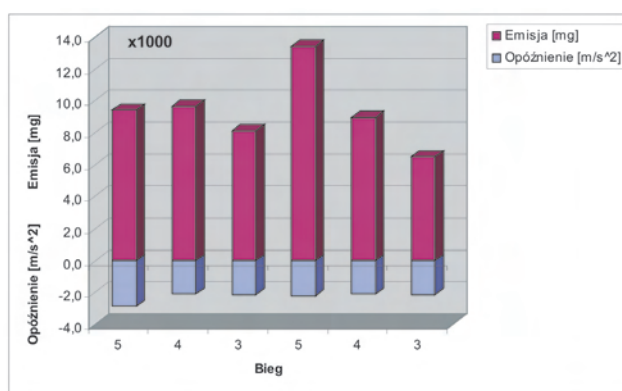
legend: delay [m/s^2]; emission [mg], gear
 Fig. 10. HC emission levels in the function of delays on gears III, IV and V

Rys. 10. Poziomy emisji HC w funkcji opóźnień na biegach III, IV i V



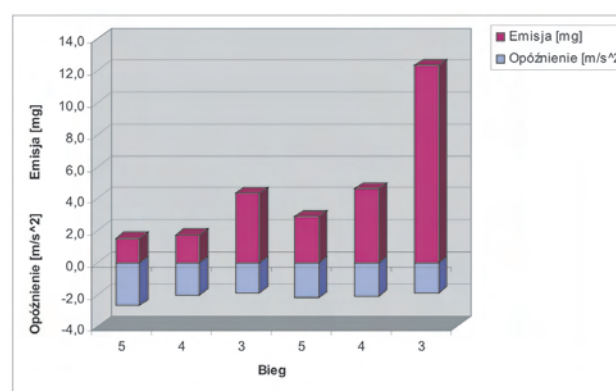
legend: delay [m/s^2]; emission [mg], gear
 Fig. 11. Poziomy emisji CO w funkcji opóźnień na biegach III, IV i V

Rys. 11. Poziomy emisji CO w funkcji opóźnień na biegach III, IV i V



legend: delay [m/s^2]; emission [mg], gear
 Fig. 12. CO_2 emission levels in the function of delays on gears III, IV and V

Rys. 12. Poziomy emisji CO_2 w funkcji opóźnień na biegach III, IV i V



legend: delay [m/s^2]; emission [mg], gear
 Fig. 13. NO_x emission levels in the function of delays on gears III, IV and V

Rys. 13. Poziomy emisji NO_x w funkcji opóźnień na biegach III, IV i V

The speeds calculated from emission intensities of the quantity of exhaust gas components emitted for the assumed speed profile are presented in Fig. 10–13. The drawings represent the graphic information on the quantity of the four basic exhaust gas components [mg], depending on the delays obtained since the initiation of the engine braking (taking foot off the accelerator). The sequence of the pillars in Fig. 10–13 corresponds to that of the measurements.

3. Summary

The tests carried out showed that the exhaust gas component emission during engine braking is a real phenomenon, not just the result of the assumed algorithm of dynamic characteristic approximation.

The causes of this phenomenon can be found in:

- Rapid drop of the catalytic reactor efficiency during complete engine braking,
- High inertia of the exhaust gases in the combustion engine exhaust system,
- Assumed methodology of measuring of the tailpipe exhaust gas composition.

momentu rozpoczęcia hamowania silnikiem (zdjęcia nogi z pedału przyspieszenia). Kolejność słupków na rys. 10–13 odpowiada kolejności pomiarów.

3. Podsumowanie

Przeprowadzone badania wykazały, że emisja składników spalin przy hamowaniu silnikiem jest zjawiskiem rzeczywistym, niewynikającym jedynie z przyjętego algorytmu aproksymacji charakterystyk dynamicznych.

Przyczyn tego zjawiska można doszukiwać się w:

- gwałtownym spadku sprawności reaktora katalitycznego przy pełnym hamowaniu silnikiem,
- dużej bezwładności spalin w układzie wylotowym silnika spalinowego,
- przyjętej metodyce pomiarów składu spalin na końcu układu wylotu spalin.

Oceniając ilości wyemitowanych składników spalin przy hamowaniu silnikiem na poszczególnych biegach, można stwierdzić, że:

- największe ilości tlenków azotu są emitowane przy hamowaniu silnikiem na III biegu, a najmniejsze na V biegu (rys. 13),

- While estimating the quantities of the emitted exhaust gas components during engine braking on the particular gear units, the following can be found:
- The highest NO_x emissions occur at engine braking in the third gear and the lowest – in the fifth gear, (Fig. 13),
- The highest CO₂ emissions occur at engine braking in the 5th gear, while the lowest – in the third gear (Fig. 12),
- The amount of CO emitted in the fifth gear is several times higher than the emissions in the fourth and third gears,
- The amount of CO emitted during engine braking in the 5th gear exceeds the emissions in the four and the third gears (Fig. 11),
- the amount of HC emitted is the highest in the 4th and the 5th gears (Fig. 10).

The emission occurring under dynamic engine braking conditions fades after significant period of time, however, the phenomenon found distorts the calculation of the momentary fuel consumption, based on the carbon balance in the exhaust gases.

Considering the emissions during engine braking in the computer simulation, shall allow a complete simulation for the assumed course of speed profile, with the assumption that the times when acceleration occurs (either positive or negative), will be close to those appearing in the NEDC and FTP-75 tests. In the next publication, currently under preparation, the author will present the results of a computer simulation of exhaust gas component emissions and fuel consumption for the assumed vehicle cruise scenario:

- driving with assumed fixed speed,
- uphill driving with fixed speed and assumed acceleration profile,
- engine braking on a flat surface and downhill.

The said simulations will be carried out for alternative gasoline/CNG fuelling of the engine of the same vehicle. Thus, the possibilities of assessment of the impact of the type of fuel on the exhaust gas component emissions and power demand will be indicated.

- największe ilości dwutlenku węgla są emitowane przy hamowaniu silnikiem na V biegu, zaś najmniejsze na III biegu (rys. 12),
- ilość wyemitowanego tlenu węgla przy hamowaniu silnikiem na V biegu wielokrotnie przewyższa emisję na IV i III biegu (rys. 11),
- ilość wyemitowanych węglowodorów jest największa na IV i V biegu (rys.10).

Występująca emisja w dynamicznych warunkach hamowania silnikiem zanika po znacznym czasie, jednak stwierdzone zjawisko wprowadza zniekształcenia przy obliczaniu chwilowego zużycia paliwa na podstawie bilansu węgla w spalinach.

Uwzględnienie w symulacji komputerowej emisji przy hamowaniu silnikiem pozwoli na pełną symulację dla przyjętego przebiegu profilu prędkości przy założeniu, że czasy występowania przyspieszeń (zarówno dodatnich, jak i ujemnych) będą zbliżone do występujących w testach NEDC i FTP-75. W kolejnej, przygotowywanej publikacji autor przedstawi wyniki symulacji komputerowej emisji składników spalin i zużycia paliwa dla założonego scenariusza ruchu samochodu:

- jazda z założoną stałą prędkością,
- jazda pod wzniesienie ze stałą prędkością i z założonym profilem przyspieszeń,
- hamowanie silnikiem na poziomej nawierzchni i przy zjeździe ze wzniesienia.

Wspomniane symulacje będą przeprowadzone dla alternatywnego zasilania silnika tego samego samochodu benzyną i gazem CNG. Tym samym będą wskazane możliwości oceny wpływu rodzaju paliwa na emisję składników spalin i zapotrzebowanie na energię.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Bielaczyc P., Szczotka A.: Analiza emisji związków szkodliwych spalin w początkowym okresie po rozruchu silnika ZI samochodu zasilanego alternatywnie benzyną i CNG, Zeszyty Naukowe BOSMAL nr 19 (III/2002).
- [2] Bielaczyc P., Merksiz J., Pielecha J.: Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych, 2001, Press of TU Poznań.
- [3] Haan P., Keller M.: Emission factors for passenger cars: application of instantaneous emission modeling, Atmospheric Environment, vol. 34, 2000.
- [4] Gronowicz J.: Ochrona środowiska w transporcie lądowym. Wydawnictwo Poznań- Radom 2003.
- [5] Gasper W., Koss A. et al.: Die neue Motorenbaureihe von Ford für den Einsatz in Schwellenländern, MTZ, 11/1999.
- [6] Pandit G.P.: Alternative fuels in future vehicles, Automotive Engineering nr 1/1996.
- [7] Directive 98/69/EC of the European Parliament and the Council of 23 October 1998. Official Journal L 350/1, 28.12.1998.
- [8] Brzozowski K., Romaniszyn K.M.: An effective method of creating dynamic characteristics using drive tests, The Archive of Mechanical Engineering, 4/2003, vol. L.
- [9] Chłopek Z.: Sterowanie ruchu pojazdów w miastach ze względu na zmniejszenie emisji zanieczyszczeń, Materiały IV Ogólnopolskiej Konferencji „Pojazd a środowisko”, Radom 2003.
- [10] Brzozowski K., Romaniszyn K.M.: Wyznaczanie charakterystyk dynamicznych zużycia paliwa i emisji związków szkodliwych spalin w oparciu o badania na hamowni podwoziowej, Materiały IV Ogólnopolskiej Konferencji „Pojazd a środowisko”, Radom 2003.
- [11] Kosma Z.: Metody numeryczne dla zastosowań inżynierskich, WNT, Warszawa 1998.
- [12] Nowak A., Romaniszyn K.M.: Analiza wpływu parametrów ruchu pojazdu na zużycie paliwa i emisję zanieczyszczeń przy przejeździe przez Bielsko-Białą, Zeszyty Naukowe BOSMAL nr 23 (I/2004).

Mr Kazimierz Maria Romaniszyn, DSc MEng – Professor at the University of Bielsko-Biala and the Automotive R&D Center Bosmal in Bielsko-Biala.

Dr hab. inż. Kazimierz Maria Romaniszyn – profesor Akademii Techniczno-Humanistycznej i OBR Bosmal w Bielsku-Białej.



The estimation of emissions from internal combustion engines fuelled by bioethanol

The use of bioethanol fuels is one of the most efficient methods of reduction of toxic emission and reduction of engine noxiousness to the environment at the same time. The ecological effects of the bioethanol fuel application fuelling spark ignition engines and self-ignition engines are presented in the paper. The paper presents original, not yet published, test results of the Scania DC9 E02 270 engine.

Key words: toxic emissions, combustion engines, bioethanol fuels

Ocena emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych zasilanych paliwami bioetanolowymi

Zastosowanie paliw bioetanolowych stanowi jedną z najskuteczniejszych metod zmniejszenia uciążliwości silników spalinowych dla środowiska ze względu na emisję zanieczyszczeń. W pracy przedstawiono ekologiczne skutki zastosowania paliw bioetanolowych do zasilania silników o zapłonie iskrowym i zapłonie samoczynnym. Przedstawiono oryginalne, niepublikowane dotychczas wyniki badań silnika Scania DC9 EO2 270.

Słowa kluczowe: emisja zanieczyszczeń, silniki spalinowe, paliwa bioetanolowe

1. Introduction

The most important examples of adverse impact on the human environment, related to toxic emissions of combustion engines include: [4–7]:

- Local hazards in the form of toxic emissions dangerous to the health of people and animals,
- Global hazards with particular attention focused on the greenhouse effect in the atmosphere,
- Local hazards in the form of tropospheric ozone precursors facilitating the photochemical smog creation.

Substances that are most damaging to human health and contained in the engine exhaust gases are [4–7]:

- Carbon monoxide,
- Organic compounds, particularly heavy organic compounds,
- Nitrogen oxides,
- Particles.

The most important greenhouse gas among the ones occurring as a result of combustion engine operation is carbon dioxide, originating from fossil (i.e. mineral) fuels – most of all due to the dominating quantity of this compound in the exhaust gases [4–7].

The basic precursors of tropospheric ozone are nitrogen oxides and volatile organic compounds [2, 3, 9].

The most important pro-ecological measures related to toxic emissions by combustion engines include [1, 4–12]:

- improvement of combustion engines in terms of their general efficiency and toxic emissions,
- development of fuels; above all, the use of alternative fuels, of which most attention is paid to renewable fuels, i.e. biofuels,
- improvement of vehicle and machine power unit solutions, in terms of efficiency – hybrid systems in particular.

1. Wprowadzenie

Najważniejszymi szkodliwymi oddziaływaniami na środowisko ludzi, związanymi z emisją zanieczyszczeń z silników spalinowych, są [4–7]:

- zagrożenia lokalne w postaci emisji zanieczyszczeń szkodliwych dla zdrowia ludzi i zwierząt,
- zagrożenia globalne, spośród których szczególną wagę przywiązuje się do zjawiska cieplarnianego w atmosferze,
- zagrożenia lokalne w postaci emisji prekursorów ozonu troposferycznego, sprzyjających powstawaniu zjawiska smogu fotochemicznego.

Substancjami najbardziej szkodliwymi dla zdrowia ludzi, zawartymi w spalinach silników, są [4–7]:

- tlenek węgla,
- związki organiczne, a szczególnie ciężkie związki organiczne,
- tlenki azotu,
- cząstki stałe.

Najważniejszym gazem cieplarnianym spośród powstających w związku z eksploatacją silników spalinowych jest dwutlenek węgla, pochodzący ze źródeł kopalnych (czyli pochodzenia mineralnego) – przede wszystkim ze względu na dominującą ilość tego związku w spalinach [4–7].

Podstawowymi prekursorami ozonu troposferycznego są tlenki azotu i lotne związki organiczne [2, 3, 9].

Do najważniejszych działań proekologicznych związanych z emisją zanieczyszczeń z silników spalinowych zalicza się [1, 4–12]:

- doskonalenie silników spalinowych ze względu na ich sprawność ogólną i na emisję zanieczyszczeń,
- rozwój paliw; przede wszystkim zastosowanie paliw alternatywnych, wśród których szczególną wagę przywiązuje się do paliw odnawialnych, czyli biologicznych,

The best improvement of the ecological properties of combustion engines in terms of toxic emissions is obtained thanks to the use of biofuels. It is particularly noticeable when initiatives are taken up, in order to reduce fossil carbon dioxide emissions. Other methods of this emission reduction are incomparable to the use of biofuels. Therefore, international programs clearly set the increased biofuel share in the fuels used by combustion engines [4, 5, 7].

Among the biofuels possible to be used now and within the coming dozen of years, there are some hopes related to bioethanol [1, 4, 5, 7–12]. This is not only the result of viable and extensive potential of bioethanol production from numerous low-value materials, including waste [4, 5, 7].

2. Bioethanol fuels for spark-ignition engines

In spark-ignition engines bioethanol is applied as:

- gasoline additive in the amount not exceeding 5% v/v (v/v – volumetric shares) – such fuel is not considered a biofuel,
- gasoline additive in the amount above 5% v/v – fuel is considered a biofuel,
- E85 fuel, representing a mixture of bioethanol (85% v/v) and gasoline,
- tests on the E100 [bioethanol with improving additives] fuel are in progress. Bioethanol can be used as an additive to gasoline, also in the form of derivative compounds, e.g. ether.

The test results on toxic emissions from engines powered by bioethanol fuels [1, 5, 9–12] allow to expect a lot as regards the fuels. An example can be the test results of Chrysler Caravan with a multi-fuel engine, so-called flexi-fuel, fuelled by reformed gasoline – G and bioethanol E85 [9]. Fig. 1–4 present toxic emissions and fuel consumption test results.

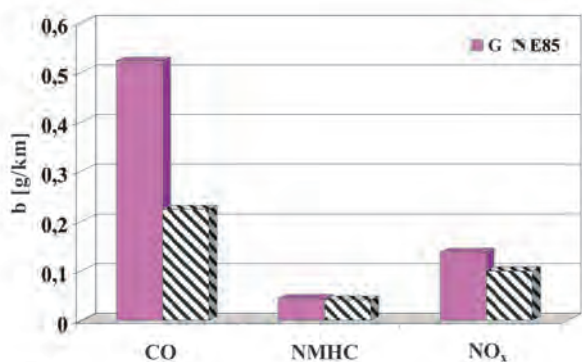


Fig. 1. Road emission b of CO, NMHC and NO_x for the fuels tested

Rys. 1. Emisja drogowa b tlenku węgla CO, niemetanowych węglowodorów NMHC i tlenków azotu NO_x dla badanych paliw

The application of the bioethanol fuel in multi-fuel engines adapted to the combustion of mixtures of gasoline and the E85 fuel in any proportions enables the achievement of measurable ecological benefits. Obviously, the application of the E85 bioethanol fuel to power the engine must cause increased fuel consumption because the calorific value of ethanol is by ca. 40% lower than that of gasoline.

– doskonalenie rozwiązań zespołów napędowych pojazdów i maszyn ze względu na sprawność, przede wszystkim układów hybrydowych.

Najlepszą poprawę właściwości ekologicznych silników spalinowych ze względu na emisję zanieczyszczeń uzyskuje się dzięki zastosowaniu paliw biologicznych. Jest to szczególnie zauważalne przy podejmowaniu inicjatyw na rzecz zmniejszenia emisji dwutlenku węgla kopalnego. Inne metody zmniejszenia tej emisji są nieporównywalne z zastosowaniem biopaliw. Z tego powodu międzynarodowe programy jednoznacznie ustanawiają zwiększanie udziału biopaliw w paliwach zużywanych przez silniki spalinowe [4, 5, 7].

Spośród biopaliw, realnie możliwych do zastosowania obecnie oraz w ciągu najbliższych kilkunastu lat, szczególnie nadzieje wiąże się z bioetanolem [1, 4, 5, 7–12]. Wynika to nie tylko z obiektywnie bardzo dużych możliwości zmniejszenia emisji zanieczyszczeń dzięki jego zastosowaniu, lecz także z możliwości produkcji bioetanolu z wielu surowców mało wartościowych, m.in. odpadowych [4, 5, 7].

2. Paliwa bioetanolowe do silników o zapłonie iskrowym

W silnikach o zapłonie iskrowym bioetanol znajduje zastosowanie jako:

- dodatek do benzyny w ilości nie większej niż 5% v/v (v/v – udziały objętościowe) – paliwo takie nie jest uznawane za biopaliwo,
- dodatek do benzyny w ilości większej niż 5% v/v – paliwo jest uznawane za biopaliwo,
- paliwo E85, stanowiące mieszaninę bioetanolu (udział 85% v/v) oraz benzyny,
- w fazie badań jest paliwo E100, stanowiące bioetanol z dodatkami uszlachetniającymi.

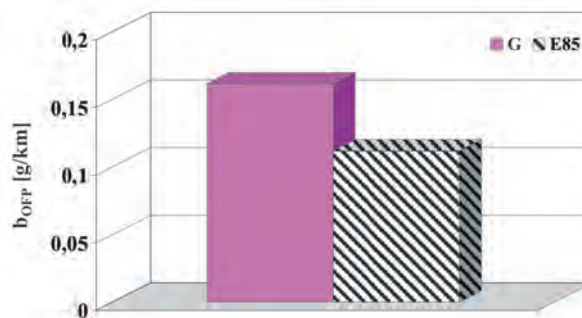


Fig. 2. Road emission of potential ozone bOPP for the fuels tested

Rys. 2. Emisja drogowa potencjalnego ozonu bOPP dla badanych paliw

Bioetanol może być użyty jako dodatek do benzyny również w postaci związków pochodnych, np. eteru.

Wyniki badań emisji zanieczyszczeń z silników zasilanych paliwami bioetanolowymi [1, 5, 9–12] pozwalają na wiązanie dużych nadziei z tymi paliwami. Przykładem są wyniki badań samochodu Chrysler Caravan z silnikiem wielopaliwowym, tzw. flexi-fuel, zasilanym paliwami: benzyną reformowaną – G i paliwem bioetanolem E85 [9].

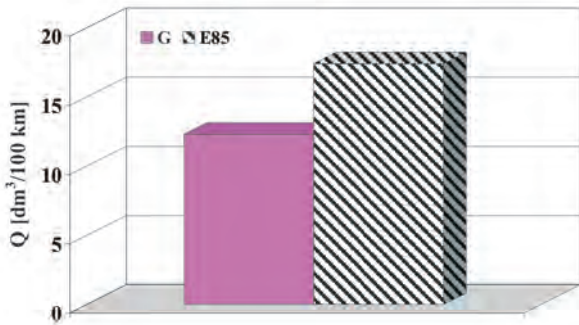


Fig. 3. Operating consumption of fuels Q
Rys. 3. Eksploatacyjne zużycie badanych paliw Q

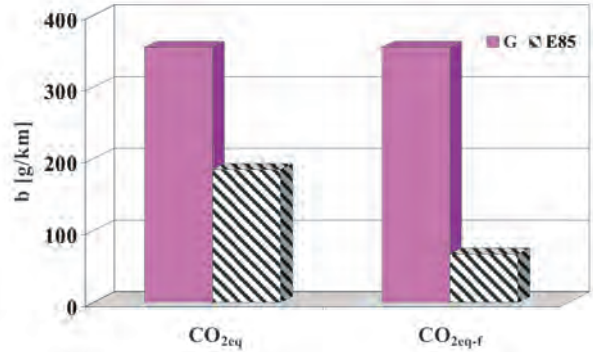


Fig. 4. Reduced road emission of CO_{2eq} carbon dioxide and CO_{2eq-f} fossil carbon dioxide for the fuels tested

Rys. 4. Zredukowana emisja drogowa b dwutlenku węgla CO_{2eq} i dwutlenku węgla kopalnego CO_{2eq-f} dla badanych paliw

3. Bioethanol fuel for self-ignition engines

The E95 fuel with specification developed at SEKAB AB (tab. 1 [7]) is used to power self-ignition engines.

The application of the E95 fuels requires the use of a special engine. The only manufacturer of such engines is Scania. Table 2 presents the basic parameters of the Scania DC9 E02 270 engine [7].

The Scania DC9 E02 270 engine is fitted with a pump-nozzle fuelling system. A 4-valve timing gear per each cylinder was applied. As a standard, exhaust gas recirculation and oxidation catalyst were used in the engine.

Table 1. Composition of E95 fuel
Tabela 1. Skład paliwa E95

Fuel component/ składnik paliwa	Weight content/ zawartość masowa
Ethanol 95% v/v/etanol 95% v/v	92.2%
Ignition activator/aktywator zapłonu	5%
MTBE ether/eter MTBE	2.3%
Isobutane/izobutanom	0.5%
Corrosion inhibitor/inhibitor korozji	90 ppm

Table 2. Basic parameters of Scania DC9 E02 270
Tabela 2. Podstawowe parametry silnika Scania DC9 E02 270

Size/wielkość	Value/wartość
Displacement volume/objętość skokowa	8.7 dm ³
Number of cylinders/liczba cylindrów	5
Compression ratio/stopień sprężania	28
Rated power/moc znamionowa	199 kW (270 KM)
Rated engine speed/znamiionowa prędkość obrotowa	1900 min ⁻¹
Maximum torque/maksymalny moment obrotowy	1200 N·m
Engine speed at maximum torque/prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego	(1100–1400) min ⁻¹

Fig. 5 and 6 present the relative difference between the EURO 4 and EURO 5 limits and the unit toxic emission in the tests: static ESC and dynamic ETC by the Scania DC9 E02 270 engine [5, 7]. The THC emission (THC – total hydrocarbons) is determined for the ESC test, while for the NMHC (NMHC – non-methane hydrocarbons) is determined for the ETC test.

Na rysunkach 1–4 przedstawiono wybrane wyniki badań emisji zanieczyszczeń i zużycia paliwa.

Zastosowanie paliwa bioetanolowego do zasilania silników wielopaliwowych przystosowanych do spalania mieszanek benzyny i paliwa E85 w dowolnych proporcjach umożliwia osiągnięcie wymiernych korzyści ekologicznych. Oczywiście zastosowanie do zasilania paliwa bioetanolowego E85 musi powodować zwiększenie zużycia paliwa, ponieważ wartość opałowa etanolu jest o około 40% mniejsza niż benzyny.

3. Paliwo bioetanolowe do silników o zapłonie samoczynnym

Do zasilania silników o zapłonie samoczynnym jest wykorzystywane paliwo E95 o specyfikacji opracowanej w firmie SEKAB AB (tab. 1 [7]).

Zastosowanie paliwa E95 wymaga użycia specjalnego silnika. Jedynym producentem takich silników jest Scania. W tabeli 2 przedstawiono podstawowe parametry silnika Scania DC9 E02 270 [7].

Silnik Scania DC9 E02 270 jest wyposażony w układ zasilania z pompowtryskiwaczami. Zastosowano w nim rozrząd z czterema zaworami na każdy cylinder. Standardowo zastosowano w silniku recyrkulację spalin oraz utleniający reaktor katalizacyjny.

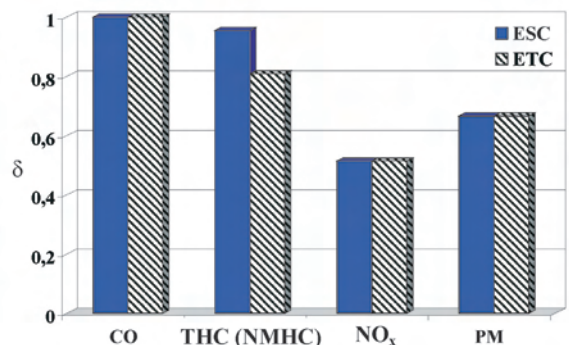


Fig. 5. Relative difference δ between the EURO 4 limits and unit toxic emissions in the ESC and ETC tests of the Scania DC9 E02 270 engine
Rys. 5. Względna różnica δ między limitami EURO 4 i emisją jednostkową zanieczyszczeń w testach ESC i ETC z silnika Scania DC9 E02 270

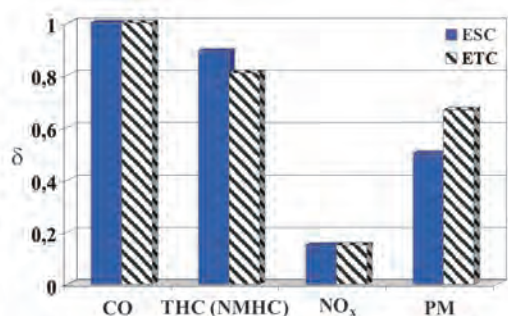


Fig. 6. Relative difference δ between the EURO 5 limits and unit toxic emissions in the ESC and ETC tests of the Scania DC9 E02 270 engine

Rys. 6. Względna różnica δ między limitami EURO 5 i emisją jednostkową zanieczyszczeń w testach ESC i ETC z silnika Scania DC9 E02 270

The drawings shows a significant reserve of unit toxic emissions in relation to the EURO 5 limits.

The potential ozone emission was estimated in virtue of Carter's theory [2, 3] (Fig. 7). The potential ozone emission of a bioethanol engine is also significantly lower than that of a classic engine and it is below the unit toxic emission limits.

Like in the case of spark ignition engines, the application of the E95 fuel causes an increased fuel consumption, due to lower calorific value of the E95 fuel than that of the diesel oil. The calorific value ratio for the E95 fuel and for the diesel oil is 0.60. An efficient engine estimation method is to compare their general value. Fig. 8 presents the external speed characteristic of the engines: bioethanol DSI 9 E01 and classic DC9 01 engine fuelled by diesel oil, comparable to the DSI 9 E01 engine. The characteristic was determined through the test results made in the R&D center of Scania AB in Södertelje.

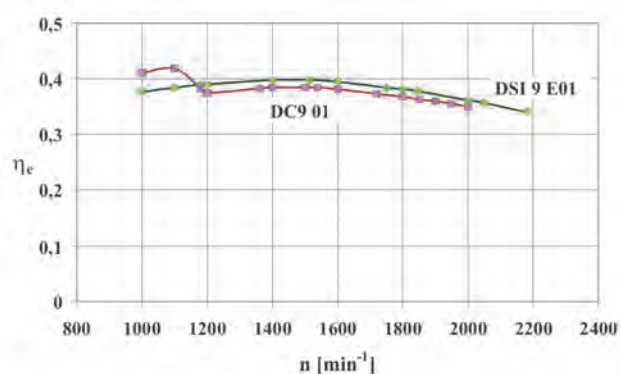


Fig. 8. External speed characteristic of the general efficiency η_e of the engines: bioethanol DSI 9 E01 and classic DC9 01

Rys. 8. Zewnętrzna charakterystyka prędkościowa sprawności ogólnej η_e silników: bioetanolowego DSI 9 E01 oraz klasycznego DC9 01

The characteristic suggests that the general efficiency of both engines is comparable and, in the engine speed range most often applied in operation is even higher for a bioethanol engine.

4. Conclusions

The favorable properties of bioethanol fuels for spark-ignition engines have been known for almost 100 years

Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono względną różnicę między limitami EURO 4 i EURO 5 a emisją jednostkową zanieczyszczeń w testach: statycznym ESC i dynamicznym ETC z silnika Scania DC9 E02 270 [5, 7]. Emisja węglowodorów THC (THC – total hydrocarbons) jest wyznaczana dla testu ESC, zaś niemetanowych węglowodorów NMHC (NMHC – non-methane hydrocarbons) dla testu ETC.

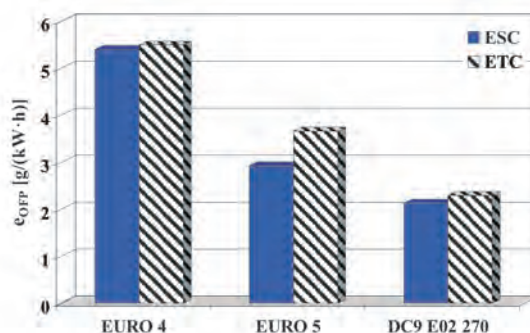


Fig. 7. Unit emission of potential ozone bOFP in the ESC and ETC tests, according to the EURO 4 and EURO 5 limits and of the Scania DC9 E02 270 engine

Rys. 7. Emisja jednostkowa potencjalnego ozonu bOFP w testach ESC i ETC zgodnie z limitami EURO 4 i EURO 5 oraz z silnika Scania DC9 E02 270

Na rysunkach tych widoczny jest znaczny zapas emisji jednostkowej zanieczyszczeń w stosunku do limitów nawet EURO 5.

Na podstawie teorii Cartera [2, 3] oszacowano emisję potencjalnego ozonu (rys. 7). Również w przypadku potencjalnego ozonu emisja z silnika bioetanolowego jest znacznie mniejsza niż z silnika klasycznego i niż wynika to z limitów emisji jednostkowej zanieczyszczeń.

Podobnie jak w przypadku silników o zapłonie iskrowym, zastosowanie paliwa E95 powoduje zwiększenie zużycia paliwa z powodu mniejszej wartości opałowej paliwa E95 niż oleju napędowego. Stosunek wartości opałowej dla paliwa E95 i dla oleju napędowego wynosi 0,60. Skuteczną metodą oceny silników jest porównanie ich sprawności ogólnej. Na rysunku 8 przedstawiono zewnętrzną charakterystykę prędkościową silników: bioetanolowego DSI 9 E01 oraz klasycznego zasilanego olejem napędowym DC9 01, stanowiącego silnik porównywalny do DSI 9 E01. Charakterystykę wyznaczono na podstawie wyników badań wykonanych w ośrodku badawczo-rozwojowym koncernu Scania AB w Södertelje.

Z charakterystyki tej wynika, że sprawność ogólna obydwu silników jest porównywalna, a nawet, w zakresie prędkości obrotowej najczęściej wykorzystywanej w eksploatacji, większa dla silnika bioetanolowego.

4. Wnioski

Korzystne właściwości paliw bioetanolowych do silników o zapłonie iskrowym są znane od prawie 100 lat. W ostatnich kilkunastu latach nastąpił rozwój metod zasilania silników o zapłonie samoczynnym paliwem bioetanolowym.

now. The development of self-ignition engines fuelled with bioethanol has grown only in recent years.

The most important ecological effects of using bioethanol fuels in combustion engines are as follows:

1. Considerable reduction of carbon dioxide emission.
2. Significant reduction of hydrocarbon emission, poly-cyclic aromatic hydrocarbon emissions, in particular.
3. Significant reduction of nitrogen oxides. This property is of particular value – among the biofuels used at present, only bioethanol fuels give the possibility to reduce nitrogen oxide emissions, in case of application of vegetable oil esters.
4. Considerable reduction of particle emissions.
5. Possibility to increase aldehyde emissions. This inconvenience is relatively easy to be corrected – the application of oxidation catalysts is an efficient method of aldehyde oxidation.
6. Reduction of sulfur compound emissions.
7. Restricted emission of carbon dioxide in a closed circle of production and fuel exploitation.
8. Very good biodegradability.

The favorable properties of bioethanol fuels for spark-ignition engines have been known for almost 100 years. The last dozen of years signify the development of fuelling methods for self-ignition engines with bioethanol fuel.

The toxic emission test results of engines fuelled with bioethanol fuels prove that – in addition to the obvious reduction of fossil carbon dioxide emission – there is a possibility to significantly reduce the emissions of toxic components damaging to the health of people and animals, this includes the reduction of tropospheric ozone precursors, contributing to the occurrence of the photochemical smog phenomenon.

Artykuł recenzowany

Najważniejszymi ekologicznymi skutkami zastosowania paliw bioetanolowych do zasilania silników spalinowych są:

1. Bardzo duże zmniejszenie emisji tlenu węgla.
2. Znaczne zmniejszenie emisji węglowodorów, w tym szczególnie zmniejszenie emisji wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych.
3. Znaczne zmniejszenie emisji tlenków azotu. Jest to szczególnie cenna właściwość – spośród stosowanych obecnie biopaliw tylko paliwa bioetanolowe dają możliwość zmniejszenia emisji tlenków azotu; w przypadku stosowania estrów olejów roślinnych następuje zwiększenie emisji tlenków azotu.
4. Bardzo duże zmniejszenie emisji cząstek stałych.
5. Możliwość zwiększenia emisji aldehydów. Niedogodność ta jest stosunkowo łatwa do usunięcia – zastosowanie utleniających reaktorów katalitycznych jest skuteczną metodą utlenienia aldehydów, które są bardzo reaktywnymi związkami.
6. Zmniejszenie emisji związków siarki.
7. Ograniczenie emisji dwutlenku węgla w zamkniętym cyklu powstawania i eksploatacji paliw.
8. Bardzo dobra degradowalność biologiczna.

Korzystne właściwości paliw bioetanolowych do silników o zapłonie iskrowym są znane od prawie 100 lat. Ostatnie kilkanaście lat to rozwój metod zasilania silników o zapłonie samoczynnym paliwem bioetanolowym.

Wyniki badań emisji zanieczyszczeń z silników zasilanych paliwami bioetanolowymi wykazują, że – oprócz oczywistego zmniejszenia emisji dwutlenku węgla kopalnego – istnieje możliwość znacznego zmniejszenia emisji zanieczyszczeń szkodliwych dla zdrowia ludzi i zwierząt, w tym również zmniejszenia emisji prekursorów ozonu troposferycznego, przyczyniającego się do powstawania zjawiska smogu fotochemicznego.

Bibliography/Literatura

- [1] Brusstar M.: Ethanol-Gasoline Blends: Fuel Economy and Emissions Benefits. The SAE Government and Industry Meeting. Washington D.C. May 13, 2003.
- [2] Carter W.P.L.: Development of Ozone Reactivity Scales for Volatile Organic Compounds. Journal of the Air and Waste Management Association. 44, 881-899, (1994).
- [3] Carter W.P.L.: Ozone reactivity analysis of emissions from motor vehicles. Air Pollution Research Center. University of California. July 11, 1989.
- [4] Chłopek Z.: Ecological aspects to an application of bioethanol to a supply of internal combustion engines. Polish-Sweden Bioenergetic Conference. Warszawa, 31.05.2007 r.
- [5] Chłopek Z.: Paliwa bioetanolowe do zasilania silników spalinowych jako priorytetowe rozwiązanie proekologiczne. Światowy Dzień Ochrony Środowiska. Warszawa. 05.06.2007 r.
- [6] Chłopek Z.: Pojazdy samochodowe. Ochrona środowiska naturalnego. WKiŁ. Warszawa 2002.
- [7] Chłopek Z.: Toxics emission tests of the compression ignition engine powered by ethanol fuel E95. Combustion Engines Nr 2007-SC3.
- [8] Cole R.L., Poola R.B., Sekar R., Schaus J.E., McPartlin P.: Effects of Ethanol Additives on Diesel Particulate and NO_x Emissions. SAE 2001-01-1937.
- [9] Environment Canada: Mobile Source Emissions & Biofuels: An Overview of Selected Canadian Federal R&D. Ottawa 2007.
- [10] Guerrieri D.A., Caffrey P. J., Rao V.: Investigation into the Vehicle Exhaust Emissions of High Percentage Ethanol Blends. SAE 950777.
- [11] Hammel-Smith C., Fang J., Powders m., Aabakken J.: Issues Associated with the Use of Higher Ethanol Blends (E17-E24). National Renewable Energy Laboratory. NREL/TP-510-32206. October 2002.
- [12] Kelly K.J., Beiley B.K., Coburn T.C., Clark W., Lissiuik P.: Federal Test Procedure Emissions Test Results from Ethanol Variable-Fuel Vehicle Chevrolet Lumina. SAE 961092.

Mr Zdzisław Chłopek, DSc, MEng – 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.



The model of compression ignition engine with artificial neural networks

The paper presents an application of artificial neural network in modelling the working process in compression ignition engine. In order to determine the usefulness of proposed method the optimisation task has been formulated. The aim of optimisation process was to find the engine control parameters which enable reduction of the NOx emission. In order to solve the problem, the model equations has to be integrated for values of control parameters whose are given as output from the neural networks implemented.

Key words: compression ignition engine, artificial neural network, modelling, emission, nitrogen oxides

Sztuczne sieci neuronowe w identyfikacji modelu silnika ZS

W artykule przedstawiono zastosowanie sztucznych sieci neuronowych w modelu obliczeniowym cyklu roboczego silnika ZS. W celu oceny przydatności zaproponowanej metody rozwiązano zadanie doboru wartości parametrów regulacyjnych, tak aby uzyskać zmniejszenie zawartości tlenków azotu w spalinach. Zadanie to sformułowano jako problem optymalizacji. Rozwiązanie wymaga całkowania równań modelu, dla wartości parametrów uzyskiwanych jako odpowiedź sieci neuronowych na zmienne parametry regulacyjne, w tym z uwzględnieniem zmian emisji związków szkodliwych i zadymienia.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, sztuczna sieć neuronowa, modelowanie, emisja, tlenki azotu

1. Introduction

Many different mathematical models can be used in research of engine technology. Besides the CFD models, simpler tools like semi-empirical models are widely used. Semi-empirical model has many simplifying assumptions and parameters mostly based on relations obtained from experimental measurements. The parameters of this kind of model can be obtained by application of the optimisation methods as presented in papers [1, 6]. The semi-empirical models of the working cycle are based on measurement data obtained for different conditions of engine work. Thus approximation of discrete data is necessary in order to obtain the semi-empirical model which ensure good correlation between results of modelling and measurements. The accuracy of the model predictions for engine conditions (in which measurements data are not available) is determined by the approximation method used.

2. The computational model of the working cycle of a CI engine

The basic assumptions made for semi-empirical model of the working cycle of engine presented in the paper allow numerical calculations of pressure, temperature and mass courses in the cylinder [5, 6]. Vector of independent input parameters of the model of the working cycle (later called the engine control parameters) has the form:

$$X = [n, B_o, \varphi_w, p_d, T_d, X_{EGR}]^T \quad (1)$$

where: n – crankshaft rotational speed, B_o – injected fuel mass, φ_w – injection advance angle, p_d – intake manifold pressure, T_d – temperature in the intake manifold, X_{EGR} – degree of exhaust gas recirculation.

1. Wprowadzenie

W pracach rozwojowych dotyczących silników spalinowych wykorzystuje się modele matematyczne o różnej strukturze. Oprócz modeli klasy CFD stosuje się także modele teoretyczno-empiryczne, wymagające określenia wielu parametrów empirycznych. Dobór tych parametrów może odbywać się w sposób opisany w pracach [1, 6], gdzie identyfikacji modelu dokonano przez odpowiednio sformułowane zadanie optymalizacji. Modele teoretyczno-empiryczne, formułowane są na podstawie posiadanej informacji badawczej, dotyczącej jednakże pewnych dyskretnych stanów pracy silnika. Wymagana jest zatem aproksymacja danych dyskretnych, tak aby zapewnić dobre odwzorowanie modelu dla całego zakresu pracy silnika. Sposób aproksymacji danych, zarejestrowanych w wyniku eksperymentu badawczego, bezpośrednio wpływa na poprawność wnioskowania o zachowaniu się badanych wielkości w stanach silnika, dla których nie wykonywano badań.

2. Model procesu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym

Formułując model teoretyczno-empiryczny założono, że w wyniku jego stosowania możliwe będzie obliczanie przebiegu ciśnienia i temperatury oraz masy czynnika w cylindrze [5, 6]. Wektor podstawowych parametrów stanowiących niezależne zmienne wejściowe modelu cyklu roboczego (zwane dalej parametrami regulacyjnymi silnika) ma postać (1),

gdzie: n – prędkość obrotowa, B_o – dawka paliwa, φ_w – kąt wyprzedzenia wtrysku, p_d – ciśnienie czynnika w kolektorze dolotowym, T_d – temperatura czynnika w kolektorze dolotowym, X_{EGR} – stopień recyrkulacji spalin.

Equations of the theoretical model of phenomena occurring in the engine cylinder have the following form [1, 6]:

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_d}{dt} + \frac{dm_w}{dt} + B_0 \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (2a)$$

$$\begin{aligned} c_v \cdot T_c \cdot \frac{dm_c}{dt} + c_v \cdot m_c \cdot \frac{dT_c}{dt} + p_c \cdot \frac{dV}{dt} = \\ y \cdot B_0 \cdot W \cdot \frac{dx}{dt} + h \cdot A \cdot (T_s - T_c) + \\ + c_p \cdot T_d \cdot \frac{dm_d}{dt} + c_p \cdot T_c \cdot \frac{dm_w}{dt} \end{aligned} \quad (2b)$$

where: A – heat transfer area, c_p , c_v – specific heat of the medium at constant pressure and at constant volume respectively, h – heat transfer coefficient, m_c , m_d , m_w – mass of the medium in the cylinder and mass of the medium flowing through inlet valves and exhaust valves respectively, p_c – cylinder pressure, T_c – cylinder temperature, T_s – wall temperature, t – time, V – cylinder volume, W – fuel calorific value, x – fuel mass burning rate, y – degree of fuel dose used.

The additional relations defining quantities appearing in equations (2) are introduced by the following vector of model parameters [6]:

$$Z = [\mu_d, \mu_w, \Delta\phi_s, \phi_z, m_v]^T \quad (3)$$

where: μ_d – valve flow coefficient through inlet valve, μ_w – valve flow coefficient through exhaust valve, $\Delta\phi_s$ – total combustion duration, ϕ_z – start of combustion, m_v – exponent of the combustion dynamic of the Vibe function.

Additionally the following relationships exist:

$$\alpha = f_a(t, X, Z) \quad \text{for} \quad \alpha \in \{p_c, m_c, T_c\} \quad (4)$$

In order to choose appropriate vector of model parameters Z an optimisation method is used. The numerical method used in order to define vector Z for different combination of control parameters is presented in papers [1, 4, 6]. As the results of applied method, for given from measurements vectors $X^{(j)}$ (where $j = 1, \dots, 230$) the model parameters $Z^{(j)}$ are estimated. In the next step, has to be found the relations:

$$z_i = f_i^{(z)}(X) \quad (5)$$

where z_i is i -th component of the vector Z . These functions will enable us to use the proposed model of the working cycle of a CI engine for any operating conditions i.e. for any possible vectors of engine control parameters.

In order to generalize above relation approximation by artificial neural networks was used, with radial type of neuron activation function, in form [4]:

$$f_i^{(z)} = \sum_{l=1}^s w_l \eta_l(X) \quad (6)$$

where: w_l – weight of l -th neuron on hidden layer, s – number of neurons on hidden layer, η_l – base functions.

As was shown in paper [4] an acceptable accuracy of the semi-empirical model can be achieved using proposed approximation by artificial neural networks.

Równania wykorzystywanego w pracy teoretycznego modelu zjawisk zachodzących w cylindrze silnika mają postać [1, 6] (2a) oraz (2b),

gdzie: A – powierzchnia wymiany ciepła, c_p , c_v – ciepło właściwe czynnika odpowiednio przy stałym ciśnieniu i objętości, h – współczynnik wymiany ciepła, m_c , m_d , m_w – masa czynnika w cylindrze odpowiednio doprowadzona, wyprowadzona, p_c – ciśnienie czynnika w cylindrze, T_c – temperatura czynnika w cylindrze, T_s – średnia temperatura ścianek cylindra, t – czas, V – objętość cylindra, W – wartość opałowa paliwa, x – stopień spalania dawki paliwa, y – współczynnik wykorzystania dawki paliwa.

Przyjmując następnie dodatkowe zależności określające wielkości wchodzące w skład równań (2), wprowadza się wektor parametrów modelu [6] określony wzorem (3), gdzie: μ_d – współczynnik przepływu przez zawór dolotowy, μ_w – współczynnik przepływu przez zawór wylotowy, $\Delta\phi_s$ – kąt spalania, ϕ_z – kąt początku spalania, m_v – wykładnik formuły Vibego.

Ponieważ zachodzą relacje (4), to identyfikację wartości składowych wektora Z sformułowano jako odpowiednie zadanie optymalizacji. W pracach [1, 4, 6] przedstawiono opis zaproponowanej metody identyfikacji, wyznaczając numerycznie wartości parametrów modelu cyklu roboczego silnika dla różnych wartości parametrów regulacyjnych. W wyniku tego postępowania dla poszczególnych wektorów $X^{(j)}$, gdzie $j = 1, \dots, 230$ określono wartości parametrów modelu cyklu roboczego, a więc wektory $Z^{(j)}$. W następnym etapie poszukiwano ogólnej zależności postaci (5), gdzie z_i jest i -tą składową wektora Z , tak aby proponowany model cyklu roboczego silnika można było zastosować dla dowolnego wektora parametrów regulacyjnych. Do uogólnienia (aproksymacji) zastosowano sztuczne sieci neuronowe z radialną funkcją aktywacji neuronu [4] (6), gdzie: w_l – waga neuronu l z warstwy ukrytej, s – liczba neuronów na warstwie ukrytej, η_l – funkcje aktywacji.

Wykorzystując zaproponowane sieci neuronowe do predykcji parametrów modelu, stwierdzono akceptowalną dokładność modelu teoretyczno-empirycznego [4].

Do modelu włączono również informacje o emisji tlenku węgla (CO), węglowodorów (HC), tlenków azotu (NO_x) oraz o zadyminieniu spalin (D). Ponownie wykorzystano sieci neuronowe do aproksymacji emisji składników toksycznych i zadyminienia spalin w zależności od parametrów regulacyjnych silnika, znajdując [2,3] (7),

gdzie e_i jest i -tą składową wektora $E = [e_{CO}, e_{HC}, e_{NO_x}, e_D]^T$. Szczegółowo postępowanie opisano w pracach [2, 3, 4]. Ogólny schemat zaproponowanego modelu ilustruje rys. 1.

3. Dobór parametrów regulacyjnych

Przedstawiony model można wykorzystać do sformułowania zadania optymalizacji, którego celem byłoby ograniczenie bądź minimalizacja emisji związków toksycznych i zadyminienia, przy zapewnieniu odpowiednich (założonych) parametrów eksploatacyjnych silnika. Analogicznie jak w pracy [6] poszukiwano takich wartości składowych wektora X spełniających zależności (8),

Later, the model was extended by adding data concerning total emission of carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NO_x) and smoke (D) which, were also measured for given values of control parameters. Approximation of emission of toxic components and soot was also performed in dependence on vector of engine control parameters by using additional artificial neural networks [2, 3]:

$$e_i = f_i^{(e)}(X) \tag{7}$$

where e_i is i -th component of vector $E = [e_{CO}, e_{HC}, e_{NO_x}, e_D]^T$. More details on this procedure can be found in papers [2, 3, 4]. Schematic layout of the model is presented in Fig. 1.

3. Design of the engine control parameters

The model can be used in optimisation task for reduction or minimisation of the emission of toxic exhaust gases and soot. Additionally in the optimisation task the engine traction parameters should be ensured. This task can be formulated as in paper [6] by appropriate choice of components of vector X which fulfil the following conditions:

$$x_{i \min} \leq x_i \leq x_{i \max} \quad \text{for } i=1, \dots, 6 \tag{8}$$

where $x_{i \min}, x_{i \max}$ are minimal and maximal possible values of parameter x_i respectively, in order to find the minimum of the expression:

$$\bar{\Omega}(X) = \sum_{i=1}^4 C_i^e \cdot e_i + \sum_{i=1}^4 C_i^l \cdot l_i \tag{9}$$

where: C_i^e, C_i^l – coefficients, l_i – component of vector $L = [p_i, \eta_c, p_{\max}, T_{\max}]^T$, p_i – indicated mean pressure in the cylinder, η_c – thermal efficiency, p_{\max} – maximal cylinder pressure, T_{\max} – maximal cylinder temperature, with boundary conditions in the form:

$$e_{i \min} \leq e_i \leq e_{i \max} \quad \text{and} \quad l_{i \min} \leq l_i \leq l_{i \max} \quad \text{for } i = 1, \dots, 4 \tag{10}$$

where $e_{i \min}, e_{i \max}, l_{i \min}, l_{i \max}$ – acceptable, minimal and maximal values of e_i and l_i respectively.

The appropriate vector of initial values of engine control parameters X^{beg} , have to be known in order to solve the optimisation task presented. For initial values of $x_1^{\text{beg}}, \dots, x_6^{\text{beg}}$ given by the user, integrating model equations one can obtain the initial values of:

$$e_i = f_i^{(e)}(X^{\text{beg}}) \quad \text{for } i = 1, \dots, 4 \tag{11a}$$

$$l_i^{\text{beg}} = l_i [X^{\text{beg}}] \quad \text{for } i = 1, \dots, 4 \tag{11b}$$

It should be noticed, that calculation of the objective function and the boundary conditions L at each step of the optimisation procedure requires integration of model equations. Optimisation task can be solved by application of the Nelder-Mead method as was shown in the paper [6].

4. Numerical simulation

The model of the working cycle of a CI engine, with artificial neural networks for identification of model parameters, was used in optimisation task. In order to estimate emission and soot additional artificial neural networks are applied to

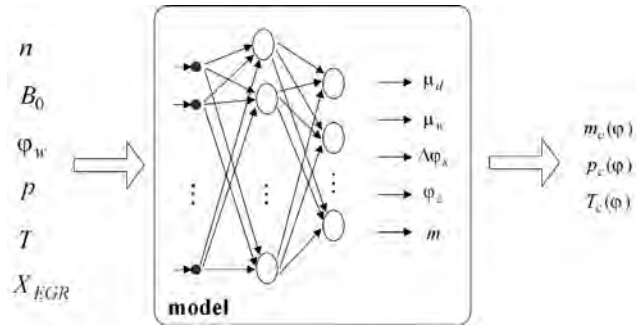


Fig. 1. Schematic layout of the model of the working cycle with the artificial neural networks used to identify model parameters
Rys. 1. Schemat modelu procesu roboczego w cylindrze przy wykorzystaniu sztucznych sieci neuronowych do identyfikacji jego parametrów

gdzie $x_{i \min}, x_{i \max}$ są odpowiednio minimalną i maksymalną dopuszczalną wartością x_i , tak aby zminimalizować wartość wyrażenia (9),

gdzie: C_i^e, C_i^l – współczynniki, l_i – składowa wektora $L = [p_i, \eta_c, p_{\max}, T_{\max}]^T$, p_i – średnie ciśnienie indykowane, η_c – sprawność cieplna cyklu roboczego, p_{\max} – maksymalne ciśnienie cyklu, T_{\max} – maksymalna temperatura cyklu, przy spełnieniu warunków ograniczających (10), gdzie $e_{i \min}, e_{i \max}, l_{i \min}, l_{i \max}$ – dopuszczalne, odpowiednio minimalne i maksymalne wartości e_i i l_i .

Rozwiązanie przedstawionego zadania optymalizacji wymaga podania właściwego przybliżenia początkowego, oznaczonego dalej X^{beg} . Znając podane przez użytkownika początkowe wartości $x_1^{\text{beg}}, \dots, x_6^{\text{beg}}$, można przez całkowanie równań modelu obliczyć (11a) oraz (11b).

Obliczenie wartości funkcji celu i ograniczeń L wymaga całkowania równań modelu matematycznego. Do optymalizacji można zastosować metodę pełzającego simpleksu, jak w pracy [6].

4. Obliczenia symulacyjne

Przedstawiony w artykule model cyklu roboczego silnika, po identyfikacji parametrów modelu z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych oraz dołączeniu sieci neuronowych aproksymujących emisję i zadymienie, wykorzystano w zadaniu minimalizacji. Minimalizowano emisję NO_x jako najtrudniejszą do ograniczenia w silnikach o zapłonie samoczynnym, przy nałożeniu ograniczeń na dopuszczalną emisję pozostałych składników toksycznych, zadymienie spalin, średnie ciśnienie indykowane, sprawność cieplną cyklu roboczego, maksymalne ciśnienie i temperaturę cyklu roboczego. W wektorze X składową x_1 , a więc prędkość obrotową, przyjęto jako stałą. W funkcji celu (9) przyjmowano odpowiednio (12),

gdzie $C_3^{e, \text{beg}}$ jest wartością stężenia NO_x dla X^{beg} . Nałożenie ograniczeń wspomnianych wcześniej wymagało przyjęcia związków postaci (13a) i (13b),

gdzie: k_1^l – ograniczenie dla średniego ciśnienia indykowanego p_i : $k_1^l = 1,0$, k_2^l – ograniczenie dla sprawności cieplnej η_c : $k_2^l = 0,9$, k_3^l – ograniczenie dla maksymalnego ciśnienia cyklu roboczego p_{\max} : $k_3^l = 1,1$, k_4^l – ograniczenie dla maksymalnej temperatury cyklu roboczego T_{\max} : $k_4^l = 1,1$.

the model of working cycle as well. The aim of the optimisation task performed was to find the engine control parameters that enable us to minimise emission of NO_x . Nitrogen oxides was chosen because in modern compression ignition engine it is a real control problem. Moreover, additional boundary conditions were formulated and taken into optimisation task, such as: emission of other exhaust component and soot were limited, computed values of mean indicated pressure, thermal efficiency, maximal pressure and temperature in the cylinder had to ensure proper engine operating parameters. Crankshaft rotational speed which is the component x_1 of the vector X was set constant. In the object function (9) values of coefficients were as follows:

$$C_1^e = C_2^e = C_4^e = 0, \quad C_3^e = (C_3^{e,\text{beg}})^{-1}, \quad C_1^L = 0 \quad (12)$$

where $C_3^{e,\text{beg}}$ means emission of NO_x for X^{beg} . Additional boundary conditions in forms:

$$e_i \leq 1.5 \cdot e_i^{\text{beg}} \quad \text{for } i = 1, 2, 4 \quad (13a)$$

$$l_i \geq k_i^L \cdot l_i [X^{\text{beg}}] \quad \text{for } i = 1, 2, 3, 4 \quad (13b)$$

where k_i^L – are relative threshold value for: k_1^L – indicated mean pressure p_i : $k_1^L = 1.0$, k_2^L – thermal efficiency η_c : $k_2^L = 0.9$, k_3^L – maximal pressure p_{max} : $k_3^L = 1.1$, k_4^L – maximal temperature T_{max} : $k_4^L = 1.1$, were taken into account as well.

Conditions (13a) allow increasing of emission CO, HC and soot up to 50% in relation to values for X^{beg} , while conditions (13b) in relation to values for X^{beg} ensure equal mean indicated pressure and allow decreasing of thermal efficiency, maximal pressure p_{max} and maximal temperature T_{max} down to 10%.

Numerical simulation were performed for two different crankshaft rotational speeds and three values of engine torque. As a result of simulation new vector of engine control parameters X^{opt} was obtained. Table 1 presents initial and calculated (optimal) values of engine control parameters.

Comparison of calculated (for optimal engine control parameters) emissions and soot versus their initial values is presented in Table 2.

After analysis of the data presented in Tables 1 and 2 one can found that optimal set of control parameters can be achieved for considered in the pa-

Warunki (13a) oznaczają, że dopuszczono wzrost o 50% emisji CO, HC oraz zadymienia spalin w odniesieniu do wielkości wynikających z X^{beg} , natomiast warunki (13b) w odniesieniu do wartości dla X^{beg} oznaczają odpowiednio utrzymanie średniego ciśnienia indykowanego, dopuszczalny spadek sprawności cieplnej o 10% oraz dopuszczalny wzrost p_{max} i T_{max} o 10%.

Obliczenia symulacyjne przeprowadzono dla dwóch wartości prędkości obrotowej i trzech wartości momentu obrotowego i otrzymano nowe wartości parametrów regulacyjnych – X^{opt} . W tabeli 1 zestawiono początkowe i obliczone (optymalne) wartości parametrów regulacyjnych.

Porównanie obliczonych (optymalnych wg modelu) i wejściowych wartości emisji i zadymienia spalin zestawiono w tab. 2.

Analiza danych zawartych w tabelach 1 i 2 wskazuje, że rozwiązanie zadania optymalizacji w analizowanym polu pracy silnika wymaga odpowiedniego doboru dawki paliwa, kąta wyprzedzenia wtrysku, stopnia recyrkulacji spalin oraz ciśnienia i temperatury ładunku w układzie dolotowym. W wyniku rozwiązania zadania optymalizacji uzyskano znaczne obniżenie emisji tlenków azotu w analizowanym polu pracy silnika przy utrzymaniu założonej wartości średniego ciśnienia indykowanego. Równocześnie nastąpił dopuszczony wzrost emisji tlenku węgla i węglowodorów przy jednoczesnym przekraczaniu dozwolonego poziomu zadymienia spalin.

5. Podsumowanie

Obliczone i przedstawione w rozdz. 4 „optymalne” wartości parametrów regulacyjnych są wartościami przybliżonymi i po zastosowaniu podanych nastaw w obiekcie

Table 1. Initial and calculated (optimal) values of control engine parameters

Tabela 1. Początkowe i obliczone (optymalne) wartości parametrów regulacyjnych

Torque/ obciążenie	Engine control parameters/para- metry regulacyjne	Crankshaft rotational speed/prędkość obrotowa			
		2610		3340	
		X^{beg}	X^{opt}	X^{beg}	X^{opt}
0.25 M_{max}	B_o [kg]	9.68E-06	10.46 E-06	10.22E-06	10.82E-06
	φ_w [°OWK]	-10.5	-2.2	-13	-5.7
	X_{EGR} [%]	0	2.2	0	2.5
	p_d [hPa]	1360	1416	1420	1544
	T_d [°C]	55	60	54	60
0.5 M_{max}	B_o [kg]	15.88E-06	16.19E-06	14.95E-06	15.57E-06
	φ_w [°OWK]	-12	-2	-13,5	-7,6
	X_{EGR} [%]	0	6	0	8,7
	p_d [hPa]	1460	1400	1470	1400
	T_d [°C]	55	60	54	58
0.75 M_{max}	B_o [kg]	21.73E-06	22.7E-06	20.87E-06	20.1E-06
	φ_w [°OWK]	-14	-6	-13	-8.9
	X_{EGR} [%]	0	0	0	0
	p_d [hPa]	1520	1515	1520	1600
	T_d [°C]	57	50	55	50

per range of engine operating conditions by appropriate choice of: injected fuel mass, injection advance angle, degree of exhaust gas recirculation, intake manifold pressure and temperature in the intake manifold. Significant reduction of nitrogen oxides emission was achieved in engine operating conditions considered with desired value of mean indicated pressure. Emission of carbon monoxide and hydrocarbons was increased in acceptable range but the soot limit was passed simultaneously.

5. Conclusions

It is important to underline that the calculated (optimal) values of engine control parameters showed in previous paragraph should be treated as approximated values only i.e. after using those values in control emission of real engine results can deviate from optimum.

Deviation can be caused by errors, such as: prediction errors of artificial neural networks, measurement errors or caused by assumptions formulated for physical and mathematical models.

The optimal engine control parameters X^{opt} that enable reduction of nitrogen oxides according to boundary conditions implemented were used in new series of engine measurements in order to check the correctness and accuracy of the model. The additional measurements were carried out for values of crankshaft rotational speed and torques like in section 4. Results of validation measurements are presented in Table 3 as relative percentage errors (in relation to measured value) for each case considered.

Analysis of the validation data shows that using vector X^{opt} of optimal control engine parameters lead us to similar values of decreased emissions of nitrogen oxides obtained

Table 2. Calculated values of e_i according to X^{beg} i X^{opt}

Tabela 2. Obliczone wartości e_i odpowiadające X^{beg} i X^{opt}

Torque/ obciążenie	e_i	Crankshaft rotational speed/prędkość obrotowa					
		2610			3340		
		beg	opt	opt/beg	beg	opt	opt/beg
0.25 M_{max}	CO [%]	0.015	0.022	1.47	0.009	0.013	1.44
	HC [ppm]	54	70	1.30	45	51	1.13
	NO _x [ppm]	281	159	0.57	313	140	0.45
	D [°BOSCH]	0.41	0.33	0.80	0.4	0.76	1.90
0.5 M_{max}	CO [%]	0.013	0.015	1.15	0.006	0.009	1.50
	HC [ppm]	47	55	1.17	46	49	1.07
	NO _x [ppm]	561	233	0.42	527	241	0.46
	D [°BOSCH]	0.16	0.33	2.06	0.2	0.41	2.05
0.75 M_{max}	CO [%]	0.011	0.014	1.27	0.008	0.011	1.38
	HC [ppm]	55	53	0.96	51	48	0.94
	NO _x [ppm]	878	482	0.55	652	442	0.68
	D [°BOSCH]	0.4	0.8	2.00	0.42	0.7	1.67

Table 3. Validation of e_i values for X^{opt}

Tabela 3. Weryfikacja wartości e_i odpowiadających X^{opt}

Torque/ obciążenie	e_i	Crankshaft rotational speed/prędkość obrotowa					
		2610			3340		
		calc.	exp.	error [%]	calc.	exp.	error [%]
0.25 M_{max}	CO [%]	0.022	0.019	16	0.013	0.02	35
	HC [ppm]	70	61	15	51	59	13
	NO _x [ppm]	159	172	8	140	136	3
	D [°BOSCH]	0.33	0.6	45	0.76	0.6	26
0.5 M_{max}	CO [%]	0.015	0.012	25	0.009	0.019	52
	HC [ppm]	55	68	19	49	60	18
	NO _x [ppm]	233	300	22	241	206	16
	D [°BOSCH]	0.33	0.5	34	0.41	1	59
0.75 M_{max}	CO [%]	0.014	0.006	43	0.011	0.009	22
	HC [ppm]	53	63	16	48	49	2
	NO _x [ppm]	482	678	29	442	433	2
	D [°BOSCH]	0.8	0.6	33	0.7	0.8	12

rzeczywistym nie muszą zachować cech optymalności. Spowodowane jest to błędem predykcji sieci neuronowych oraz założeniami przyjętymi przy opracowaniu modelu fizycznego i matematycznego jak też błędami pomiarów.

Aby zweryfikować poprawność wniosku, iż stosowanie optymalnych nastaw X^{opt} prowadzi do rzeczywistego obniżenia emisji tlenków azotu i zachowania ograniczeń opisanych poprzednio, przeprowadzono badania stanowiskowe, weryfikacyjne. Badania weryfikacyjne przeprowadzono dla prędkości obrotowych i obciążeń uzyskanych w wyniku postępowania opisanego w rozdz. 4. Wyniki badań weryfikacyjnych przedstawiono w tab. 3, zestawiając względny (w odniesieniu do wartości zarejestrowanej w badaniach) błąd procentowy.

Analiza wyników weryfikacji pomiarowej wskazuje, że w rezultacie zastosowania parametrów regulacyjnych X^{opt} , zarówno w obliczeniach, jak i w pomiarach weryfikacyjnych

by model and validation measurements. The above was achieved with no change in mean indicated pressure and with allowable increasing of emission of carbon monoxide and hydrocarbons. Results of selected experimental measurements carried out in order to validate the model and algorithm for founding X^{opt} enable us to claim that the model with artificial neural networks works properly. However, validation results show that new set of experimental measurements is necessary in order to improve the weak current accuracy for predicting emission of carbon monoxide and hydrocarbon.

It is obvious that using measurements for predicting the real-word vector of optimal engine control parameters X_p^{opt} are time-consuming and expansive. It is reasonable to consider that

$$X_p^{opt} \approx X^{opt} \quad (14)$$

which means that the vector of optimal parameters X^{opt} obtained from the model presented can replace the vector of real-word optimal engine control parameters.

Artykuł recenzowany

Nomenclature and Abbreviation/Skróty i oznaczenia

A	heat transfer area/powierzchnia wymiany ciepła
B_o	injected fuel mass/dawka paliwa
c	specific heat of the medium/ciepło właściwe czynnika
h	heat transfer coefficient/współczynnik wymiany ciepła
m	mass of the medium/masa czynnika
n	crankshaft rotational speed/prędkość obrotowa
p	pressure/ciśnienie
t	time/czas
T	temperature/temperatura
V	cylinder volume/objętość cylindra
W	fuel calorific value/wartość opalowa paliwa
x	fuel mass burning rate/stopecień spalania dawki paliwa
X_{EGR}	degree of exhaust gas recirculation/stopecień recyrkulacji spalin
y	degree of fuel dose used/współczynnik wykorzystania dawki paliwa
φ_w	injection advance angle/kąt wyprzedzenia wtrysku
η_c	efficiency/sprawność

Mr Krzysztof Brzozowski, DSc, MEng – University of Bielsko-Biala, doctor in Department of Mechanics and Computer Science at Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science.

Dr hab. inż. Krzysztof Brzozowski – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Bialej, adiunkt w Katedrze Mechaniki i Informatyki na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki.



uzyskano zbliżone wartości obniżenia emisji tlenków azotu przy utrzymaniu założonej wartości średniego ciśnienia indukowanego. Równocześnie nastąpił zbliżony (dopuszczony) wzrost emisji tlenku węgla i węglowodorów. Przedstawione częściowe wyniki eksperymentalnej weryfikacji poprawności modelu układu i postępowania zmierzającego do ustalenia optymalnych zestawów parametrów regulacyjnych X^{opt} , upoważniają do stwierdzenia poprawności identyfikacji modelu z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych. Wskazują jednocześnie na potrzebę uzupełnienia badań w zakresie emisji tlenku węgla i zadymienia spalin, ze względu na małą zgodność wyników modelowania i badań eksperymentalnych dla tych składników spalin.

Znalezienie wektora X_p^{opt} (według badań) wymaga przeprowadzenia wielu czasochłonych i kosztownych pomiarów. Stąd sensowne wydaje się przyjęcie równania (14), a więc utożsamienie wektora optymalnych parametrów regulacyjnych z wektorem wyznaczonym obliczeniowo.

Bibliography/Literatura

- [1] Brzozowski K., Nowakowski J.: Application of optimisation to scalling of the mathematical model of the working cycle of CI engine. The Archive of Mechanical Engineering Vol. 52 No.1 s. 21-39, 2005.
- [2] Brzozowska L., Brzozowski K., Nowakowski J.: An application of artificial neural network to Diesel engine modelling. IDAACS'2005, Proceedings of the Third IEEE Workshop, s. 142-146, 2005.
- [3] Brzozowski K., Nowakowski J.: Zastosowanie sztucznych sieci neuronowych do modelowania emisji z silnika o zapłonie samoczynnym. Journal of KONES: Internal Combustion Engines vol.12 nr 1-2 s. 51-59, 2005.
- [4] Brzozowski K., Nowakowski J.: Zastosowanie sztucznych sieci neuronowych do identyfikacji modelu cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym. PTNSS Congress, P05-C147 s. 1-9, 2005.
- [5] Nowakowski J., Brzozowski K.: Model cyklu roboczego silnika ZS z recyrkulacją spalin. Badania Symulacyjne w Technice Samochodowej, Teza Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, nr 26-27 s. 335-340, 2003.
- [6] Nowakowski J.: Model cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym i jego zastosowanie do doboru parametrów regulacyjnych. Rozprawy Naukowe, Akademia Techniczno-Humanistyczna, nr 15, 2005.

Mr Jacek Nowakowski, DSc, MEng – University of Bielsko-Biala, doctor in Department of Combustion Engines and Vehicles at Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science.

Dr hab. inż. Jacek Nowakowski – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Bialej, adiunkt w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki.



Numerical analysis of spark plugs number influence on selected parameters of combustion in piston engine

The results of numerical analysis of combustion in multi-spark plug SI engine are presented in the paper. The outcome of computational analysis of lean mixtures combustion in engine with one and two spark plugs are compared. The output data was presented in graphical form as screenshots (temperature distribution) and as pressure and temperature courses in function of crank angle. 3D numerical modelling of combustion in multi-spark plug engine proved that improvement in lean mixture combustion process can be obtained by increasing the number of active ignition points. As conclusion it can be stated that numerical modelling results confirmed the favourable influence of applying two active spark plugs in lean mixtures combustion.

Key words: multi-spark plug engine, air excess number, lean mixture, mass fraction burnt ratio

Analiza numeryczna wpływu liczby świec zapłonowych na wybrane parametry procesu spalania w silniku tłokowym

W artykule przedstawiono analizę numeryczną procesu spalania w wieloświecowym silniku ZI. Porównano wyniki modelowania procesu spalania mieszanek zubożonych w silniku z jedną oraz dwoma świecami zapłonowymi. Dane wyjściowe zaprezentowano w postaci graficznej, jako slajdy (rozkład temperatury) oraz jako przebiegi ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Modelowanie trójwymiarowe procesu spalania w silniku wieloświecowym pokazało, że zwiększenie liczby czynnych świec zapłonowych znacząco poprawia proces spalania mieszanek zubożonych. Główną wadą tych mieszanek, jaką jest powolne, a wręcz przewlekłe spalanie została w dużym stopniu zniwelowana.

Słowa kluczowe: silnik wieloświecowy, współczynnik nadmiaru powietrza, mieszanka uboga, współczynnik wypalenia paliwa

1. Introduction

Since many years in the Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering at the Czestochowa University of Technology one of the direction of research has been 3D modelling of thermal and flow processes occurring in combustion chamber of piston engine with the use of KIVA-3V software [1]. Flow processes in the engine cylinder including liquid fuel injection [8], influence of flow parameters and pressure of gaseous medium on spark ignition process and the development of flame in the cylinder [3], and two-stage combustion process in the engine with pre-chamber fuelled by lean mixtures of air excess number $\lambda \leq 2.0$ [5] have been numerically analyzed.

The paper presents numerical analysis of combustion process in the engine with two spark plugs, fuelled by lean mixtures of air excess number $\lambda \leq 2.0$.

Introducing of the severe regulations concerning toxic components emitted by piston engines forces the development of engine design. Effective reduction of toxic components emission as well as the increase of SI engines efficiency can be obtained by lean mixtures combustion. However, it is connected with certain difficulties, such as: decrease in flame propagation velocity and high unrepeatability of engine work. These inconveniences can be partly leveled down for example by introducing of multipoint ignition [6, 9].

2. Numerical analysis of combustion process

Numerical modelling was performed in KIVA-3V code [1]. The software enabled 3D modelling of flows in piston

1. Wstęp

W Instytucie Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej od wielu lat jednym z kierunków badań jest modelowanie 3D procesów cieplnych i przepływowych, zachodzących w komorze spalania silnika tłokowego, przy wykorzystaniu programu KIVA-3V [1]. Analizie numerycznej poddaje się m.in. procesy przepływowe w cylindrze silnika z uwzględnieniem procesu wtrysku paliwa ciekłego [8], wpływ parametrów przepływowych oraz ciśnienia medium gazowego na przebieg procesu zapłonu i rozwoju płomienia w cylindrze [3] oraz proces dwustopniowego spalania w silniku z komorą wstępną, zasilanym mieszankami ubogimi o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda \leq 2,0$ [5].

W niniejszym artykule przedstawiono natomiast analizę numeryczną procesu spalania w silniku z zapłonem dwuświecowym, zasilanym mieszankami ubogimi o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda \leq 2,0$.

Wprowadzanie coraz to ostrzejszych norm dotyczących składników toksycznych emitowanych przez silniki tłokowe wymusza zmiany w konstrukcji tych silników. Skuteczne obniżenie emisji składników toksycznych oraz zwiększenie sprawności silników ZI można uzyskać dzięki spalaniu mieszanek zubożonych. Wiąże się to jednak z pewnymi problemami, takimi jak np. spadek szybkości rozprzestrzeniania się płomienia, czy też duża niepewność pracy silnika. Niedogodności te można częściowo zniwelować m.in. przez wprowadzenie właśnie zapłonu wielopunktowego [6, 9].

engine combustion chambers of various geometry with taking turbulence and heat exchange into consideration. The geometric mesh (Fig. 1) of modelled combustion chamber was designed on the basis of S320 ER spark ignited test engine geometry [2]. The simulation of combustion process was performed for liquid fuel (gasoline) at three air excess number values ($\lambda = 1.2, 1.6$ and 2.0) and for two active spark plugs configurations as follows: 1 and 1-2. Location of spark plugs in combustion chamber is depicted in Fig. 2.

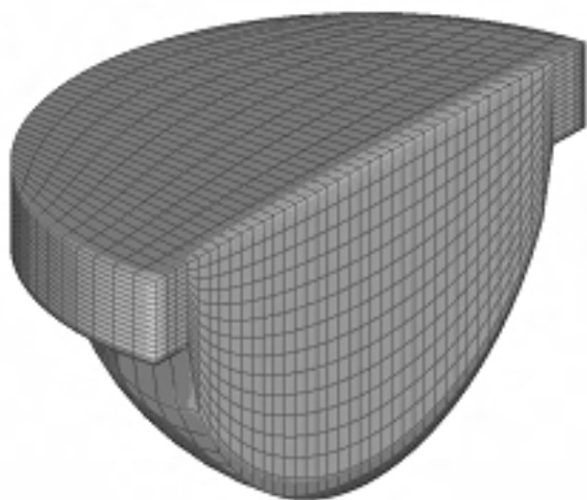


Fig. 1. Geometric mesh in Cartesian coordinate system

Rys. 1. Siatka geometryczna w prostokątnym układzie współrzędnych

3D modelling of combustion process started at 220 CA (crank angle) and finished 494 CA, which corresponds to experimental engine camshaft phases, which are inlet valves closure and beginning of outlet valves opening. The program input data was derived from experiment [2], e.g. the ignition advance angle was set at 354 CA for $\lambda = 1.2$, 350 CA for $\lambda = 1.6$ and 344 CA for $\lambda = 2.0$.

The output data was presented in graphical form as screenshots generated by GMV [1] postprocessor and as pressure courses (mean values for cylinder volume) in function of crank angle.

Following figures present temperature distribution in combustion chamber of modelled engine for specific values of air excess number and chosen active spark plugs configuration as well as pressure courses in function of crank angle. The spatial temperature distribution is depicted at piston location at Top Dead Centre.

Temperature distribution as well as pressure courses in function of crank angle at air excess number equal 1.2 are shown in Figs 3 to 5.

Figures 3 and 4 reveals that application of two spark plugs made the combustion process faster as greater fuel fraction was burnt and high temperature of 2000 K is obtained. The maximal temperature in cylinder has also been increased and at TDC it gained the value of approximately 2700 K in case of two active spark plugs and approximately 2500 K in case of one active spark plug.

2. Analiza numeryczna procesu spalania

Modelowanie numeryczne przeprowadzono za pomocą programu KIVA-3V [1], który pozwala na obliczanie przepływów trójwymiarowych w komorach silników spaliniowych o dowolnej geometrii, z uwzględnieniem turbulencji oraz wymiany ciepła ze ściankami. Siatkę geometryczną (rys. 1) opisującą kształt komory spalania wykonano na podstawie danych rzeczywistego silnika badawczego ZI typu S320 ER [2].

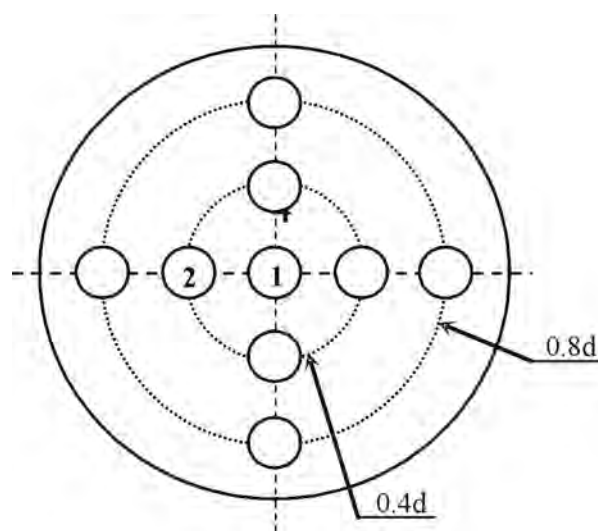


Fig. 2. Spark plugs location legend (d – cylinder diameter)

Rys. 2. Schemat rozmieszczenia świec zapłonowych (d – średnica cylindra)

Symulacje procesu spalania przeprowadzono dla paliwa ciekłego (benzyna) przy trzech wartościach współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,2, 1,6$ i $2,0$ oraz dla dwóch kombinacji świec zapłonowych: 1 i 1-2. Rozmieszczenie świec zapłonowych w komorze spalania przedstawia rys. 2.

Modelowanie 3D procesu spalania rozpoczęto od kąta 220°OWK , a zakończono na 494°OWK , co odpowiada fazom rozrządu silnika badawczego, czyli zamknięciu zaworów dolotowych i początkowi otwarcia zaworów wylotowych. Dane wejściowe do programu pochodzą z badań eksperymentalnych [2], m.in. kąt wyprzedzenia zapłonu ustalono na 354°OWK dla $\lambda = 1,2$, 350°OWK dla $\lambda = 1,6$ oraz 344°OWK dla $\lambda = 2,0$. Dane wyjściowe przedstawiono w postaci graficznej, jako slajdy z postprocesora GMV [1] oraz przebiegi ciśnienia (wartości średnie z całej objętości cylindra) w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

Na rysunkach 3–5 przedstawiono rozkład temperatury w komorze spalania, jaki wystąpił przy poszczególnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza i dla kolejnych konfiguracji świec oraz przebiegi ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Czasoprzestrzenny rozkład temperatury pokazano dla położenia tłoka w zewnętrznym zwrotnym położeniu (ZZP).

Rozkład temperatury oraz przebieg ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,2$ przedstawiono na rys. 3–5.

Z rysunków 3 i 4 wynika, że zastosowanie dwóch świec zapłonowych przyspieszyło proces spalania, ponieważ



Fig. 3. Temperature distribution for central spark plug at $\lambda = 1.2$ and TDC
 Rys. 3. Rozkład temperatury dla świecy centralnej w ZZP dla $\lambda = 1,2$

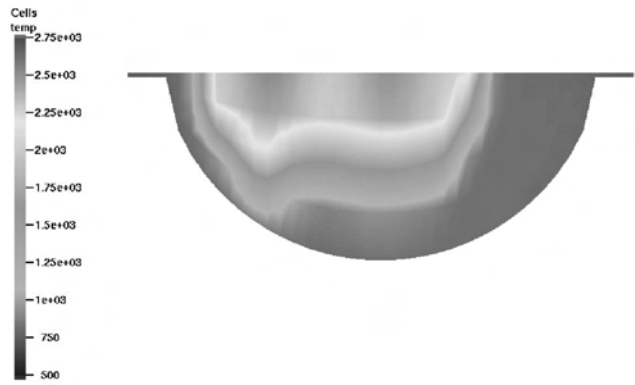


Fig. 4. Temperature distribution for two spark plugs at $\lambda = 1.2$ and TDC
 Rys. 4. Rozkład temperatury dla dwóch świec w ZZP dla $\lambda = 1,2$

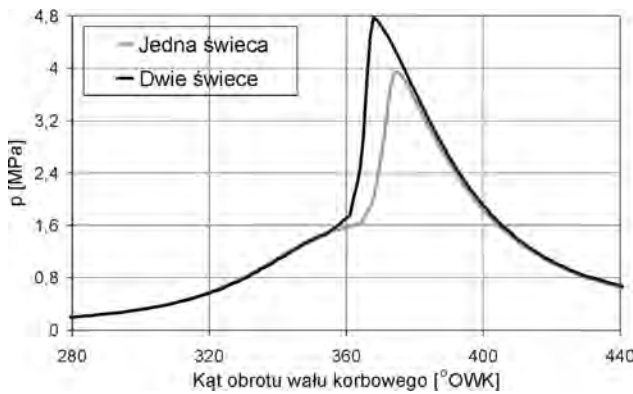


Fig. 5. In-cylinder pressure courses for two spark plugs configurations at $\lambda = 1.2$

Rys. 5. Przebieg ciśnienia w cylindrze modelu silnika dla jednej i dwóch świec zapłonowych przy $\lambda = 1,2$

In the spark plugs configuration, the modelled pressure is higher (Fig. 5) and its maximum (4.8 MPa) occurs earlier (368 CA) than in one spark plug configuration ($p_{max} = 3.9$ MPa at 375 CA).

The following figures present combustion process modelling results at increased air excess number to 1.6.

ther mixture impoverishment caused reduction of maximum temperature value (lower than 2400 K).

The area of charge of high temperature for two spark plugs (Fig. 7) was significantly smaller than for $\lambda = 1.2$ (Fig. 4), although the ignition was about 4 CA earlier.

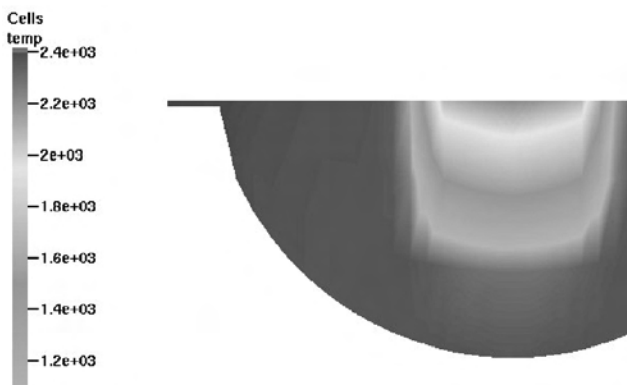


Fig. 6. Temperature distribution for central spark plug at $\lambda = 1.6$ and TDC
 Rys. 6. Rozkład temperatury dla świecy centralnej w ZZP dla $\lambda = 1,6$

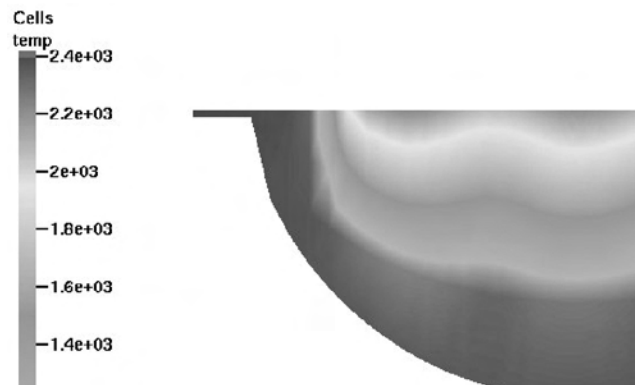


Fig. 7. Temperature distribution for two spark plugs at $\lambda = 1,6$ and TDC
 Rys. 7. Rozkład temperatury dla dwóch świec w ZZP dla $\lambda = 1,6$

większa część ładunku uległa spalaniu i osiągnęła wysokie temperatury rzędu 2000 K. Wzrosła również maksymalna temperatura występująca w cylindrze i przy położeniu tłoka w ZZP wyniosła ok. 2700 K przy dwóch świecach zapłonowych oraz ok. 2500 K dla pracującej jednej świecy zapłonowej.

Ciśnienie maksymalne w cylindrze (rys. 5) również było wyższe dla układu dwóch świec zapłonowych i jego maksimum (4,8 MPa) pojawiło się znacznie wcześniej (368°OWK) niż przy jednej świecy zapłonowej ($p_{max} = 3,9$ MPa przy 375°OWK).

Rysunki 6–8 przedstawiają wyniki modelowania procesu spalania dla zwiększonej wartości współczynnika nadmiaru powietrza do $\lambda = 1,6$.

Dalsze zubożenie mieszanki spowodowało zmniejszenie maksymalnych wartości temperatury (poniżej 2400 K), w porównaniu do poprzednich nastaw współczynnika nadmiaru powietrza. Obszar ładunku o wysokiej temperaturze, dla dwóch świec zapłonowych (rys. 7), był już znacznie mniejszy niż dla $\lambda = 1,2$ (rys. 4), choć zapłon był tutaj wcześniejszy o 4°OWK.

Stwierdzono również spadek maksymalnych wartości ciśnienia, zarówno w przypadku modelu silnika pracującego na jednej, jak i na dwóch świecach zapłonowych – rys. 8. Dla zapłonu pojawiającego się w osi cylindra ciśnienie to spadło do wartości 3,8 MPa przy 378°OWK, natomiast dla dwóch świec do wartości 4,3 MPa przy 372° OWK.

In comparison to previous air excess number value, for reduction of maximum pressure value for the engine model working on one and on two spark plugs was stated (Fig. 8). In case of the ignition in the cylinder axis the pressure dropped to the value of 3.8 MPa at 378 CA, whereas it dropped to the value of 4.3 MPa at 372 CA for two spark plugs.

The temperature distribution as well as pressure courses (mean values for the whole cylinder volume) in function of crank angle at air excess number equal 2.0 are shown in Fig. 9 to 11.

Further increase in air excess number to $\lambda = 2.0$, caused reduction of maximal temperature value in the engine cylinder (Fig. 9 and 10). The maximal combustion temperature in TDC was appropriately 2100 K in case of two spark plugs and 2000 K in case of one active spark plug.

So high mixture impoverishment also caused reduction of maximal pressure in the engine cylinder value (Fig. 11). For the configuration with one spark plug the modelled pressure reached maximal value equal only 2.1 MPa at 388 CA. In comparison with richer mixtures it is more than 45% decrease. However, pressure value for two spark plugs configuration was equal 3.0 MPa at 379 CA. It is 38% less in comparison with $\lambda = 1.2$ and 30% compared to $\lambda = 1.6$.

For one spark plug configuration the combustion process was improper and very protracted as shown in Fig. 11

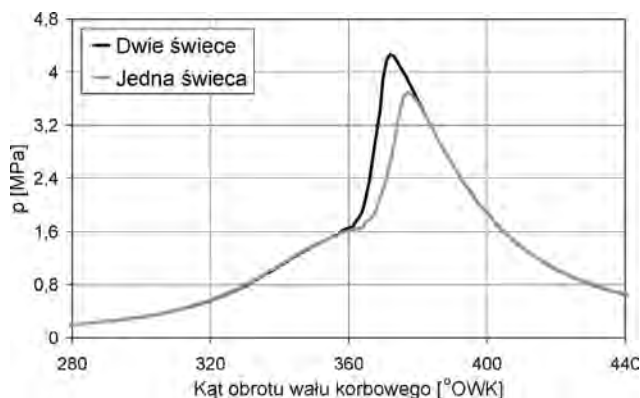


Fig. 8. In-cylinder pressure courses for two spark plugs configurations at $\lambda = 1.6$

Rys. 8. Przebieg ciśnienia w cylindrze modelu silnika dla jednej i dwóch świec zapłonowych przy $\lambda = 1,6$

Czasoprzestrzenny rozkład temperatury oraz przebiegi ciśnienia (wartości średnie dla całej objętości komory spalania) w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 2,0$ przedstawiono na rys. 9–11.

Dalsze zwiększanie wartości współczynnika nadmiaru powietrza do $\lambda = 2,0$ spowodowało dalszy spadek maksymalnych wartości temperatury w cylindrze modelu silnika – rys. 9 i 10. Maksymalna temperatura spalania, przy położeniu tłoka w ZZZ, wyniosła odpowiednio ok. 2100 K przy

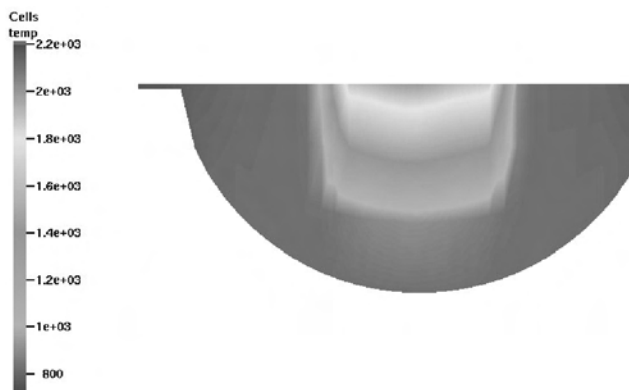


Fig. 9. Temperature distribution for central spark plug at $\lambda = 2.0$ and TDC
Rys. 9. Rozkład temperatury dla świecy centralnej w ZZZ dla $\lambda = 2,0$

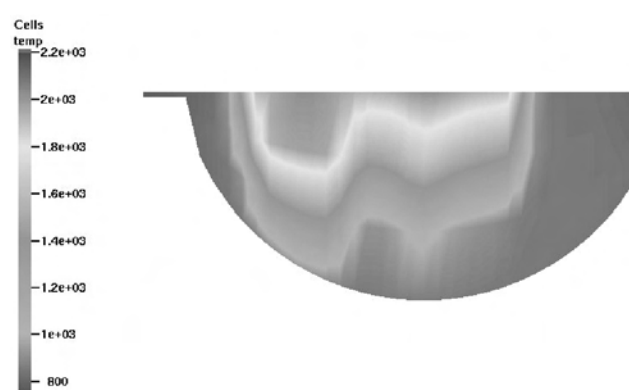


Fig. 10. Temperature distribution for two spark plugs at $\lambda = 2.0$ and TDC
Rys. 10. Rozkład temperatury dla dwóch świec w ZZZ dla $\lambda = 2,0$

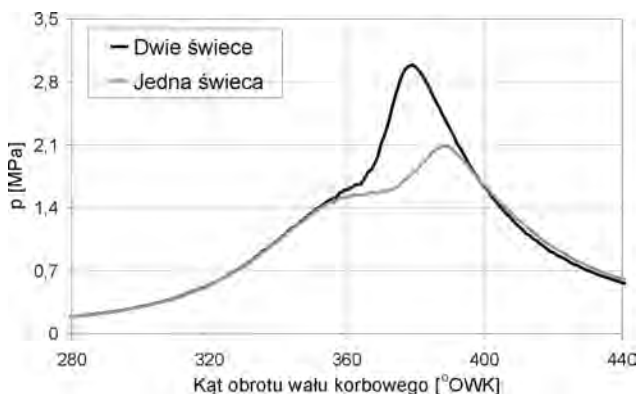


Fig. 11. In-cylinder pressure course for one and two spark plugs configurations at $\lambda = 2.0$

Rys. 11. Przebieg ciśnienia w cylindrze modelu silnika dla jednej i dwóch świec zapłonowych przy $\lambda = 2,0$

dwoch świecach zapłonowych oraz ok. 2000 K dla pracującej jednej świecy zapłonowej.

Tak duże zubożenie mieszanki spowodowało również znaczny spadek maksymalnych wartości ciśnienia w cylindrze modelu silnika – rys. 11. Dla konfiguracji z jedną świecą zapłonową modelowane ciśnienie osiągnęło wartość maksymalną równą zaledwie 2,1 MPa przy 388°OWK, co daje ponad 45-procentowy spadek wartości tego parametru w porównaniu z mieszankami bogatszymi. Natomiast odpowiednia wartość ciśnienia dla układu z dwoma świecami wyniosła 3,0 MPa przy 379°OWK i jest to spadek o 38% w porównaniu do $\lambda = 1,2$ oraz o 30% w porównaniu do $\lambda = 1,6$.

Z przebiegu ciśnienia w cylindrze (rys. 11) widać, że dla jednej świecy zapłonowej spalanie było niepoprawne,

depicting the in-cylinder pressure course. The improvement of combustion process by its acceleration and maximum pressure value increase was caused by applying two spark plugs.

The influence of spark plugs configuration on the mass fraction burnt ratio in the function of crank angle was also verified in the paper. Rassweiler and Withrow method (R-W) [4] since 1938 has been used to define mass fraction burnt ratio $x(R-W)$. This method is a well known procedure of mass fraction burnt ratio setting, moreover it is commonly used as a reference method.

Two-point ignition significantly accelerated the combustion process in the modelled engine. It is depicted (Fig. 12 to 14) by mass fraction burnt ratio $x(R-W)$ in the function of crank angle, calculated using application [7].

The above diagrams show the acceleration of combustion process for two spark plugs as the 50% mass fraction burnt

bardzo przewlekłe. Dopiero zastosowanie dwóch świec zapłonowych spowodowało poprawę procesu spalania, jego przyspieszenie i wzrost maksymalnej wartości ciśnienia.

W dalszej części artykułu przedstawiono, w jaki sposób poszczególne konfiguracje świec zapłonowych wpływają na przebieg udziału masowego spalonego paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Do określenia udziału spalonego paliwa $x(R-W)$ wykorzystano, opracowaną w 1938 r., metodę Rassweilera i Withrowa (R-W) [4], która jest najbardziej znaną i powszechnie uznawaną procedurą wyznaczania przebiegu zmian części spalonej, a często przy ocenie wyników przyjmowana jest za metodę referencyjną.

Dwupunktowy zapłon znacznie przyspieszył proces spalania w modelu silnika. Bardzo dobrze odzwierciedlają to przebiegi udziału masowego spalonego paliwa $x(R-W)$ w funkcji kąta obrotu wału korbowego, wyznaczone przy wykorzystaniu aplikacji [7], a przedstawione na rys. 12–14.

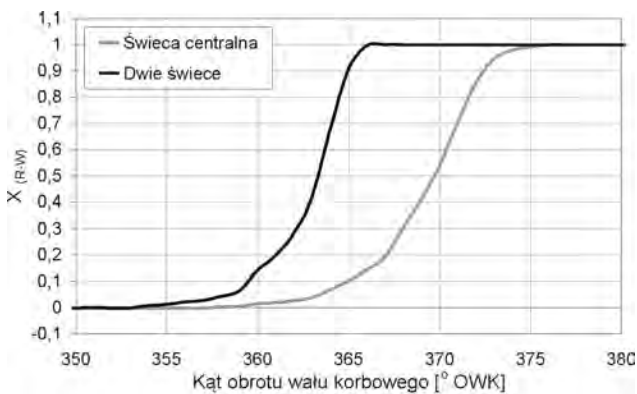


Fig. 12. Mass fraction burnt ratio for one and two spark plugs at $\lambda = 1.2$

Rys.12. Udział masowy spalonego paliwa dla jednej i dwóch świec zapłonowych przy $\lambda = 1,2$

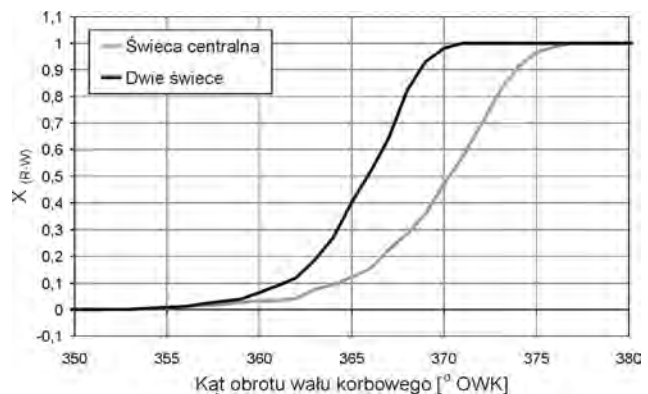


Fig. 13. Mass fraction burnt ratio for one and two spark plugs at $\lambda = 1.6$

Rys.13. Udział masowy spalonego paliwa dla jednej i dwóch świec zapłonowych przy $\lambda = 1,6$

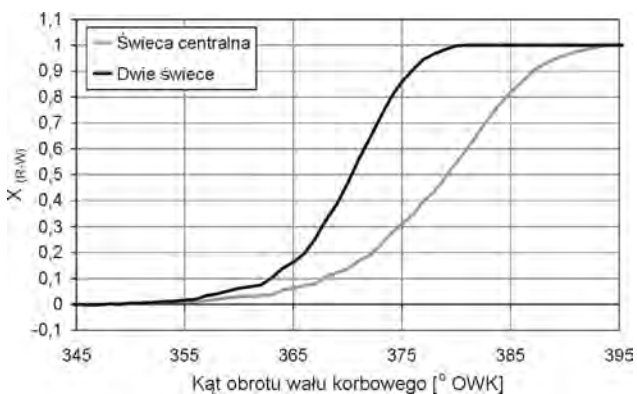


Fig. 14. Mass fraction burnt ratio for one and two spark plugs at $\lambda = 2.0$

Rys.14. Udział masowy spalonego paliwa dla jednej i dwóch świec zapłonowych przy $\lambda = 2,0$

ratio value occurs earlier than for one, central spark plug. The difference between the position of 50% mass fraction burnt ratio value for one and two spark plugs was 5 CA for $\lambda = 1.2$. The difference increased up to 9 CA (Fig. 15) for the leanest mixture ($\lambda = 2.0$).

The Fig. 15 shows that while the air excess number increases the combustion process extends. 50% mass fraction burnt ratio value was 369 CA for one spark plug and 364

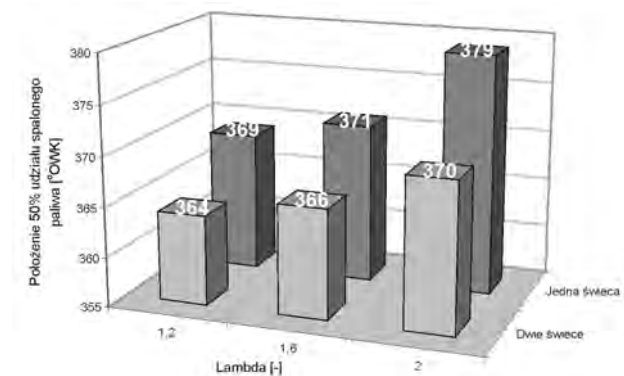


Fig. 15. Position of 50% mass fraction burnt ratio value for one and two spark plugs in function of air excess number

Rys. 15. Położenie 50% udziału spalonego paliwa dla jednej i dwóch świec zapłonowych w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza

Powyższe wykresy pokazują wyraźne przyspieszenie procesu spalania dla dwóch świec zapłonowych, ponieważ 50% udziału spalonego paliwa pojawia się znacznie wcześniej niż dla jednej, centralnej świecy zapłonowej. Dla $\lambda = 1,2$ różnica pomiędzy kątem położenia 50% udziału spalonego paliwa, dla jednej i dwóch świec, wyniosła 5°OWK, natomiast dla najuboższej mieszanki ($\lambda = 2,0$) różnica ta wzrosła do 9°OWK – rys. 15.

CA for two spark plugs for $\lambda = 1.2$. For the leanest mixture ($\lambda = 2.0$) the values were 379 CA (one spark plug) and 370 CA (two spark plugs).

3. Summary

3D numerical modelling of combustion in two spark plugs engine proved that spark plug number increase improves combustion process of lean mixtures. The proper operation of engine model for one spark plug at air excess number $\lambda = 2.0$ was almost impossible. The combustion was protracted, elongated in time, the maximal pressure in the cylinder was more than 45% lower in comparison with richer mixtures, 50% mass fraction burnt ratio value occurred at 379 CA and it was 10 CA later than in case of $\lambda = 1.2$.

Activation of two spark plugs caused acceleration of combustion process and maximum pressure and temperature increase. It was the best noticeable at air excess number equal $\lambda = 2.0$, where the increase of active spark plugs number up to two caused over 40% growth of maximal pressure value in the cylinder. Moreover, in the 50% mass fraction burnt ratio value, occurred 9 CA earlier in comparison with one spark plug configuration. The results indicate that combustion of lean mixtures in the engine model can be feasible only by increasing the number of spark plugs. Two spark plugs application also caused significant growth of maximum pressure value for richer mixtures, it was 23% for $\lambda = 1.2$ and 13% for $\lambda = 1.6$. Whereas the position of 50% mass fraction burnt ratio value occurred 5 CA earlier for both values of air excess number. To sum up it can be stated that the results of numerical modelling confirmed advantageous of application more spark plugs during lean mixtures combustion. The main disadvantage of these mixtures, which is very slow combustion was level down.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Amsden A.A.: KIVA-3V, a block-structured KIVA program for engines with vertical or canted valve, Los Alamos National Laboratory LA-UR-97-689, February 1997.
- [2] Cupiał K., Kociszewski A.: Measurements and 3D modeling of combustion in multipoint spark ignition engine, Journal of KONES. Internal Combustion Engines, Vol. 9, No. 3-4, s. 80-87, 2002.
- [3] Cupiał K., Sosnowski M., Jamrozik A., Kociszewski A., Tutak W.: Flame Kernel Formation Around a Spark Plug of SI Engine Using KIVA-3V with Standard and Newly Developed Ignition Model, Silniki Spalinowe R.46 nr SC2, s. 203-206, 2007.
- [4] Heywood J.B.: Internal combustion engine fundamentals, McGraw – Hill Book Company 1988.
- [5] Jamrozik A., Tutak W., Kociszewski A., Sosnowski M.: Numerical Analysis of Influence of Prechamber Geometry in IC Engine with Two Stage Combustion System on Engine Work Cycle Parameters, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol 13, No 2, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Warsaw 2006.
- [6] Löhner K., Müller H.: Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor, [in:] List H., Die Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag, Wien-New York 1967.
- [7] Smereka M.: Program do analizy udziału masowego spalonego paliwa, Instytut Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania, Częstochowa 2003.

Z rysunku 15 wynika, że wraz ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza wydłuża się proces spalania. Dla $\lambda = 1,2$ kąt położenia 50% udziału spalonego paliwa wyniósł 369°OWK dla jednej świecy oraz 364°OWK dla dwóch świec, natomiast dla najuboższej mieszanki ($\lambda = 2,0$) wartości te wyniosły odpowiednio 379°OWK (jedna świeca) oraz 370°OWK (dwie świece).

3. Podsumowanie

Trójwymiarowe modelowanie procesu spalania w silniku dwuświecowym potwierdziło postawioną we wstępie tezę, że zwiększenie liczby świec zapłonowych poprawia proces spalania mieszanek bardzo ubogich. Praca modelu silnika przy włączonej jednej świecy zapłonowej dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 2,0$ była prawie niemożliwa. Spalanie odbywało się w sposób przewlekły, było bardzo rozciągnięte w czasie, ciśnienie maksymalne w cylindrze było o ponad 45% niższe w porównaniu z mieszankami bogatszymi, a kąt położenia 50% udziału spalonego paliwa wyniósł aż 379°OWK i było to o 10°OWK później niż w przypadku $\lambda = 1,2$. Włączenie dwóch świec zapłonowych spowodowało przyspieszenie procesu spalania i wzrost maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury. Najbardziej widoczne było to dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 2,0$, gdzie zwiększenie liczby świec do dwóch spowodowało ponad 40-procentowy przyrost wartości maksymalnej ciśnienia w cylindrze. Natomiast 50% udziału spalonego paliwa, dla tego przypadku, pojawiło się wcześniej o 9°OWK w porównaniu do układu z jedną świecą. Wyniki wskazują, że spalanie w modelu silnika mieszanek o tak dużym zubożeniu może odbywać się jedynie przy zwiększonej liczbie świec zapłonowych. Biorąc pod uwagę mieszanki bogatsze ($\lambda = 1,2$ i $1,6$), zastosowanie dwóch świec zapłonowych również spowodowało znaczny przyrost wartości ciśnienia maksymalnego, mianowicie dla $\lambda = 1,2$ było to 23%, a dla $\lambda = 1,6$ –13%. Natomiast położenie 50% udziału spalonego paliwa wystąpiło wcześniej o 5°OWK dla obu wartości współczynnika nadmiaru powietrza.

Można zatem stwierdzić, że wyniki modelowania potwierdziły korzystny wpływ zastosowania większej liczby świec zapłonowych przy spalaniu mieszanek zubożonych. Została zniwelowana główna wada tych mieszanek, jaką jest powolne, a wręcz przewlekłe spalanie.

- [8] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M.: The influence of initial swirl profile on modelled piston engine work cycle parameters, XIV Ukrainian-Polish Conference on "CAD in Machinery Design. Implementation and Educational Problems." CADMD'2006, Polyana, Ukraine, 22-23 May 2006.
- [9] Yamamoto H., Horita S., Matsuoka T.: Surrounding combustion process (SCP) – new concept for lean burn engine, SAE Paper 920058, 1992.

Mr Arkadiusz Kociszewski, PhD, MEng – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Częstochowa University of Technology.

Dr inż. Arkadiusz Kociszewski – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.



Thermal cycle of SI engine modeling with initial swirl proces into consideration

Results of numerical modelling the initial charge swirl in piston engine cylinder and the influence of swirl profile on engine thermal cycle parameters have been presented in the paper. The shape of initial swirl profile of modelled engine was determined on the basis of the experimental researches. It was taken into consideration because the proper level of turbulence before the initiation of combustion is very important for engine work. The research was conducted using KIVA-3V software.

Key words: *internal combustion engine, modelling, swirl, turbulence*

Modelowanie obiegu cieplnego silnika ZI z uwzględnieniem procesu wstępnego zawirowania

Przedstawiono wyniki modelowania obiegu silnika ZI ze szczególnym uwzględnieniem procesu wstępnego zawirowania. Modelowanie przeprowadzono w programie KIVA-3V. Modelowanie obiegu cieplnego silnika wykazało istotny wpływ przyjętego wskaźnika zawirowania oraz profilu wstępnego zawirowania na przebieg zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika.

Słowa kluczowe: *silnik tłokowy, modelowanie, zawirowanie, turbulencja*

1. Introduction

From the beginning of piston engine existence the influence of charge motion in the cylinder on its work has been observed. The influence of workspace geometry of cylinder on flow field turbulence in cylinder of piston engine has had significant influence on creation of new combustion conception in engines: lean mixture, heterogeneous mixtures and construction of high speed compression ignition engines. For a long time researches on the influence of inlet manifold shape and charge compression on turbulence generation (Lancaster, 1976; Nagayama, 1977; Matsushita, 1985; Heywood, 1988) has been performed. Witze and Hall have investigated the influence of flow charge velocity before ignition on combustion process quality. It has been proved, that there is significant impact of turbulence intensity of charge before ignition on mixture combustion speed [5]. The increase of turbulence intensity causes the increase in the combustion speed. Lower non-repeatability of flow field in subsequent cycles has been observed in engines with charge swirl in cylinder. In consequence it leads to lower unrepeatability of engine thermal cycles. This is particularly important for engine fuelled with lean mixture. Combustion process in these engines is characterised by low combustion speed and the thermal cycle of those engines is characterised by large non-repeatability of subsequent cycles. Charge swirl can make significant improvement in engine parameters.

One of the fundamental problems in combustion engines domain, which has been researched from many years, is non-repeatability of work cycles. In 1966 Patterson [4] observed non-repeatability of cycles on the basis of pressure variation. Whitelaw and Xu [8] researched influence of charge swirl on non-repeatability of engine work cycles. Influence of velocity fluctuation on engine work cycles non-

1. Wstęp

Już od początku istnienia silnika tłokowego zauważono wpływ ruchu ładunku w cylindrze na jego pracę. Określanie wpływu geometrii przestrzeni roboczej silnika na turbulencję pola przepływu w cylindrze silnika tłokowego miało znaczący udział w tworzeniu nowych koncepcji spalania w silniku: spalanie mieszanek ubogich, mieszanek uwarstwionych oraz w konstrukcji szybkoobrotowych silników wysokoprężnych. Od dawna badano wpływ kształtu układu dolotowego oraz sprężania ładunku na generację turbulencji (Lancaster, 1976; Nagayama, 1977; Matsushita, 1985; Heywood, 1988). Witze i Hall badali wpływ prędkości przepływu ładunku przed zapłonem, na jakość procesu spalania. Udowodniono, że zachodzi istotny wpływ intensywności turbulencji ładunku przed zapłonem na szybkość spalania mieszanki [5]. Dowiedziono, że zwiększenie intensywności turbulencji powoduje wzrost prędkości spalania. W silnikach, w których występuje zawirowanie ładunku w cylindrze zaobserwowano mniejszą niepowtarzalność prędkości w kolejnych cyklach, co w konsekwencji prowadzi do mniejszej niepowtarzalności obiegu cieplnego silnika. Jest to szczególnie istotne dla silników spalających mieszanki ubogie. Proces spalania w tych silnikach charakteryzuje się małą prędkością spalania, a obieg takiego silnika dużą niepowtarzalnością pracy w kolejnych cyklach. Zawirowanie ładunku może w znacznym stopniu poprawić wskaźniki pracy takich silników. Jednym z fundamentalnych zagadnień w dziedzinie silników spalinowych, które badane jest od wielu lat, jest niepowtarzalność cykli pracy. Już w 1966 roku Patterson [4] obserwował niepowtarzalność cykli na podstawie obserwacji zmian ciśnienia. Whitelaw i Xu [8] badali wpływ zawirowania ładunku na niepowtarzalność cykli pracy silnika. Stwierdzono, że fluktuacja prędkości ma znaczący wpływ na niepowtarzalność

repeatability has been found. Charge swirl contributes to the increase of flame kernel shape repeatability [6]. Introducing the charge swirl has caused the increase of in cylinder pressure and combustion speed of 10–16%. For engines without charge swirl the turbulence has been described as isotropic and homogeneous. For engines with charge swirl the strong anisotropic and non-homogenous turbulence have been observed. Heywood and Pischinger have affirmed that the optimal charge swirl velocity near spark plug should be in the range of 3–5 m/s because of heat losses and flame kernel development. The higher charge flow velocities cause the break off glow phase of discharge on spark plug. Research on engineless test bed is one of way of flow processes in engine cylinder analysis. This test bed is a physical model of engine intake process. The numerical research into engineless test bed allow investigation of inlet manifold properties and the influence of inlet manifold shape on charge swirl rate at the end of compression stroke. This is typical method, which is commonly use to comparative investigations. Vane anemometer is most frequently used as a metering device of global swirl in cylinder.

2. Initial swirl description

A lot of data from real engine must be known in order to model the engine thermal cycle in KIVA-3V. This allows to gets results similar to real. One of these parameters is the one describing initial swirl. For engine modelling one has to know not only the swirl index (ratio) of fresh charge in the test engine, but also the profile of initial swirl at the beginning of computation.

For modelled engine the above mentioned physical model of cylinder filling during the intake stroke has been made. The initial swirl profile has been determined using the hot-wire anemometer. The same test bed has been used to determine the global initial swirl for BDC (Fig. 1).

The aim of measurements was to describe the swirl velocity variation character. In order to model the swirl in KIVA-3V software, not only information of swirl index, but also information on swirl velocity profile are required. Distribution of measurements points in analysed plane has been presented in Fig. 1.

Measurement was conducted in the same conditions as measurement of swirl with the use of vane anemometer. The aim of hot-wire anemometric measurement was to determine the fresh charge swirl velocity profile at the end of intake stroke. The measurements were conducted in the same conditions like with vane anemometer, with the complete inlet manifold and fully open throttle. The 12 curves describing swirl profile in the plane perpendicular to cylinder

cykli pracy silnika. Zawirowanie ładunku przyczynia się do większej powtarzalności kształtu jądra płomienia [6]. Wprowadzenie zawirowania spowodowało zwiększenie ciśnienia w cylindrze oraz zwiększyło prędkość spalania o 10–16%. Dla cylindra bez zawirowania ładunku, turbulencję określono jako izotropową i homogeniczną, a w cylindrze, w którym występuje zawirowanie ładunku stwierdzono silną anizotropowość i niehomogeniczność turbulencji przepływu. Heywood i Pischinger stwierdzili, że optymalne prędkości zawirowania ładunku w okolicy świecy zapłonowej powinny być w zakresie 3–5m/s, ze względu na straty ciepła elektrod świecowych oraz ze względu na rozwój jądra płomienia. Większe prędkości przepływu ładunku mogą spowodować zerwanie jarzeniowej części wyładowania iskrowego na świecy zapłonowej.

Jednym ze sposobów badania procesów przepływowych zachodzących w cylindrze silnika tłokowego są badania na tak zwanym stanowisku bezsilnikowym. Takie stanowisko badawcze stanowi fizyczny model procesu napełniania silnika. Badania modelowe na stanowisku bezsilnikowym wykorzystywane są do poznawania własności przepływowych układu dolotowego oraz wpływu układu dolotowego na stopień zawirowania świeżego ładunku w cylindrze w końcowej fazie suwu napełniania. Jest to metoda typowa i chętnie wykorzystywana do badań porównawczych. Najczęściej jest wykorzystywany anemometr wiatraczkowy, jako miernik globalnego zawirowania w cylindrze.

2. Opis wstępnego zawirowania

Modelując obieg cieplny silnika tłokowego, w programie KIVA 3V, musimy mieć duży zasób informacji pochodzących z rzeczywistego silnika, aby móc uzyskać wyniki jak najbardziej zbliżone do rzeczywistości. Jednymi z tych informacji są parametry opisujące wstępne zawirowanie. Modelując obieg silnika musimy nie tylko znać wskaźnik zawirowania świeżego ładunku dla danego silnika, ale także znać profil tego wstępnego zawirowania dla początku obliczeń.

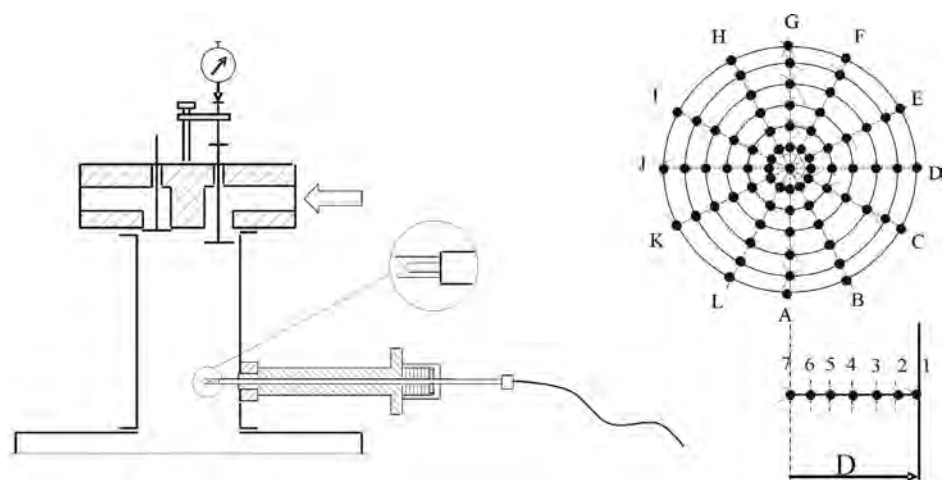


Fig. 1. Mounting system of thermoanemometer probe in the cylinder of the physical model and measurement points distribution

Rys. 1. Schemat sposobu montowania sondy termoanemometrycznej w cylindrze stanowiska modelowego oraz rozkład punktów pomiarowych

axis were the result of measurement. The characteristic feature of obtained swirl profiles was the velocity maximum in 10–20 mm distance from cylinder wall. It is probably caused by the boundary layer effect.

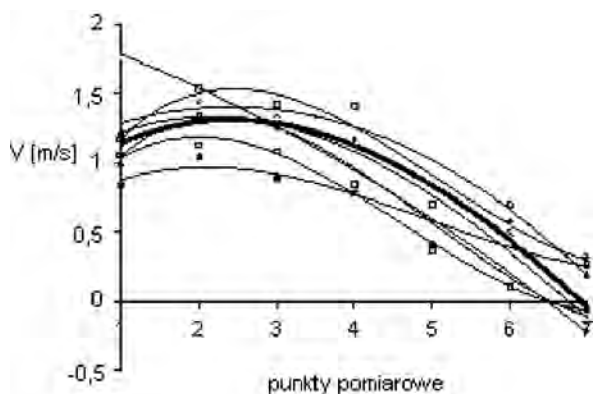


Fig. 2. Profile of swirl velocity

Rys. 2. Profil prędkości zawirowania w silniku badawczym

Figure 2 shows series of curves, which represent charge swirl profile in the investigated engine. The curve describing the swirl profile has been shown as a background of curves presenting the swirl profiles obtained from experimental researches.

Courses of tangential velocity changes show that the swirl do not has the character of rigid body. The centre of swirl do not overlap with the centre of cylinder. The swirl model used in KIVA software does not allow to introduce the swirl eccentricity. The value obtained from vane anemometer researches has been taken to describe the swirl index. The results show, that in each of the investigated radius (A-L), there was different swirl profile. In KIVA the swirl model assumes only one velocity swirl profile for whole plane where initial swirl is characterized. For that reason the mean distribution of swirl velocity has been described. Series of simulation in KIVA software with different values of α parameter has been conducted. The 2.7 was chosen as the most suitable value of α parameter for this engine. It has been selected on the basis of comparison of the modelling and research results.

3. Swirl model

The charge motion around cylinder axis is called the charge swirl. There are several models describing the charge swirl. The simplest model of this phenomenon is based on the swirl profile description. The charge is considered as a rotating rigid body. Such assumption is not in close relation with reality as the turbulent wall layer existing near the cylinder wall disturbs the swirl profile. The wall layer influence results in the decrease of swirl near the wall.

The model assumes that after aspirating process, the fresh charge in cylinder rotates like an undeformable rigid body (cylinder) of diameter equal D and mass equal m . The CONCHAS model presents different approach to charge swirl description. A trapezium-like swirl velocity profile has been assumed. This model is characterized by zero velocity

Dla modelowanego silnika wykonano wspomniany model fizyczny procesu napełniania cylindra. Wykorzystując metodę termooanemometryczną pomiaru prędkości, wyznaczono profil początkowy wstępnego zawirowania. Na tym samym stanowisku bezsilnikowym dokonano pomiaru globalnego zawirowania początkowego dla położenia tłoka w WZP (rys. 1).

Pomiary miały na celu określenie charakteru zmian prędkości zawirowania. Modelowanie zawirowania programem KIVA wymaga określenia nie tylko stopnia zawirowania, ale także profilu prędkości zawirowania. Rozkład punktów pomiarowych w płaszczyźnie pomiarowej przedstawiono na rys. 1.

Pomiary przeprowadzono w takich samych warunkach jak pomiar zawirowania ładunku anemometrem wiatraczkowym.

Celem pomiarów termooanemometrycznych było określenie profilu prędkości zawirowania świeżego ładunku w końcowej fazie suwu napełniania. Badania prowadzone były podobnie jak przy pomiarze zawirowania anemometrem wiatraczkowym, dla kompletnego układu dolotowego z maksymalnym otwarciem przepustnicy. W wyniku pomiarów uzyskano 12 krzywych opisujących profil zawirowania w płaszczyźnie prostopadłej do osi cylindra. Cechą charakterystyczną uzyskanych profili prędkości zawirowania jest osiągnięcie maksimum prędkości w odległości 10–20 mm od ścianki cylindra. Jest to spowodowane oddziaływaniem warstwy przyściennej.

Na rysunku 2 przedstawiono kilka krzywych obrazujących profil zawirowania ładunku w cylindrze badawczego silnika. Na tle krzywych obrazujących profil zawirowania uzyskanych z pomiarów przedstawiono przyjętą krzywą opisującą profil zawirowania w modelu.

Z przedstawionych przebiegów zmian prędkości obwodowej widać, że występujące zawirowanie nie ma charakteru ciała sztywnego. Środek zawirowania nie pokrywa się ze środkiem cylindra. Model zawirowania użyty w programie KIVA nie pozwala wprowadzić mimoosiowości zawirowania, dlatego do opisu wskaźnika zawirowania przyjęto wartość uzyskaną z pomiarów anemometrem wiatraczkowym. Wyniki pomiarów pokazały, że w każdym z badanych promieni (A-L) występował odmienny profil zawirowania. W programie KIVA model zawirowania przyjmuje jeden profil prędkości zawirowania dla całej płaszczyzny, w której określa się wstępne zawirowanie. Z tego względu wyznaczono średni rozkład prędkości zawirowania w płaszczyźnie pomiarowej. Przeprowadzono kilka symulacji komputerowych programem KIVA z różnymi wartościami parametru α określającego profil prędkości. Na podstawie porównania wyników modelowania i pomiaru określono parametr $\alpha = 2,7$ jako najlepiej oddający charakter zmian prędkości zawirowania w badanym silniku.

3. Model zawirowania

Ruch ładunku wokół osi cylindra nazywany jest zawirowaniem ładunku. Istnieje kilka modeli opisujących zawirowanie świeżego ładunku. Najprostszym modelem tego zjawiska jest opis profilu zawirowania, w którym ładunek

in the cylinder axis and on cylinder wall. It is an extension of the model describing swirl as a rotational movement of rigid body. The presented charge swirl models have been used in the CONCHAS 2D combustion chamber model. The simplified influence of wall layer is taken into consideration in the trapezium-like swirl profile model. It has been proved by means of experimental research that Bessel function is the most precise one to describe the initial swirl profile in piston engine cylinder. Such swirl description is used in KIVA-3V. It is a swirl model, which allows to modify the swirl velocity profile within specific limits. The swirl profile for rigid body with maximal velocity on the cylinder wall ($\alpha = 0.0$), arc shaped profile with zero velocity on the cylinder wall ($\alpha = 3.83$) and flow profile of shape most similar to real one ($\alpha = 3.11$) can be obtained.

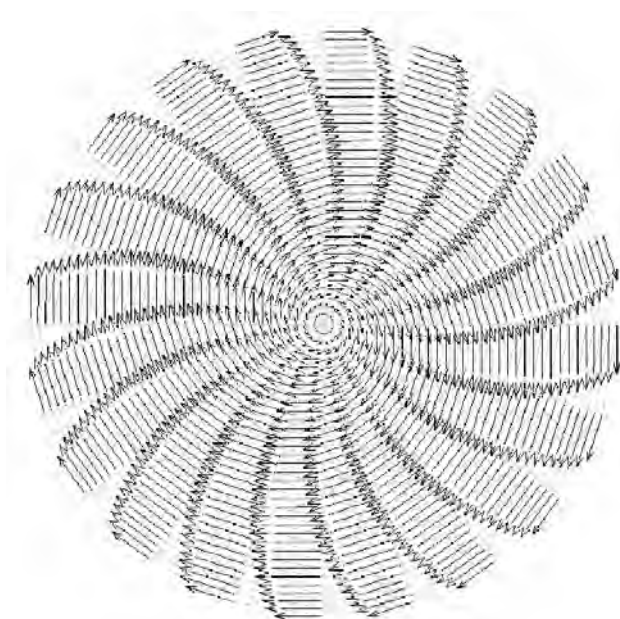


Fig. 3. Initial swirl profile assumed for modelled engine ($\alpha = 2.7$)

Rys. 3. Profil wstępnego zawirowania przyjęty dla modelowanego silnika ($\alpha = 2,7$)

The velocity swirl profile described in KIVA-3V by $\alpha = 3.11$ parameter was chosen by Wahiduzzaman and Ferguson as the one, which is universal and can be applied in typical engine applications.

Figure 3 shows the shape of initial swirl profile of modelled engine. It was determined on the basis of the experimental researches.

Figure 4 shows the variations of swirl factor for modelled cylinder. The maximum rotation speed of compressed charge occurs before TDC.

4. Modelling of engine thermal cycle

Thermal cycle of S320 SI test engine has been performed within the confines of numerical modelling in KIVA-3V. 3D cylinder model was designed and boundary initial conditions were defined, as well.

traktowany jest jak wirujące ciało sztywne. Założenie to w rzeczywistości jest niemożliwe do spełnienia, ponieważ turbulentna warstwa przyścienna tworząca się przy ścianie cylindra wymusza zmiany w profilu zawirowania. Oddziaływanie warstwy przyściennej powoduje zmniejszenie prędkości wiru w pobliżu ścianki.

W modelu tym przyjmuje się, że po zakończeniu napełniania ładunek cylindra wiruje jako nieodkształcalne ciało sztywne (walec) o średnicy D równej średnicy cylindra i masie m .

Inne podejście w opisie wstępnego zawirowania jest przedstawione w modelu CONCHAS [1], gdzie przyjęto trapezowy profil prędkości zawirowania. Model ten charakteryzuje się założeniem zerowych prędkości w osi cylindra oraz na ścianie cylindra. Jest on rozwinięciem modelu opisującego zawirowanie jako ruch wirowy ciała sztywnego. Przedstawione dwa modele wstępnego zawirowania ładunku wykorzystano w dwuwymiarowym modelu komory spalania CONCHAS. Model o profilu trapezowym ujmuje już oddziaływanie warstwy przyściennej, chociaż w sposób bardzo uproszczony.

Na podstawie badań eksperymentalnych prowadzonych przez wielu badaczy stwierdzono, że z największą dokładnością jako opis przepływu oddaje opis zawirowania funkcją Bessela [1]. Taki opis zastosowano w programie KIVA 3V. Jest to model zawirowania, w którym można w pewnych granicach zmieniać profil zawirowania. Można uzyskać profil prędkości jak dla wirującej bryły sztywnej z maksymalną prędkością na ścianie cylindra ($\alpha = 0,0$), profil o kształcie łuku z zerową prędkością na ścianie cylindra ($\alpha = 3,83$) oraz profil prędkości o kształcie najbardziej zbliżonym do rzeczywistego wiru ($\alpha = 3,11$).

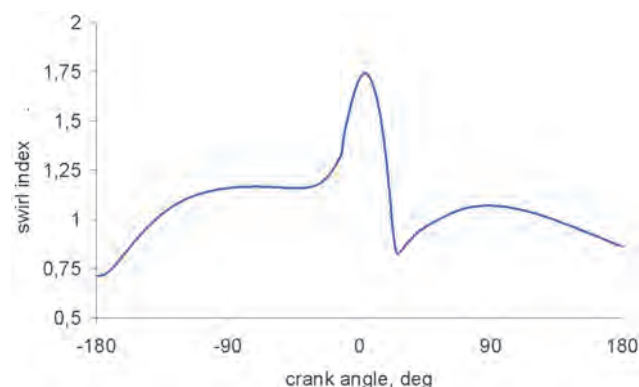


Fig. 4. Variations of swirl factor

Rys. 4. Przebieg zmian wskaźnika zawirowania

Profil prędkości zawirowania opisany w programie KIVA 3V parametrem $\alpha = 3,11$ został zaproponowany przez Wahiduzzaman i Ferguson [1], jako uniwersalny dla większości typowych zastosowań silnikowych.

Na rysunku 3 przedstawiono kształt profilu wstępnego zawirowania dla modelowanego silnika. Został on określony na podstawie badań eksperymentalnych dla modelowanego silnika.

Na rysunku 4 przedstawiono przebieg zmian wskaźnika zawirowania dla cylindra modelowanego silnika. Z przebie-

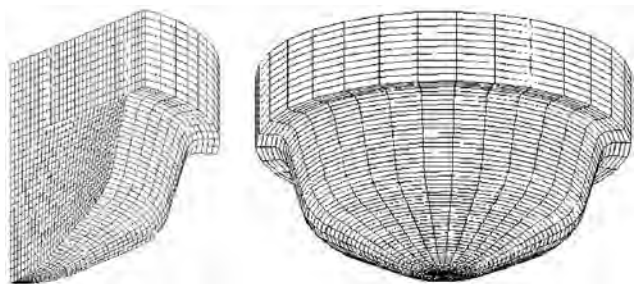


Fig. 5. Engine combustion chamber
Rys. 5. Komora spalania silnika

Figure 5 shows the geometric mesh of modelled engine. Main parameters of the engine are:

compression ratio	–	8.5,
cylinder volume	–	1810 cm ³ ,
cylinder bore	–	120 mm,
inside crank radius	–	80 mm,
squish	–	2 mm,
rotational speed	–	1000 rpm.

The numerical modelling results of analysed engine are presented as mean parameters for the cylinder volume.

Figure 6 depicts the turbulence kinetic energy and turbulence intensity. These parameters gain their maximal values after TDC, so at the time of flame front development. The modelled engine is a gaseous engine of charge prepared out

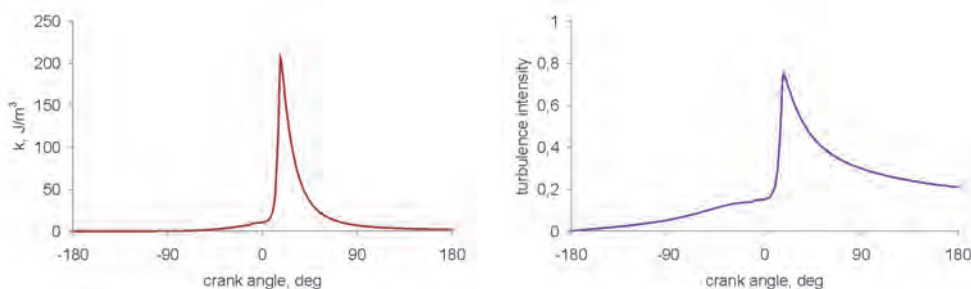


Fig. 6. Turbulence kinetic energy and turbulence intensity
Rys. 6. Energia kinetyczna turbulencji oraz intensywność turbulencji

of the cylinder volume and that is why the flow processes occurring when piston moves towards TDC are to homogenize the mixture.

Pressure course in the analyzed engine is presented in Fig. 7. The maximal pressure gained the value of 4.88 MPa and was obtained at 18 CA after TDC.

Temperature course in the analyzed engine is presented in Fig. 8. The maximal temperature gained the value of 2080 K and was obtained at 22 CA after TDC.

In the case of engines with fuel injection to the combustion chamber, above mentioned flow processes are even more important as they contribute to mixture distribution in the combustion chamber in relatively short period of time.

gu zmian tego parametru widać, że maksimum prędkości wirowania sprężanego ładunku zachodzi tuż przed ZZP tłoka.

4. Modelowanie obiegu cieplnego silnika

W ramach modelowania numerycznego programem KIVA 3V przeprowadzono modelowanie obiegu cieplnego silnika badawczego S320 ZI. Stworzono trójwymiarowy model cylindra, określono warunki brzegowe i początkowe.

Na rysunku 5 przedstawiono siatkę geometryczną przestrzeni roboczej modelowanego silnika badawczego. Główne parametry silnika:

stopień sprężania	–	8,5
objętość skokowa	–	1810 cm ³
średnica cylindra	–	120 mm
promień wykorbienia	–	80 mm
niedojście tłoka	–	2 mm
prędkość obrotowa	–	1000 obr/min

Wyniki modelowania dla badanego silnika przedstawiono w postaci wykresów uśrednionych parametrów dla całej objętości cylindra.

Na rysunku 6 zilustrowano charakter zmian energii kinetycznej turbulencji oraz intensywności turbulencji. Parametry te osiągają swe maksima po przejściu tłoka przez ZZP, czyli w czasie, kiedy rozwija się front płomienia. Modelowany silnik jest silnikiem gazowym o ładunku przygotowanym poza przestrzenią roboczą, dlatego procesy przepływowe zachodzące w czasie ruchu

tłoka w kierunku ZZP mają za zadanie doprowadzić do ujednorodnienia mieszanki.

Na rysunku 7 przedstawiono przebieg zmian ciśnienia w badanym silniku. Maksymalne ciśnienie osiągnęło wartość na poziomie 4,88 MPa i występowało dla 18°OWK po ZZP tłoka.

Rysunek 8 przedstawia przebieg zmian temperatury w cylindrze badanego silnika. Maksymalna temperatura występowała dla 22°OWK po ZZP tłoka i osiągnęła wartość 2080 K.

Dla silników z wtryskiem paliwa do komory spalania istota tych zjawisk przepływowych jest jeszcze ważniejsza, ponieważ odpowiedzialne są one za rozproszanie paliwa w komorze spalania w stosunkowo krótkim czasie.

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono zagadnienie modelowania obiegu cieplnego silnika ZI, ze szczególnym uwzględnieniem procesu wstępnego zawirowania. Dla modelowanego silnika parametry opisu wstępnego zawirowania określono na podstawie badań eksperymentalnych, co może stanowić

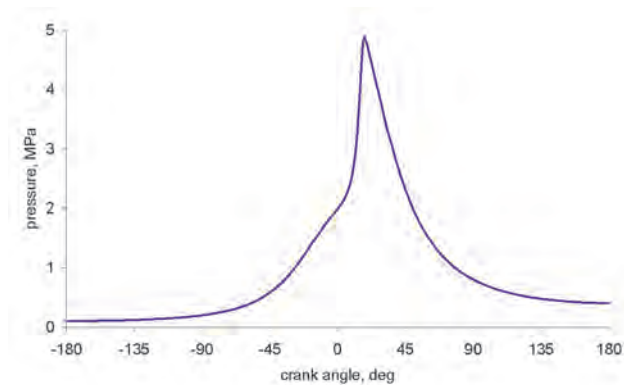


Fig. 7. Course of pressure

Rys. 7. Przebieg zmian ciśnienia

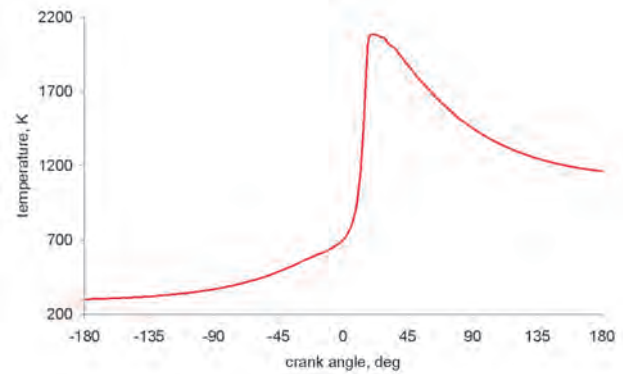


Fig. 8. Course of temperature

Rys. 8. Przebieg zmian temperatury

5. Summary

The paper presents SI engine thermal cycle modelling with taking initial charge swirl under consideration. Parameters describing the initial charge swirl in modelled engine have been specified on the basis of experimental research, which can be important in the case of numerical modelling results comparison with experimental research results. The proper level of turbulence before the initiation of combustion is very important for engine work as air and fuel mixing occurs at that time. The developing ignition kernel is influenced by charge swirl, which forms its initial shape and the direction of its growth and therefore the charge swirl determines the subsequent course of combustion. The engine thermal cycle modelling proved significant influence of assumed initial swirl profile on the variations of pressure and temperature in the engine cylinder. Not only the initial swirl factor but also the initial shape of swirl velocity profile should be determined in engine models, which do not take the inlet duct into consideration.

kolejny krok w kierunku przybliżenia wyników modelowania do wyników uzyskanych z eksperymentu.

Dla pracy silnika istotne jest uzyskanie odpowiedniego poziomu turbulencji przed zainicjowaniem procesu spalania, ponieważ w tym czasie następuje mieszanie się paliwa z powietrzem. Tworzące się jądro zapłonu poddane jest oddziaływaniu wirów ładunku, które, kształtując jego początkowy kształt i kierunek rozwoju, decydują o dalszym przebiegu procesu spalania.

Modelowanie obiegu cieplnego silnika wykazało istotny wpływ przyjętego profilu wstępnego zawirowania na przebieg zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika.

Przy modelach silnika nieuwzględniających układu dolotowego, należy określić nie tylko wskaźnik wstępnego zawirowania, ale także początkowy kształt jego profilu prędkości.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Amsden A.A., O'Rourke P.J., Butler T.D.: KIVA-II, A computer program for Chemically Reactive Flows with Sprays. Los Alamos National Laboratory LA-11560-MS (May 1989).
- [2] Heywood J. B.: Fluid motion within the cylinder of internal combustion engines – The 1986 Freeman Scholar Lecture. ASME Journal of Fluids Engineering, vol. 109, No. 3.
- [3] Heywood J.B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw – Hill Book Company. 1988.
- [4] Patterson D. J.: Cylinder pressure variations, a fundamental combustion problem. SAE, 1966 No.660129.
- [5] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M.: Numerical analysis of initial swirl profile influence on modelled piston engine work cycle parameters. Silniki Spalinowe/Combustion Engines, Mixture Formation Ignition & Combustion, 2007-SC2, 2007.
- [6] Cupiał K., Sosnowski M., Jamrozik A., Kociszewski A., Tutak W.: Flame kernel formation around a spark plug of SI engine using KIVA-3V with standard and newly developed ignition model. SILNIKI SPALINOWE/Combustion Engines, Mixture Formation Ignition & Combustion, 2007-SC2, 2007.
- [7] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M., Experimental Research into Turbulence Field in Combustion Chamber of Internal Combustion Engine, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol 13, No 2, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Warsaw 2006.
- [8] Whitelaw J.H., Xu H.M.: Cyclic variations in a lean-burn spark ignition engine without and with swirl. SAE, 1995, No. 950683.

Mr Wojciech Tutak, PhD, MEng – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Czestochowa University of Technology.

Dr inż. Wojciech Tutak – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.



The theoretical model of the filling process of a two stroke engine by a valve in the piston head

The paper presents the theoretical model of the filling process of two stroke engine by a valve in the piston head. The impact engine revolution and air pressure on filling processes parameters is shown. The simulation results shown that the air mass in the cylinder after filling process is depend on the air pressure in the inlet manifold only. The valves opening and closing phases are strongly depend on the inlet air pressure.

Key words: two-stroke engine, gas exchange process, modeling, inlet valve

Teoretyczny model przepłukania dwusuwowego silnika przez zawór umieszczony w denku tłoka

W referacie opisano model teoretyczny i wyniki badań symulacyjnych dotyczących zjawisk towarzyszących procesowi wymiany ładunku w silniku dwusuwowym, z samoczynnym zaworem umieszczonym w denku tłoka. Pokazano wpływ prędkości obrotowej i ciśnienia ładowania na fazy otwarcia zaworu i wymianę ładunku w silniku.

Słowa kluczowe: silnik dwusuwowy, wymiana ładunku, modelowanie, zawór dolotowy

1. Introduction

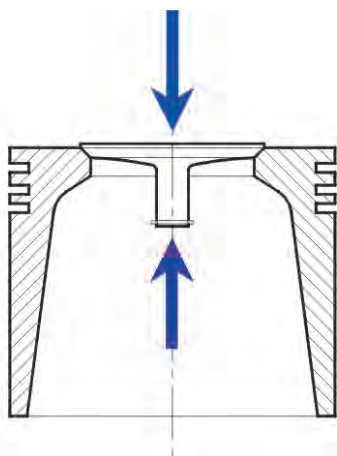
The work conducted at the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles of University of Bielsko-Biała [KSSiP] included a development of an original system of longitudinal scavenging of a two-stroke engine by a valve in the piston head. The system flowchart and types of forces acting on the valve have been presented in Fig. 1. Thanks to the proposed system, the scavenging windows in the cylinder sleeve were eliminated, which eliminated its deformation under excess temperature loads. The special piston structure allowed the application of circulating lubrication of the engine. Thus, the piston-sleeve cooperation conditions and the engine ecological properties should be similar to those of the four-stroke engine. This system is described in more detail in papers [1–4].

The motion of the self-closing valve takes place under the influence of the resultant force acting on the valve. The positive value of the resultant force causes opening of the valve, while the negative value – causes the valve motion towards the valve seat. The angle at which the resultant force

1. Wstęp

W ramach prac prowadzonych w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej opracowano oryginalny system przepłukania wzdłużnego silnika dwusuwowego przez samoczynny zawór przelotowy umieszczony w denku tłoka. Schemat systemu i rodzaje sił działających na zawór przedstawiono na rys. 1. Dzięki zaproponowanemu systemowi zlikwidowano okna przepłukujące w tulei cylindrowej, co powodowało jej deformację pod wpływem naprężeń termicznych. Specjalna konstrukcja tłoka pozwoliła zastosować obiegowe smarowanie silnika. Dzięki temu warunki współpracy tłoka z tuleją i właściwości ekologiczne silnika powinny być podobne jak w silniku czterosuwowym. Szerzej omawiany system opisano w pracach [1–4].

Ruch zaworu samoczynnego odbywa się pod wpływem wypadkowej sił działających na zawór. Dodatnia wartość siły wypadkowej powoduje otwieranie zaworu, zaś wartość ujemna – ruch zaworu w kierunku gniazda zaworowego. Kąt, przy którym następuje zmiana znaku wypadkowej z



Types of forces acting on the valve/rodzaje sił działających na zawór:

Forces always closing the straight-through valve/siły zawsze domykające zawór przelotowy:

F_c – force of pressure of medium in the cylinder/siła ciśnienia czynnika w cylindrze,

F_s – valve spring force/siła sprężyny zaworu,

F_g – gravitational force/siła grawitacji

Forces always opening the straight-through valve/siły zawsze otwierające zawór przelotowy:

F_{lad} – force of pressure of medium under the piston/siła ciśnienia czynnika pod tłokiem

F_q – friction force in the straight-through valve guide/siła naporu strumienia przepływającego ładunku

Forces of variable direction of action/siły o zmiennym kierunku działania:

F_b – valve inertial force/siła bezwładności zaworu

F_t – friction force in the straight-through valve guide/siła tarcia w prowadnicy zaworu przelotowego

F_d – force caused by valve/siła wynikająca z drgań zaworu

Fig. 1. Flow-chart of forces acting on the straight-through valve

Rys. 1. Schemat sił działających na zawór przelotowy

changes its sign from minus to plus means the beginning of opening of the valve. The analyses of the force values proved that the gas forces originating from the pressure in the cylinder and the powering pressure had the dominating significance in the valve control. The participation of the other forces is insignificant, particularly in the periods the valve remains closed.

The analysis of the filling system developed at the KSSiP requires the knowledge of the straight-through valve timing gear phases and discharge of the scavenging air and the air retained in the cylinder. The measurement of the self-closing straight-through valve timing gear on site is immensely difficult and the measurement of the air retained in the cylinder is impossible. This is due to the parallel nature of opening in the filling phase of: straight-trough and exhaust valves. Those were the reasons for the development of a theoretical model facilitating the examination of the qualitative tendencies of filling parameter changes against the suggested filling system.

2. Theoretical model of scavenging

The valve motion in the solution discussed takes place under the action of the resultant of all the forces acting on the valve and may take place in relation to the points on the valve head, from the initial position corresponding to closing to the buffer corresponding to the total valve opening. The instantaneous position of the valve is determined by value of function $y'(\tau)$, where $y'(\tau) = 0$ means the closed valve, $y'(\tau) = h_{\max}$ means the position of the valve at the buffer, i.e. completely open.

The balance of the forces acting on the valve may be defined by the function:

$$F(F_w, F_c, F_{lad}, F_b, F_g, F_s, F_q, F_t, F_d) = 0 \quad (1)$$

The valve motion depends on the resultant force sign:

$F_w > 0$ – valve motion towards the buffer, and upon completion – valve clamp to the buffer,

$F_w < 0$ – valve motion towards the valve seat and valve clamp to the seat.

The force caused by the pressure over the piston may be determined by the dependence:

$$F_c = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot p \quad (2)$$

of which: D_2 – valve head diameter from the combustion chamber side, p – pressure of medium in the cylinder.

Pressure p is a complex function depending on the crankshaft angle, change of the capacity over the piston caused by the piston motion, change of weight of medium flowing in and out of the cylinder and the change of the thermodynamic parameters in time:

$$p = f(\alpha, V, m, T) \quad (3)$$

ujemnej na dodatnią oznacza początek otwierania zaworu. Analizy wartości sił wykazały, że dominujące znaczenie w sterowaniu zaworu mają siły gazowe pochodzące od ciśnienia w cylindrze i od ciśnienia ładowania. Udział pozostałych sił jest niewielki, szczególnie w okresach, w których zawór pozostaje zamknięty.

Analiza opracowanego w KSSiP systemu przepłukania wymaga znajomości faz rozrządu zaworu przelotowego oraz wydatku powietrza przepływającego i zatrzymanego w cylindrze. Pomiar faz rozrządu samoczynnego zaworu przelotowego na stanowisku jest niezwykle trudny, a pomiar masy powietrza zatrzymanego w cylindrze niemożliwy. Wynika to z równoczesności otwarcia w fazie przepłukania zaworów: przelotowego i wylotowych. Przyczyny te skłoniły do opracowania modelu teoretycznego ułatwiającego zbadanie jakościowych tendencji zmian parametrów przepłukania od zastosowanych parametrów proponowanego systemu przepłukania.

2. Teoretyczny model przepłukania

Ruch zaworu w omawianym rozwiązaniu odbywa się pod działaniem wypadkowej wszystkich sił działających na zawór i może odbywać się w stosunku do punktów związanych z denkiem tłoka, od położenia początkowego odpowiadającego zamknięciu, do zderzaka odpowiadającego całkowitemu otwarciu zaworu. Chwilowe położenie zaworu jest określone przez wartość funkcji $y'(\tau)$, przy czym $y'(\tau) = 0$ oznacza zawór zamknięty, $y'(\tau) = h_{\max}$ oznacza położenie zaworu przy zderzaku, czyli całkowicie otwarty.

Równowaga sił działających na zawór może być określona funkcją (1).

O ruchu zaworu decyduje znak siły wypadkowej:

$F_w > 0$ – ruch zaworu w kierunku zderzaka, a po jego zakończeniu docisk zaworu do zderzaka,

$F_w < 0$ – ruch zaworu w kierunku gniazda zaworowego i docisk zaworu do gniazda.

Siła wynikająca z ciśnienia nad tłokiem może być określona zależnością (2),

gdzie: D_2 – średnica grzybka zaworu od strony komory spalania, p – ciśnienie czynnika w cylindrze.

Ciśnienie p jest złożoną funkcją zależną od kąta obrotu wału korbowego, zmiany objętości nad tłokiem wywołanej ruchem tłoka, zmianą masy czynnika dopływającego i wypływającego z cylindra oraz zmianą parametrów termodynamicznych czynnika w czasie (3),

gdzie: α – kąt obrotu wału korbowego, V – chwilowa objętość cylindra nad tłokiem, m – masa czynnika w cylindrze, T – średnia temperatura czynnika.

Szybkość zmian ciśnienia nad tłokiem może być przedstawiona w postaci (4).

Założono, że system przepłukania jest tak skonstruowany, iż zmiany ciśnienia ładowania w ramach cyklu są pomijalnie małe. Przy takim założeniu siła F_{lad} ma podczas cyklu wartość stałą, niezależną od kąta obrotu wału korbowego i czasu. Można ją wyrazić zależnością (5),

gdzie: D_1 – średnica grzybka zaworu od strony skrzyni korbowej, p_{lad} – ciśnienie czynnika ładowania stałe w czasie.

of which: α – crankshaft angle, V – instantaneous cylinder capacity over the piston, m – weight of medium in the cylinder, T – average temperature of medium.

The rate of changes of pressure over the piston may be presented in the form:

$$\frac{dp}{d\tau} = \left(\frac{\delta p}{\delta \alpha} \cdot \frac{\delta \alpha}{\delta \tau} \right)_{V, m, T} + \left(\frac{\delta p}{\delta V} \cdot \frac{\delta V}{\delta \alpha} \cdot \frac{\delta \alpha}{\delta \tau} \right)_{m, T} + \left(\frac{\delta p}{\delta m} \cdot \frac{\delta m}{\delta \tau} \right)_{\alpha, V, T} + \left(\frac{\delta p}{\delta T} \cdot \frac{\delta T}{\delta \tau} \right)_{\alpha, V, m} \quad (4)$$

It was assumed that the scavenging system is so constructed that the changes of powering in the cycle are negligibly insignificant. With this assumption, force F_{lad} has a constant value during the cycle, independent of the crankshaft angle and time. It may be expressed by the dependence:

$$F_{lad} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot p_{lad} \quad (5)$$

of which: D_1 – valve head diameter from the crankcase side, p_{lad} – pressure of powering factor – constant in time.

Gravitational force for a defined engine type has a constant value and may be calculated from the dependence:

$$F_g = m_c \cdot g \cdot \cos \beta \quad (6)$$

of which: m_c – total weights of the valve and fixing elements reduced to the valve axis, β – angle between the valve axis and the vertical plane, g – gravitational acceleration.

The interaction force of the spring depends on the instantaneous lift of the valve: for the closed valve, its value is equal to the preliminary tension F_o , while in the position between the seat and the buffer it may be expressed by:

$$F_s = F_o + c(h) \cdot h(\alpha) \quad (7)$$

of which: F_o – preliminary tension of the spring, $c(h)$ – constant of the spring depending on the instantaneous lift, $h(\alpha)$ – instantaneous lift of the valve being the function of the crankshaft angle.

The inertial force is a complex function dependent of the resultant force acting on the valve and on the valve position. For the closed valve and for the totally open valve, it may be determined from the dependence:

$$F_b = m_c \cdot a_t(\alpha) \quad (8)$$

of which: m_c – total weights of the valve and fixing reduced on the valve angle, a_t – acceleration resulting from the piston motion being the function of crankshaft angle.

Instantaneous acceleration of the piston:

$$a_t = \left(\frac{S}{2} \cdot \omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{S}{2L} \cdot \cos 2\alpha \right) \right) \quad (9)$$

of which: S – piston stroke, L – connecting-rod length.

Siła grawitacji dla określonego typu silnika ma stałą wartość i może być obliczana z zależności (6),

gdzie: m_c – suma mas zaworu i elementów mocowania zredukowanych do osi zaworu, β – kąt, jaki tworzy oś zaworu z pionem, g – przyspieszenie ziemskie.

Siła oddziaływania sprężyny jest zależna od chwilowego wzniosu zaworu: dla zaworu zamkniętego jej wartość jest równa napięciu wstępnemu F_o , zaś w położeniu między gniazdem i zderzakiem może być wyrażona jako (7), gdzie: F_o – napięcie wstępne sprężyny, $c(h)$ – stała sprężyny zależna od chwilowego wzniosu, $h(\alpha)$ – chwilowy wznios zaworu będący funkcją kąta obrotu wału korbowego.

Siła bezwładności jest złożoną funkcją zależną od wypadkowej sił działających na zawór i położenia zaworu. Dla zaworu zamkniętego i całkowicie otwartego może być ona określona z zależności (8),

gdzie: m_c – suma mas zaworu i zamocowania zredukowana na oś zaworu, a_t – przyspieszenie wynikające z ruchu tłoka będące funkcją kąta obrotu wału korbowego.

Chwilowe przyspieszenie tłoka określone jest przez (9), gdzie: S – skok tłoka, L – długość korbowodu.

Dla ruchu zaworu między gniazdem i zderzakiem siła bezwładności zależy od wypadkowej przyspieszenia ruchu tłoka oraz przyspieszenia wynikającego z ruchu względnego zaworu względem tłoka i może być opisana równaniem (10),

gdzie: a_z – przyspieszenie zaworu względem tłoka.

Siła naporu strumienia powietrza przepływającego w czasie otwarcia zaworu (11),

gdzie: A_s – pole powierzchni omywanej przez strumień powietrza, ρ_{plad} – gęstość powietrza ładującego, W – prędkość przepływu powietrza.

Dla przepływu podkrytycznego prędkość powietrza może być wyliczona z zależności (12) i (13).

Przepływ krytyczny osiągnany jest, jeżeli (14), wtedy prędkość przepływu powietrza obliczana jest ze wzoru (15),

gdzie: κ – wykładnik adiabaty dla powietrza, R_p – indywidualna stała gazowa dla powietrza, T_{lad} – temperatura powietrza ładującego.

Na etapie wstępnych badań w modelu teoretycznym pominięto siły od tarcia i drgań zaworu. Pominięcie tych sił wynikało z trudności ich ilościowego oszacowania.

Przyspieszenie działające na zawór przelotowy (16).

Chwilowy skok zaworu przelotowego określony jest za pomocą (17),

gdzie: τ_o – czas początkowy, przy którym siła wypadkowa zmienia swój znak, v_o – prędkość początkowa zaworu.

Warunki brzegowe dla ruchu zaworu:

- zmiana wartości siły F_w z ujemnej na dodatnią: $h_o = 0$, $v_o = 0$,
- zmiana wartości siły F_w z dodatniej na ujemną, jeżeli zawór osiągnął h_{max} : $h_o = h_{max}$, $v_o = 0$.

Pole swobodnego przelotu między grzybkami a gniazdem zaworu określa (18),

gdzie: δ – kąt przyłgni zaworu, D_{1g} – średnica wewnętrzna gniazda zaworu.

For the valve travel between the socket and the buffer the inertial force depends on the resultant of the piston motion acceleration and acceleration caused by the relative motion of the valve in relation to the piston and may be described by the equation:

$$F_b = m_c \cdot (\bar{a}_t + \bar{a}_z) \quad (10)$$

of which: a_z – valve acceleration in relation to the piston.

The thrust air-jet filling at the time of valve opening:

$$F_q = A_s \cdot \rho_{plad} \cdot \frac{W^2}{2} \quad (11)$$

of which: A_s – the air-jet filled area, ρ_{plad} – charge air density, W – air flow rate.

For the subcritical flow, the air rate may be calculated from the dependence:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R_p \cdot T_{lad} \left(1 - \left(\frac{P_{cyl}}{P_{lad}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} \quad (12)$$

$$\beta_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (13)$$

The critical flow is obtained if:

$$P_{lad} \geq \frac{P_{cyl}}{\beta_{kr}} \quad (14)$$

then the air flow rate is calculated from the formula:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1} \cdot R_p \cdot T_{lad}} \quad (15)$$

of which: κ – exponent of adiabat for air, R_p – individual gas constant for the charge air, T_{lad} – charge air temperature.

At the preliminary research stage, in the theoretical model the forces from friction and vibrations of the valve have been neglected. The negligence of the forces was due to the difficulty in their quantitative estimation.

Acceleration acting on the straight-through valve:

$$a_z = a_t + \frac{F_w}{m_c} \quad (16)$$

Instantaneous stroke of the straight-through valve can be calculated according:

$$h_{lad}(\tau) = \int_{\tau_0}^{\tau} (v_0 + a_z \cdot \tau) d\tau \quad (17)$$

of which: τ_0 – initial time at which the resultant force changes its sign, v_0 – initial speed of the valve.

Przyrost masy powietrza przepływającego przez zawór przelotowy (19),
gdzie: μ – współczynnik przepływu, ρ_{lad} – gęstość powietrza przepływającego.

Prędkość wypływu czynnika przez zawory wylotowe określa (20) i (21),

gdzie: κ_s – wykładnik adiabaty mieszaniny powietrza i spalin w cylindrze, R_s – indywidualna stała gazowa mieszaniny powietrza i spalin, T_{cyl} – chwilowa temperatura średnia czynnika w cylindrze, P_w – ciśnienie w układzie wylotowym.

Jeżeli jest spełniony warunek (22)

wtedy prędkość wypływu obliczana jest z zależności (23).

Chwilowy skok zaworu (24),

gdzie: $h_w(\alpha)$ – chwilowy skok krzywki zaworu wylotowego.

Pole swobodnego przelotu między grzybkim zaworu wylotowego a gniazdem (25),

gdzie: h_w – chwilowy wznios zaworu wylotowego, δ_w – kąt przylgni zaworu wylotowego, D_{1w} – średnica wewnętrzna gniazda zaworu wylotowego.

Współczynnik przepływu dla zaworu przelotowego określa (26).

Przyrost masy czynnika wypływającego z cylindra przez zawory wylotowe (27),

gdzie: j – liczba zaworów wylotowych, ρ_s – gęstość czynnika w cylindrze.

Zmianę masy czynnika w cylindrze określa (28).

Całkowita masa czynnika pozostająca w cylindrze podczas jednego cyklu (29).

Całkowita masa powietrza przepływającego cylinder podczas jednego cyklu może być obliczona z zależności (30).

Równania (29) i (30) całkowane numerycznie pozwalają określić parametry ładunku na początku sprężania oraz masy powietrza przepływającego cylinder. Kąty odpowiadające zmianie znaku wypadkowej F_w odpowiadają kątom faz rozrządu dla samoczynnego zaworu przepływającego.

3. Analiza wyników obliczeń

Na rysunku 2 pokazano charakterystyczne punkty faz otwierania i zamykania zaworu samoczynnego podlegające analizie.

Badania symulacyjne przeprowadzono dla parametrów zaworu przelotowego i dwóch zaworów wylotowych takich, jakie były zastosowane w prototypie silnika badanego na stanowisku. W badaniach symulacyjnych zmieniano prędkość obrotową w zakresie 800–3000 obr/min i ciśnienie ładowania w zakresie 0,12–0,30 MPa. Poniżej przedstawiono wyniki dla jednej wybranej prędkości obrotowej, jednak charakter zmian analizowanych wielkości jest podobny również dla innych prędkości.

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że otwieranie zaworu przelotowego zależne jest od ciśnienia ładowania (rys. 3). Dla małych ciśnień ładowania zawór otwiera się późno, tuż przed DMP, a zamykany jest bezpośrednio po przekroczeniu przez tłok DMP (rys. 3a). Maksymalne otwarcie zaworu trwa zaledwie kilka stopni OWK. W miarę wzrostu ciśnienia ładowania, początek otwierania zaworu występuje wcześniej i wydłuża się przedział kąta, przy którym zawór jest całkowicie otwarty (rys. 3b).

Boundary conditions for the valve motion:

- Change of the F_w force value from negative to positive: $h_o = 0, v_o = 0,$
- Change of the F_w force value from negative to positive, if the valve reached h_{max} : $h_o = h_{max}, v_o = 0.$

The free passage area of between the valve head and socket can be obtained from:

$$A_{lad} = \pi \cdot h_{lad} \cdot \cos \delta \cdot (D_{lg} + h_{lad} \cdot \sin \delta \cdot \cos \delta) \quad (18)$$

of which: δ – valve face angle, D_{lg} – valve seat inner diameter.

Volume increase of air flowing through the straight-through valve is given by:

$$dm_{plad} = \mu \cdot A_{lad} \cdot \rho_{plad} \cdot w \cdot d\tau \quad (19)$$

of which: μ – flow coefficient, ρ_{plad} – scavenging air density.

Medium outflow rate through the exhaust valves can be obtained from:

$$\beta_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa_s + 1} \right)^{\frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1}} \quad (20)$$

$$w_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_s}{\kappa_s - 1} \cdot R_s \cdot T_{cyl} \left(1 - \left(\frac{P_w}{P_{cyl}} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right)} \quad (21)$$

of which: κ_s – exponent of adiabat of air and exhaust gases in the cylinder, R_s – individual gas constant of the air-exhaust mixture, T_{cyl} – instantaneous average temperature of medium in the cylinder, P_w – pressure in the exhaust system.

If the following condition is met:

$$P_{cyl} \geq \frac{P_w}{\beta_{kr}} \quad (22)$$

the outflow rate is calculated from the dependence:

$$w_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_s}{\kappa_s + 1} \cdot R_s \cdot T_{cyl}} \quad (23)$$

Instantaneous valve stroke:

$$h_w = h_w(\alpha) \quad (24)$$

of which: $h_w(\alpha)$ – instantaneous stroke of exhaust valve cam.

The area of free passage between the exhaust valve head and its seat:

$$A_w = \pi \cdot h_w \cdot \cos \delta_w \cdot (D_{lw} + h_w \cdot \sin \delta_w \cdot \cos \delta_w) \quad (25)$$

of which: h_w – instantaneous lift of exhaust valve, δ_w –

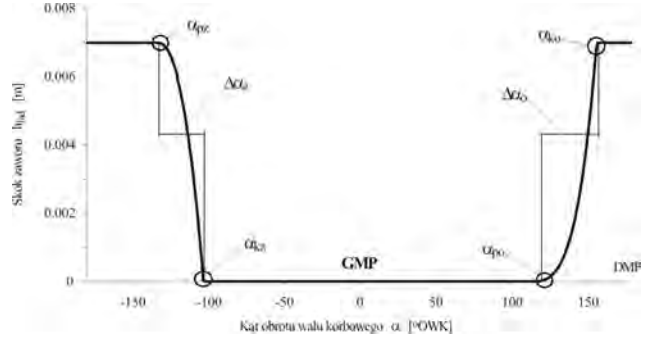
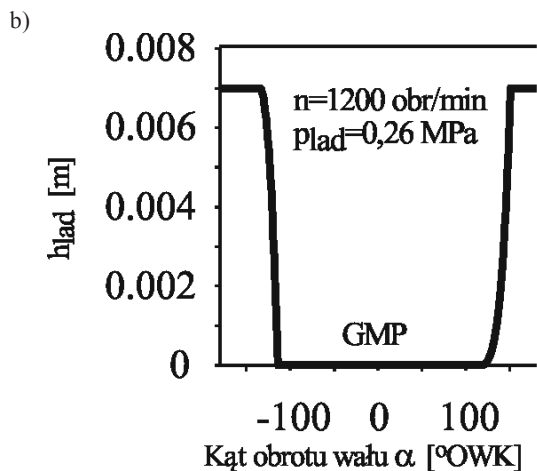
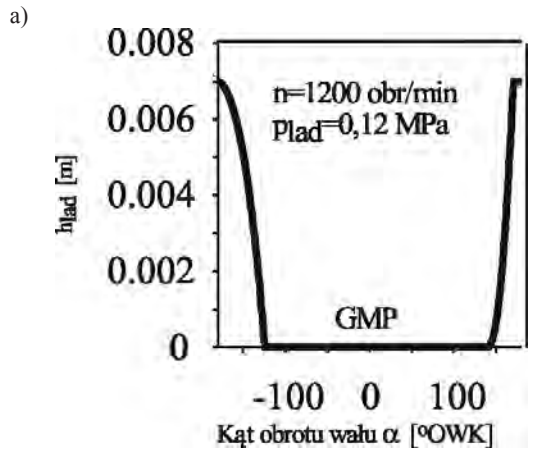


Fig. 2. Marking the control angles of the straight-through valve: α_{po} – initial valve opening angle, α_{ko} – final valve opening angle, $\Delta\alpha_o$ – valve opening angle, α_{pz} – initial valve closing angle, α_{kz} – final valve closing angle, $\Delta\alpha_z$ valve closing angle

Rys. 2. Oznaczenia kątów sterowania zaworu przelotowego: α_{po} – kąt początku otwierania zaworu, α_{ko} – kąt końca otwierania zaworu, $\Delta\alpha_o$ – kąt otwierania zaworu, α_{pz} – kąt początku zamykania zaworu, α_{kz} – kąt końca zamykania zaworu, $\Delta\alpha_z$ kąt zamykania zaworu



Legend: a), b) crankshaft angle α [CA]

Fig. 3. Momentary changes of the straight-through valve stroke in the function of the crankshaft angle

Rys. 3. Zmiany chwilowego skoku zaworu przelotowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego

exhaust valve face angle, D_{1w} – inner diameter of exhaust valve seat.

Flow coefficient for the straight-through valve is given by:

$$\mu_w = -1,5 \cdot \left(\frac{h_w}{D_{1w}} \right) + 1 \quad (26)$$

volume increase of medium flowing out of the cylinder through the exhaust valves:

$$dm_{wyl} = j \cdot \mu_w \cdot A_w \cdot \rho_s \cdot w_s \cdot d\tau \quad (27)$$

of which: j – number of exhaust valves, ρ_s – medium density in the cylinder.

Change of volume in the cylinder is given by:

$$dm_{cyl} = dm_{plad} - dm_{wyl} \quad (28)$$

The total volume of medium remaining in the cylinder during one cycle:

$$m_{cyl} = \int_{-180}^{180} \left(\frac{\delta m_{plad}}{\delta \alpha} - \frac{\delta m_{wyl}}{\delta \alpha} \right) d\alpha \quad (29)$$

Total volume of air scavenging the cylinder during one cycle may be calculated from the dependence:

$$m_{lad} = \int_{-180}^{180} \frac{\delta m_{plad}}{\delta \alpha} d\alpha \quad (30)$$

Equations (29) and (30), integrated numerically, enable the determination of the charge parameters at the beginning of compression and the volume of air scavenging the cylinder. The angles corresponding to the change of resultant F_w sign correspond to the timing gear phase angles for the self-closing scavenging valve.

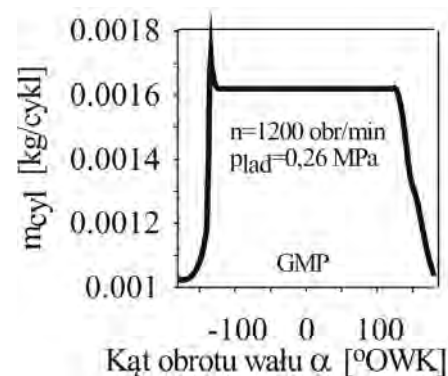
3. Calculation results analysis

Figure 2 presents 2 points characteristic of the phases of opening and closing of the self-closing valve. The two points were analyzed.

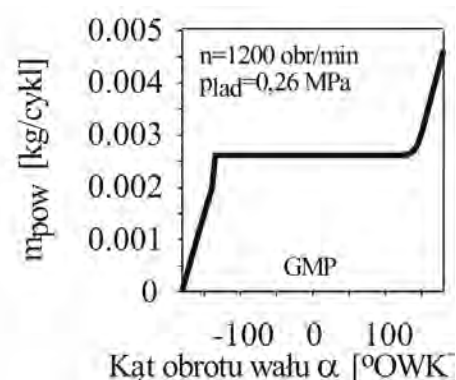
The simulation tests were carried out for straight-through valve parameters and two exhaust valves identical to those used in the prototype engine tested on the engine test bed. During the simulation tests the engine speed was changed within the range 800–3000 rpm and charging pressure within the range 0.12–0.30 MPa. Below the results for one selected engine speed are presented, however the nature of changes of the figures analyzed is also similar for other speeds.

The calculations proved that the opening of the straight-through valve depends on the charging pressure (Fig. 3). For low levels of charging pressure the valve opens late, just before BDC, and is closed directly after the piston passes BDC (Fig. 3a). The maximum opening of the valve lasts

Analiza chwilowej masy czynnika zatrzymanego w cylindrze przedstawiona na rys. 4 wskazuje, że w początkowej fazie otwierania zaworu masa czynnika zmniejsza się. Spowodowane jest to wpływem czynnika do układu wylotowego wskutek wcześniejszego otwarcia zaworów wylotowych (początek otwierania +120°OWK). Przyczynia się to do zmniejszenia ciśnienia w cylindrze, co prowadzi do zmiany znaku wypadkowej sił na dodatnią i powoduje otwieranie się zaworu. Dopiero przy dostatecznie dużym otwarciu zaworu masa czynnika zaczyna wzrastać (lewa strona wykresu). Wywołuje to wzrost ciśnienia w cylindrze i stopniowe zamykanie zaworu przelotowego. Trwający jeszcze w dalszym ciągu wypływ czynnika przez otwarte zawory wylotowe zmniejsza masę czynnika w końcowej fazie ładowania. Po zamknięciu zaworów masa czynnika pozostaje stała (linia pozioma na rys. 4).



Legend: crankshaft angle α [CA]
Fig. 4. Changes of weight of the air retained in the cylinder
Rys. 4. Zmiany masy powietrza zatrzymanej w cylindrze



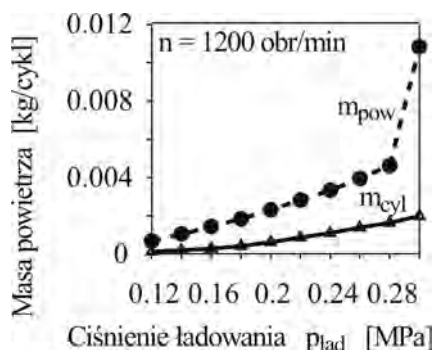
Legend: crankshaft angle α [CA]
Fig. 5. Changes of total weight of the air scavenging the cylinder
Rys. 5. Zmiany całkowitej masy powietrza przepływającego cylinder

Masa powietrza przepływającego cylinder wzrasta w całej fazie przepłukania, to jest od początku otwierania zaworu do chwili jego całkowitego zamknięcia (rys. 5). Jako całkowitą masę powietrza przepływającego przyjęto maksymalną wartość masy mpow przypadającą na jeden cykl pracy silnika.

Zarówno masa powietrza zatrzymanego w cylindrze m_{cyl} , jak i przepływającego mpow zwiększa się wraz ze

just a few degrees of the crankshaft angle. Along with the charging pressure growth, the initial valve opening occurs sooner and the range of the angle at which the valve is fully open – increases (Fig. 3b).

The analysis of the momentary weight of the medium retained in the cylinder presented in Fig. 4. indicates that the medium weight at the initial valve opening stage decreases. This is due to the medium outflow to the exhaust system as a result of prior opening of the exhaust valves (opening starts at +120 crankshaft angle). This contributes to the reduction of pressure in the cylinder, which leads to the change of sign of the resultant force into plus and causes the valve opening. It is only at the valve opening being large enough that the medium weight begins to grow (the left side of the graph). This causes the growth of pressure in the cylinder and gradual closing to the straight-through valve. The still going on medium outflow through the open valves reduces the medium weight at the final inlet stage (the horizontal line in Fig. 4).



Legend: weight of air; charging pressure

Fig. 6. Changes of the weight of the air retained in the cylinder m_{cyl} and the scavenging air in the function of the charging pressure

Rys. 6. Zmiany masy powietrza zatrzymanego w cylindrze m_{cyl} i przepływającego w funkcji ciśnienia ładowania

The weight of the air scavenging the cylinder increases throughout the entire scavenging phase, i.e. from the initial valve opening to its full closure (Fig. 5). The maximum value of weight m_{pow} falling on one cycle of engine operation has been assumed the maximum weight of the scavenging air.

The weight of the air retained in the cylinder m_{cyl} , and that of the scavenging air m_{pow} increases along with the charging pressure growth (Fig. 6). The drawing shows that scavenging weight several times exceeds the weight of the air retained in the cylinder, with the assumed dimensions of the exhaust valves and the straight-through valve. This regularity was also observed for other engine speeds tested. It means that both the dimensions of the exhaust valves and those of their timing gear phase should be optimized towards the m_{cyl} weight increase and reduction of the weight of the air flowing through the cylinder. The optimization should reduce the dimensions of the inlet assembly with the same or even better filling of the cylinder.

The comparison of the weight of the scavenging air calculated with the use of a model and measured at the engine

wzrostem ciśnienia ładowania (rys. 6). Z rysunku widać, że przy przyjętych wymiarach zaworów wylotowych i zaworu przelotowego masa przepływająca kilkakrotnie przewyższa masę powietrza zatrzymanego w cylindrze. Prawdopodobnie tę stwierdzono również dla innych badanych prędkości obrotowych. Oznacza to, że zarówno wymiary zaworów wylotowych, jak i fazy ich rozrządu powinny być optymalizowane w kierunku zwiększenia masy m_{cyl} i zmniejszenia masy powietrza przepływającego przez cylinder. Optymalizacja powinna zmniejszyć gabaryty zespołu ładującego przy niezmiennym lub nawet lepszym napełnieniu cylindra.

Porównanie masy powietrza przepływającego obliczonego przy użyciu modelu i zmierzonego na stanowisku, prze-

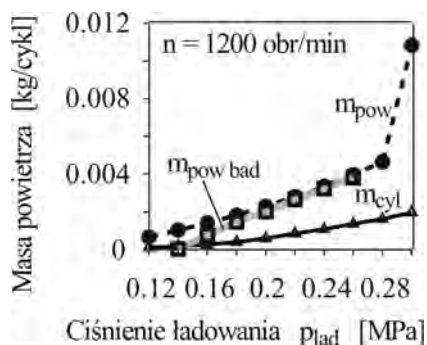


Fig. 7. Comparison of the cylinder scavenging air weight calculated and measured on the engine test bed

Rys. 7. Porównanie masy powietrza przepływającego cylinder obliczonej i zmierzonej na stanowisku

prowadzone dla kilku prędkości obrotowych, wykazało dobrą zgodność zarówno jakościową, jak i ilościową (rys. 7). Daje to podstawę do wykorzystania opracowanego modelu do badań jakości przepływania w silniku dwusuwowym w zakresie zmian parametrów szerszym niż było to stosowane w badaniach stanowiskowych. Z porównania wyników pomiarów i obliczeń wynika, że w zakresie mniejszych ciśnień ładowania $p_{lad} < 0,18$ MPa wydatki powietrza mierzone na stanowisku są nieco mniejsze od przewidywanych przez model. Dla większych ciśnień $p_{lad} > 0,18$ MPa wydatki mierzone są podobne do obliczanych. Fakt ten może sugerować, że dla niskich ciśnień ładowania, w warunkach rzeczywistych opory ruchu, nieuwzględnione w modelu teoretycznym, mogą wpływać na otwieranie i zamykanie zaworu. Przy większych ciśnieniach ładowania udział oporów maleje, co wpływa na wzrost wydatków powietrza mierzonego na stanowisku. Należy zaznaczyć, że przy wyższych ciśnieniach ładowania $p_{lad} = 0,28-0,30$ MPa obserwowano zakłócenia w ruchu zaworów objawiające się pewnymi wahaniami skoku i masy powietrza przepływającego. Mogły one wynikać ze zjawisk falowych wywołanych zmianami masy czynnika wpływającego do cylindra, które w modelu wywoływały drgania zaworu wokół chwilowych położenia równowagi. Wydaje się, że zagadnieniu temu powinny być poświęcone dodatkowe badania symulacyjne, które pozwolą ustalić, czy zakłócenia te są wywołane przyczynami numerycznymi, czy też odpowiadają rzeczywistym ruchom zaworu. Należy

test bed, carried out for several engine speeds, proved a good compliance, both qualitative and quantitative (Fig. 7). It constitutes the foundation for using the model developed for the test of the scavenging quality in a two-stroke engine, for a wider range of parameter changes than applied in the engine test bed investigation. Upon comparison of the measurement and calculation results the conclusion is that in the range of lower charging pressures $p_{lad} < 0.18$ MPa the output of air measured at the engine test bed are slightly below those forecasted by the model. For higher pressures $p_{lad} > 0.18$ MPa the output is similar to the calculations. The fact may suggest that for low charging pressures, in real conditions the motion resistances disregarded in the theoretical model may influence the opening and closing of the valve. With higher charging pressures, the share of resistances decreases, which influences the growing air input measured at the engine test bed. It should be indicated that at higher charging pressures $p_{lad} = 0.28-0.30$ MPa some disturbances in the valve action were observed, the symptoms being certain variations of the stroke and weight of the flowing air. They could be the result of the wave phenomena evoked by the changes of the weight of the medium flowing into the cylinder, causing valve vibrations around the momentary balance positions, within the model. It seems that this issue should be the subject of additional simulation tests that should answer the question whether the disturbances are caused by numerical reasons or correspond to the actual valve movements. It should be indicated that, out of concern for the scavenging valve at the engine test best, the pressures of the inlet air were not excessively high.

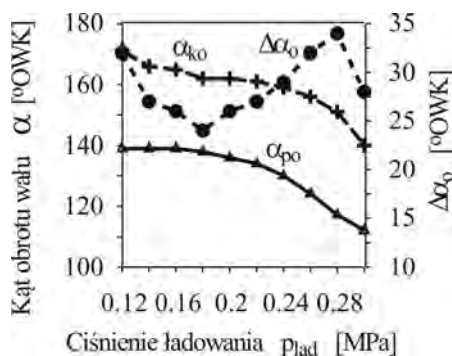


Fig. 8. Changes of straight-through valve opening angles, depending on the inlet speed: engine speed 1200 rpm, α_{po} – initial valve opening angle, α_{ko} – final valve closing angle, $\Delta\alpha_o$ – total opening angle

Rys. 8. Zmiany kątów otwierania zaworu przelotowego w zależności od ciśnienia ładowania: prędkość obrotowa 1200 obr/min, α_{po} – kąt początku otwierania, α_{ko} – kąt końca otwierania, $\Delta\alpha_o$ – całkowity kąt otwierania

To summarize, the measurement and calculation results obtained provide a satisfactory quantitative and qualitative compliance, which allows the utilization of the model developed in the simulations of flows through the engine cylinder. The issue shall be further analyzed in subsequent papers. The straight-through valve starts to open earlier and earlier, along with the increase of the power pressure (Fig. 8). At the

zaznaczyć, że w obawie o uszkodzenie zaworu przepływającego na stanowisku silnikowym nie stosowano tak dużych ciśnień powietrza ładującego.

W podsumowaniu należy stwierdzić, że uzyskane wyniki pomiarów i obliczeń wykazują zadowalającą zgodność ilościową i jakościową, co pozwala wykorzystywać opracowany model do symulacji przepływów przez cylinder silnika. Model może podlegać dalszemu doskonaleniu przez zmiany współczynnika przepływu przez zawór, co powinno pozwolić na dokładniejsze wyniki obliczeń. Zagadnienie to będzie kontynuowane w dalszych pracach.

W miarę zwiększania ciśnienia ładowania zawór przelotowy zaczyna się otwierać coraz wcześniej w stosunku do DMP (rys. 8). Równocześnie ulega przyspieszeniu punkt zakończenia otwierania zaworu określony przez kąt α_{ko} . Natomiast szybkość otwierania zaworu określona przedziałem kątowym $\Delta\alpha_o$ zależna jest od ciśnienia ładowania. Dla mniejszych ciśnień p_{lad} maleje za wzrostem ciśnienia, a następnie rośnie. Prawdopodobnie związane jest to ze wzrostem ciśnienia cylindra wywołanym przepływem coraz większej masy powietrza przy wzroście ciśnienia ładowania. Powoduje to zmniejszenie siły wypadkowej sterującej ruchem zaworu i wydłużenie fazy jego otwierania. Przy dużych ciśnieniach ładowania 0,28–0,30 MPa obserwowano ponownie przyspieszenie ruchu zaworu. Opisany przebieg $\Delta\alpha_o$ jest podobny dla wszystkich badanych prędkości obrotowych.

Kąt początku zamykania zaworu α_{pz} rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia ładowania (rys. 9). Oznacza to coraz dłuższe całkowite otwarcie zaworu. Równocześnie ulega przyspieszeniu czas zamykania zaworu, o czym świadczy zmniejszenie przedziału $\Delta\alpha_z$.

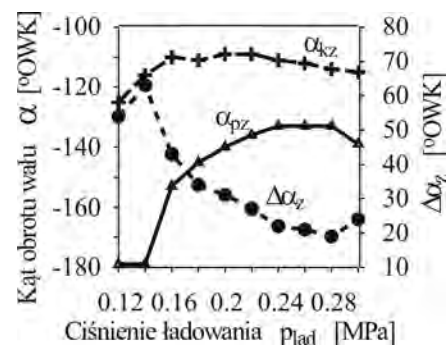


Fig. 9. Changes of straight-through valve closing angles, depending on the charging pressure: engine speed 1200 rpm, α_{pz} – initial valve opening angle, α_{kz} – final valve opening angle, $\Delta\alpha_z$ – total opening angle

Rys. 9. Zmiany kątów zamykania zaworu przelotowego w zależności od ciśnienia ładowania: prędkość obrotowa 1200 obr/min, α_{pz} – kąt początku otwierania, α_{kz} – kąt końca otwierania, $\Delta\alpha_z$ – całkowity kąt otwierania

Na rysunku 10 pokazano zmiany przedziałów kąta maksymalnego otwarcia $\Delta\alpha_{hmax}$ i całkowitego otwarcia $\Delta\alpha_{otw}$ zaworu przelotowego. Przedziały te obliczono z zależności (31) i (32).

Obydwa przedziały kątowe monotonicznie wzrastają przy zwiększaniu ciśnienia ładowania. Oznacza to wydłużenie czasu przepłukania, co sprzyja zarówno napełnieniu cylindra, jak i jakości oczyszczenia cylindra ze spalin. Maksymalne

same time the final point of the valve opening is accelerated as determined by angle α_{ko} , whereas the valve opening speed determined by the angle range $\Delta\alpha_o$ depends on the charging pressure. For lower pressures, p_{lad} decreases with the pressure growth, and then it increases. This is probably caused by the growth of cylinder pressure caused by the flow of the increasing weight of air with the growing charging pressure. This causes the reduction of the resultant force controlling the valve motion and prolonged valve opening phase. With high charging pressures 0.28–0.30 MPa another valve motion acceleration was observed. The described course $\Delta\alpha_o$ is similar to all the engine speeds tested.

The initial valve closing angle α_{pz} grows along with the charging pressure growth (Fig. 9). It means the increasingly long valve $\Delta\alpha_z$ opening time.

Figure 10 presents the changes of maximum opening angle $\Delta\alpha_{hmax}$ range and the total straight-through valve $\Delta\alpha_{otw}$ angle opening range. The ranges have been calculated from the dependences:

$$\Delta\alpha_{hmax} = \alpha_{pz} - \alpha_{ko} \tag{31}$$

$$\Delta\alpha_{otw} = \alpha_{kz} - \alpha_{po} \tag{32}$$

Both angle ranges grow monotonically when the charging pressure increases. This means the increase of the scavenging time, which facilitates both the cylinder filling and the quality of cleaning the engine of the exhaust gases. The maximum opening of the straight-through valve for charging pressures > 0,16 MPa changes within the limits 70–80 CA of the crankshaft angle, which represents 1/3 of the exhaust valves opening range. The total range of the angle at which the straight-through valve is open changes within the limits 110–130 CA, which represents more than half of the opening valves.

Figure 11 presents the changes of filling efficiency calculated for the ambient conditions η_v and charging conditions η_{vlad} . The efficiencies have been calculated from the formulas:

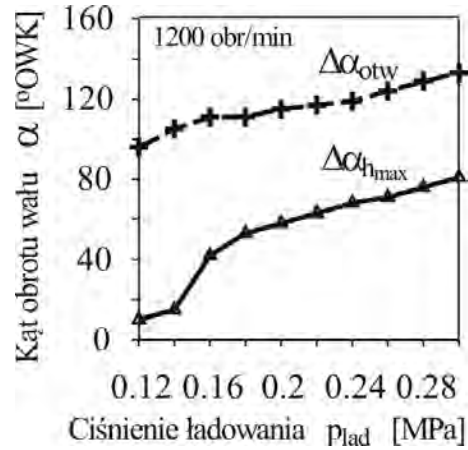
$$\eta_v = \frac{m_c}{V_s \cdot \rho_a} \tag{33}$$

$$\eta_{vlad} = \frac{m_c}{V_s \cdot \rho_{lad}} \tag{34}$$

of which: m_c – weight of the air retained in the cylinder [kg/cycle], V_s – engine displacement [m³], ρ_a – air density in ambient conditions (0,10 MPa and 25°C) [kg/m³], ρ_{lad} – air density in charging conditions ($p = p_{lad}$, 25°C) [kg/m³].

The analysis of Fig. 11 suggests that for charging pressures < 0.20 MPa the filling efficiency η_v is lower than 100%. This means that the engine filling is worse than the ideal filling of an unsupercharged engine. For pressures above 0.20 MPa only the supercharging effect may be reached, although the level of supercharging is lower the one achieved in four-stroke engines with mechanical valve control, which is proved by the efficiency course η_{vlad} . At

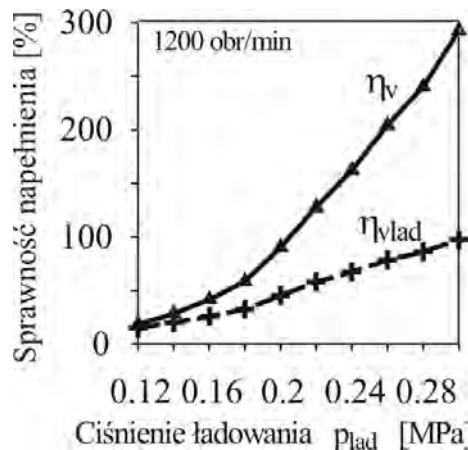
otwarcie zaworu przelotowego dla ciśnień ładowania > 0,16 MPa zmienia się w granicach 70–80°OWK, co stanowi około 1/3 przedziału otwarcia zaworów wylotowych. Całkowity przedział kąta, przy którym zawór przelotowy jest otwarty zmienia się w granicach 110–130°OWK, co stanowi ponad połowę otwarcia zaworów wylotowych.



Legend: crankshaft angle; charging pressure

Fig. 10. Changes of the total straight-through valve opening time $\Delta\alpha_{otw}$ and range of angle at which the valve reached its maximum stroke $\Delta\alpha_{hmax}$
Rys. 10. Zmiany kąta całkowitego otwarcia zaworu przelotowego $\Delta\alpha_{otw}$ i przedziału kąta, podczas którego zawór osiągał skok maksymalny $\Delta\alpha_{hmax}$

Na rysunku 11 pokazano zmiany sprawności napełnienia obliczone dla warunków otoczenia η_v i warunków ładowania η_{vlad} . Sprawności te obliczano ze wzorów (33) i (34), gdzie: m_c – masa powietrza zatrzymana w cylindrze [kg/cykl], V_s – pojemność skokowa silnika [m³], ρ_a – gęstość powietrza w warunkach otoczenia (0,10 MPa i 25°C) [kg/m³], ρ_{lad} – gęstość powietrza w warunkach ładowania ($p = p_{lad}$, 25°C) [kg/m³].



Legend: filling efficiency; scavenging coefficient; charging pressure

Fig. 11. Changes of filling efficiency related to ambient conditions η_v and charging conditions η_{vlad}

Rys. 11. Zmiany sprawności napełnienia odniesiona do warunków otoczenia η_v i warunków ładowania η_{vlad}

the same time, the efficiency analysis η_{vlad} indicates that for high charging pressures 0.28–0.30 MPa efficiency η_{vlad} approaches 100%, which means that the cylinder charge may reach inlet parameters.

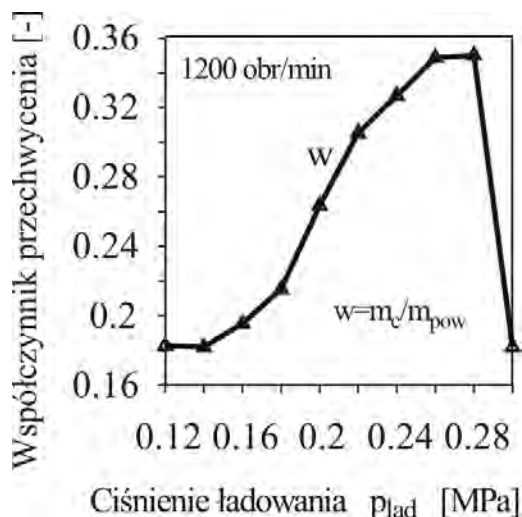
The scavenging coefficients shown in Fig. 12 may be the quality measure of the cylinder cleaning of the exhaust gases. It was calculated from the formulas:

$$w_v = \frac{m_{\text{pow}}}{m_c} \quad (35)$$

$$w_{vp} = \frac{m_{\text{pow}}}{V_s \cdot p_a} \quad (36)$$

of which: m_{pow} – total weight of air flowing through the cylinder [kg/cycle].

The analysis of scavenging coefficients indicates good scavenging of the cylinder ($w_{sp} > 1$ for all charging pressures tested). At the same time, high values of the coefficient $w_{sp} > 2$ for higher charging pressures prove the existence of excessive air flow through the cylinder, unjustified by the quality of the air retained in the cylinder. It indicates the necessity to optimize the stream of air at the exhaust, which may be achieved by changes of the dimensions of the exhaust valves or through changing their timing phases. The conclusion also justifies the interception coefficient course shown in Fig. 13. For low pressures the coefficient reaches values below 0.2. It grows along with the increasing charging pressure, however, it does not exceed 0.4, even for high pressures. Similar results were obtained for other engine speeds. It means that the stream of air flowing through the cylinder is 4–6-times larger than the stream of air retained in the cylinder. The optimization of the air flow may significantly reduce the dimensions of the inlet assembly and may lead to the growth of a two-stroke engine efficiency.



Legend: Interception coefficient. Charging pressure.

Fig. 13. Changes of interception coefficient in the function of charging pressure

Rys. 13. Zmiany współczynnika przechwycenia w funkcji ciśnienia ładowania

Z analizy rysunku 11 wynika, że dla ciśnień ładowania < 0,20 MPa sprawność napełnienia η_v jest mniejsza od 100%. Oznacza to gorsze napełnienie silnika od idealnego napełnienia silnika wolnossącego. Dopiero dla ciśnień większych od 0,20 MPa można w silniku osiągnąć efekt doładowania, chociaż stopień doładowania jest mniejszy niż osiągany w silnikach czterosuwowych z mechanicznym sterowaniem zaworów, o czym świadczy przebieg sprawności η_{vlad} . Równocześnie analiza sprawności η_{vlad} wskazuje, że dla dużych ciśnień ładowania 0,28–0,30 MPa sprawność η_{vlad} zbliża się do 100%, co oznacza, że ładunek cylindra może osiągać parametry ładowania.

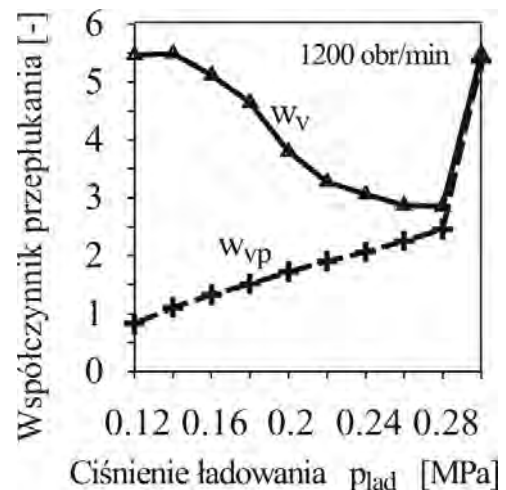


Fig. 12. Changes of scavenging coefficient related to the weight of air captured w_v and theoretical air weight under charging conditions w_{vp}

Rys. 12. Zmiany współczynnika przepłukania odniesione do masy powietrza przechwyconego w_v i teoretycznej masy powietrza w warunkach ładowania w_{vp}

Pokazane na rysunku 12 współczynniki przepłukania mogą być miernikiem jakości oczyszczenia cylindra ze spalin. Obliczono je ze wzorów (35) i (36), gdzie: m_{pow} – całkowita masa powietrza przepływająca przez cylinder [kg/cykl].

Analiza współczynników przepłukania wskazuje na dobre przepłukanie cylindra ($w_{sp} > 1$ dla wszystkich badanych ciśnień ładowania). Równocześnie duże wartości współczynnika $w_{sp} > 2$ dla większych ciśnień ładowania świadczą o nadmiernym przepływie powietrza przez cylinder, nieuzasadnioną ilością powietrza zatrzymywanego w cylindrze. Wskazuje to na konieczność optymalizacji strumienia powietrza na wylocie, co może być osiągnięte przez zmiany wymiarów zaworów wylotowych lub przez zmiany ich faz rozrządu. Wniosek ten uzasadnia również przebieg współczynnika przechwycenia pokazany na rys. 13. Współczynnik ten dla małych ciśnień ładowania osiąga wartości mniejsze od 0,2. Wzrasta on wraz z powiększaniem ciśnienia ładowania, ale nawet dla dużych ciśnień nie przekracza wartości 0,4. Podobne rezultaty uzyskano dla innych prędkości obrotowych. Oznacza to, że strumień powietrza przepływającego przez cylinder jest 4–6-krotnie większy od strumienia powietrza zatrzymywanego w cylindrze.

4. Conclusions

1. The comparison of the air output results obtained in the test bed measurements and those forecasted by the model show a good compliance, both qualitative and quantitative. It gives the foundations for the practical utilization of the model for simulation tests and drawing general conclusions. It seems that the model accuracy obtained enables to carry our simulation tests within a wider range of parameters than it was done at engine test beds.
2. For charging pressures above 0.12 MPa the straight-through valve reaches maximum opening and the opening angle increases along with the charging pressure and engine speed growth. Along with the increasing charging pressure, the straight-through valve begins to open earlier and to close later. The valve opening speed also grows. This facilitates the improvement of scavenging and cylinder filling quality.
3. An unfavorable characteristic of a self-closing straight-through valve is the change of timing phases in relation to DMP occurring together with the change of charging pressure and engine speed. This may impede the optimization of cylinder filling, due to the impossibility the change of the onset of the valve opening and closing.
4. The analysis of the scavenging coefficient showed an excessive airflow through the engine at higher charging pressures, exceeding 4–6-times the volume of the air retained in the cylinder. It means the necessity for the optimization of the exhaust system towards reduction of the scavenging air output, which should increase the volume of the air retained in the cylinder. The reduction of the compressor size may become an additional effect of the optimization.

Artykuł recenzowany

Optymalizacja przepływu powietrza może znacznie obniżyć gabaryty zespołu ładującego i może prowadzić do wzrostu sprawności silnika dwusuwowego.

4. Wnioski

1. Porównanie wyników wydatku powietrza uzyskanych z pomiarów stanowiskowych i przewidywanych przez model wykazuje dobrą zgodność zarówno jakościową, jak i ilościową. Daje to podstawy do praktycznego wykorzystania modelu do badań symulacyjnych i wyciągania wniosków ogólnych. Wydaje się, że uzyskana dokładność modelu pozwala prowadzić badania symulacyjne w szerszym zakresie zmian parametrów niż miało to miejsce w badaniach stanowiskowych.
2. Dla ciśnień ładowania większych od 0,12 MPa zawór przelotowy osiąga maksymalne otwarcie, a kąt otwarcia zwiększa się wraz ze wzrostem ciśnienia ładowania i prędkości obrotowej. W miarę zwiększania ciśnienia ładowania zawór przelotowy zaczyna się otwierać coraz wcześniej a zamykać coraz później. Rośnie również szybkość otwierania zaworu. Sprzyja to poprawie jakości przepłukania i napełnienia cylindra.
3. Niekorzystną cechą samoczynnego zaworu przelotowego jest zmiana faz rozrządu w stosunku do DMP występująca wraz ze zmianą ciśnienia ładowania i prędkości obrotowej. Może to utrudnić optymalizację napełnienia cylindra wobec braku możliwości mechanicznej zmiany początku otwierania i zamykania zaworu.
4. Analiza współczynnika przepłukania wykazała zbyt duży przepływ powietrza przez silnik przy większych ciśnieniach ładowania przekraczający 4–6-krotnie ilość powietrza zatrzymanego w cylindrze. Oznacza to konieczność optymalizacji układu wylotowego w kierunku zmniejszenia wydatku powietrza przepłukującego, co powinno zwiększyć masę powietrza zatrzymanego w cylindrze. Dodatkowym efektem optymalizacji może być zmniejszenie gabarytów sprężarki.

Bibliography/Literatura

- [1] Dwusuwowy tłokowy silnik spalinowy. Biuletyn urzędu Patentowego, nr 4, rok 26, Warszawa 2004.
- [2] Wajand J.A., Fic A.: Dwusuwowy silnik z wstępnym sprężaniem w skrzyni korbowej oraz jednokierunkowym, zaworowym przepłukaniem. Journal of KONES, Vol 7, No 1/2, 2000.

- [3] Fic A., Stelmasiak Z., Wajand J.: Modelowanie procesu wymiany ładunku w dwusuwowym silniku z zaworem umieszczonym w denku tłoka. International Congress on Combustion Engines PTNSS KONGRES-2005 „The Development of Combustion Engines”, Szczyrk 25-28.09.2005, Paper No. PTNSS P05-C071, 2005.
- [4] Stelmasiak Z., Larisch J., Pietras D., Fic A.: Badanie możliwości napełnienia cylindra silnika dwusuwowego z jednokierunkowym przepłukaniem i samoczynnym zaworem przelotowym umieszczonym w denku tłoka, Sprawozdanie z wykonania projektu badawczego KBN nr 4 T12D 046 28, materiały niepublikowane, 2007.
- [5] Wajand J.A.: Doświadczalne, tłokowe silniki spalinowe, WNT, Warszawa 2003.
- [6] MTZ Motortechische Zeitschrift 2001, nr 11, 2001.

Mr Zdzisław Stelmasiak, DSc, DEng – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Sciences at Technical University of Bielsko-Biala.

Dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.



Simulation method of operating parameters assessment used for engine comparative analysis

The methodology of engine operating parameters assessment that could be used for comparative tests has been presented in the paper. The basic assumption is that the engine is tested during free acceleration. Another assumption of the presented method is that the relative change of parameter could be assessed on the basis of values which are close to exact parameter values. All these parameters are both measured with the same accuracy and under the same conditions. The accuracy of the model has been identified for S-4002 engine. The sample test results have been presented.

Key words: combustion engine, transient conditions, speed characteristics, engine test

Symulacyjna metoda określania parametrów roboczych do analiz porównawczych silnika

W artykule przedstawiono metodykę określania parametrów roboczych silnika przydatnych do badań porównawczych. Podstawowymi założeniami proponowanej symulacyjnej metody określania parametrów są: 1) silnik powinien być badany na biegu luzem podczas gwałtownego rozpędzania, 2) zmiana względna parametru może być oszacowana na podstawie wartości zbliżonych do poziomu wartości bezwzględnych, mierzonych z tą samą dokładnością i w takich samych warunkach pomiaru. Przedstawiono przykładowe wyniki przeprowadzonych testów.

Słowa kluczowe: silnik spalinyowy, warunki nieustalone, charakterystyka, test silnika

1. Introduction

It is well known that the real data obtained from a sure source such as experimental tests are the most useful for analysis. The measurements on the test bed are the most appropriate for combustion engines. But it very often happens that the use of test bed measurements for the case of engine simple modification is too expensive, work and time consuming. This situation is characteristic of engine tuning.

The modification is usually time efficient because it concerns only the exchange of the ECU controller or a unit exchange or simply the resetting of the parameters. The changes are often introduced step by step and then optimal settings are sought. In this situation test bed usage which is much more time consuming, significantly encumbers the execution of all the procedures. Especially when the engine is fitted into the vehicle.

One of the solutions is the use of chassis dynamometer for running check of the engine operating parameter changes during the modification process. But some restrictions appear that are connected to additional losses in transmissions and decrease in measurement accuracy. The main problem is the necessity of stabilization of the thermal state of transmission units which influences the quantity of losses.

The different technique of operating parameters measurement could also be proposed. It is based on inertial method measurements.

2. Method assumptions

The basic assumption of the simulation method of engine operating parameters assessment is that the engine is tested under specific conditions i.e. during free acceleration. The second assumption of the presented method is that a rela-

1. Wstęp

W pracach z zakresu analizy porównawczej najbezpieczniej jest wykorzystywać dane rzeczywiste, pochodzące z pewnego źródła, czyli z pomiarów eksperymentalnych. W przypadku silników spalinowych najbardziej właściwe są pomiary na hamowni silnikowej. Jednak często zdarza się, że przeprowadzenie pomiarów hamownianych jest zbyt kosztowne lub czasochłonne, aby je zastosować do analizy porównawczej jakiegoś prostego przypadku modyfikacji silnika. Sytuacja taka jest charakterystyczna dla tzw. tuningu silnika. Dokonywana modyfikacja jest zwykle mało czasochłonna, gdyż polega np. na wymianie sterownika, przeregulowaniu lub wymianie podzespołu. Często zmiany wprowadza się etapami, szukając ustawienia optymalnego. Zatem badanie hamowniane, które jest bardziej czasochłonne, utrudnia przeprowadzenie całej procedury, szczególnie, jeżeli silnik jest zamontowany w pojeździe.

Pewnego rodzaju rozwiązaniem jest stosowanie hamowni podwoziowej do bieżącej kontroli zmian parametrów roboczych silnika podczas procesu modyfikacji. Jednak występują tu ograniczenia związane z dodatkowymi stratami energii w układzie napędowym i zmniejszeniem dokładności pomiaru. Ważnym problemem jest także utrzymanie właściwego stanu cieplnego podzespołów przenoszących napęd, co ma wpływ na wielkość wspomnianych strat.

Można także zaproponować inny sposób pomiaru parametrów roboczych silnika, oparty na inercyjnej metodzie pomiaru.

2. Założenia metody

Podstawowym założeniem symulacyjnej metody określania parametrów roboczych silnika do celów porównaw-

tive change of a parameter could be assessed on the basis of values which are close to the exact parameter values. All these parameters are both measured with the same accuracy and under the same conditions.

3. Test conditions in inertial method

Engine operating parameters measurement is executed during free acceleration which is caused by full throttle without any external load. Unloaded engine obtaining the largest fuel dose uses energy surplus for the increase of kinetic energy of its movable masses. This may be presented by the following equations.

The engine operation during crankshaft speed change in the whole case shown as:

$$J_z \cdot \frac{d\omega}{dt} = T_e - T_{op} \quad \frac{d\omega}{dt} \neq 0 \quad (1)$$

where: T_e – running engine torque, T_{op} – external resistance torque including receiver inertia, J_z – equivalent mass moment of inertia of mobile engine elements in relation to crankshaft axis, ω – engine angular speed, t – time.

If engine operates without an external receiver connected, that external resistance torque will not appear ($T_{op} = 0$), and equation (1) will be transformed into Eq. (2),

$$T_e = J_z \cdot \frac{d\omega}{dt} = J_z \cdot \varepsilon \quad (2)$$

where: ε – angular acceleration of engine crankshaft.

From equation (2) it results that the effective engine torque is proportional to the angular acceleration of the engine crankshaft in these conditions. So the measurement of the crankshaft angular acceleration makes the assessment of the engine torque possible.

It should be emphasized that the value of the equivalent mass moment of inertia J_z is essential. If the value of the equivalent mass moment of inertia of the engine in actual configuration is known then the calculation of the exact values of the tested engine torque and power is possible. But if this value is unknown then the simulation method of parameter assessment could be used.

4. Methodology of comparison parameters determination

The valuation of the engine parameters changes may be fundamentally based only on angular acceleration values that are measured with a relatively high level of precision. But in practice the most of the users prefer obtaining the engine torque and the power values. Then the problem of recalculating of the measurement results to variables as torque and power appears.

4.1. Measurement experiment

The course of crankshaft angular acceleration of the tested engine is obtained as a result of measurement experiment. This is the function $\varepsilon = f(n)$ from the speed characteristics family. The determining of the engine torque and power courses needs angular acceleration to be recalculated with the Eq. (2) and (3),

czych jest to, aby badany silnik był na biegu luzem, ale w szczególnych warunkach pracy, tj. podczas gwałtownego rozpędzania.

Drugim założeniem jest to, że do określenia zmiany parametru nie jest konieczna znajomość dokładnej wartości bezwzględnej parametru. Zmiana względna parametru może być oszacowana na podstawie wartości zbliżonych do poziomu wartości bezwzględnych, mierzonych z tą samą dokładnością i w takich samych warunkach pomiaru.

3. Warunki pomiaru w metodzie inercyjnej

Pomiar parametrów roboczych silnika następuje podczas szybkiego rozpędzania silnika, powodowanego pełnym wysterowaniem układu zasilania podczas pracy na biegu luzem [2]. Nieobciążony silnik, otrzymując pełną dawkę paliwa zużywa nadwyżkę wytwarzanej energii na zwiększenie energii kinetycznej swoich mas ruchomych, co przedstawiono za pomocą równań.

Działanie silnika podczas zmiany prędkości obrotowej wału korbowego w ogólnym przypadku może być opisane jako (1),

gdzie: T_e – bieżący moment obrotowy silnika, T_{op} – moment oporów zewnętrznych, zawierający bezwładność odbiornika, J_z – zastępczy masowy moment bezwładności ruchomych elementów silnika zredukowany do osi wału korbowego, ω – prędkość kątowna wału silnika, t – czas.

Jeżeli silnik działa bez dołączonego odbiornika zewnętrznego, to wtedy nie wystąpi moment oporów zewnętrznych ($T_{op} = 0$), zatem równanie (1) przyjmie postać (2), gdzie: ε – przyspieszenie kątowne wału korbowego.

Z zależności (2) wynika, że efektywny moment obrotowy silnika jest w tych warunkach proporcjonalny do przyspieszenia kątownego wału korbowego silnika. Zatem mierząc przyspieszenia kątowne, można mówić o efektywnym momencie obrotowym silnika.

Należy zauważyć, że zasadniczą rolę pełni tu wartość zastępczego masowego moment bezwładności ruchomych elementów silnika J_z . Jeżeli znana jest dokładna wartość masowego momentu bezwładności silnika w danej konfiguracji, wtedy możliwe jest wyliczenie dokładnych wartości bezwzględnych mocy i momentu obrotowego badanego silnika. Natomiast, gdy ta wartość nie jest znana, można zastosować symulacyjną metodę wyznaczania parametrów, proponowaną w niniejszym artykule.

4. Metodyka wyznaczania parametrów porównawczych

Do oceny zmiany parametrów silnika można by uwzględnić wartości samego przyspieszenia kątownego, które jest mierzone dość dokładnie [4]. Jednak w praktyce preferuje się wartości mocy i momentu obrotowego silnika. Pojawia się zatem konieczność przeliczania uzyskiwanych wyników pomiaru na moc i moment obrotowy.

4.1. Eksperyment pomiarowy

W wyniku eksperymentu pomiarowego metodą inercyjną uzyskuje się przebieg przyspieszeń kątowych wału korbowego badanego silnika. Jest to funkcja $\varepsilon = f(n)$ postaci charak-

$$T_e = 2 \cdot \pi \cdot J_z \cdot \varepsilon \quad (3)$$

$$N_e = 10^{-3} \cdot \frac{\pi^2}{15} \cdot J_z \cdot \varepsilon \cdot n \quad (4)$$

where: T_e – engine effective torque in N·m, N_e – engine effective power in kW, J_z – equivalent mass moment of inertia in kgm², ε – angular acceleration of engine crankshaft in 1/s², n – engine speed in rpm.

The realization of these recalculations enables to chart the torque and power speed characteristics obtained under transient condition and the assessment of the effectiveness of the introduced changes in the engine.

4.2. Basic characteristic determination

The formulas (3) and (4) show that the value of the equivalent mass moment of inertia J_z is fundamental for the calculating process of torque and power. In practice it is possible to obtain different values of torque and power for this same value of measured angular acceleration using the J_z parameter.

In the graph $T - n$ the course $T_e = f(n)$ obtained from a good source, for example catalogue data, is inserted. Next the course $T_e^e = f(n)$ calculated from the measured values of angular acceleration and the J_z value for the tested engine type. Based on the graph curves co-position, the J_z value is changed until the course lines are equal at the speed of the catalogue maximum torque value. Then the effective torque course and calculated power course that is close to actual one could be obtained.

The courses obtained in that way can be used as basic courses for engine parameter comparison process.

4.3. Comparative analysis

The revving up test of the engine is conducted after the execution of the planned changes, control unit adjustment or the replacement of the elements of the fuelling system. Very important is that the engine mechanical configuration shouldn't be changed. For example the alternator exchange may result in the equivalent mass moment value change and then basic course should be re-determined.

Speed characteristics obtained as a result of the revving-up test are compared to the basic one and percentage changes of the engine torque and power are determined with the use of formula (5).

Effectiveness assessment of the change realized to the engine adjustment is performed on the basis of the relative change of operating parameters. Parameter change is determined with formula,

$$\Delta w_i = \frac{w_{ix} - w_i}{w_i} \cdot 100\% \quad (5)$$

where: w_{ix} – parameter value after the change is implemented, w_i – parameter value before the change is implemented.

The effect of introduced changes could be observed with the use of adequate computer software which is based on a spread sheet. Graphic interpretation of the test results could be displayed on the monitor as curves $\Delta N_e = f(n)$. This could

terystyki prędkościowej. Wyznaczenie przebiegu momentu obrotowego i mocy silnika wymaga przeliczenia wartości przyspieszenia kąowego według zależności (3) i (4), gdzie: T_e – efektywny moment obrotowy silnika w N·m, N_e – moc efektywna silnika w kW, J_z – zastępczy masowy moment bezwładności w kgm², ε – przyspieszenie kąowe wału korbowego w 1/s², n – prędkość obrotowa w obr/min.

Po dokonaniu tych przeliczeń możliwe jest wykreślanie charakterystyk prędkościowych mocy i momentu obrotowego silnika, uzyskiwanych w warunkach nieustalonych pracy.

Podstawiając odpowiednio wartości do zależności (5), można analizować skuteczność wprowadzanych zmian.

4.2. Wyznaczenie charakterystyki bazowej

Wzory (3) i (4) wskazują, że podstawowe znaczenie dla obliczenia wartości momentu obrotowego i mocy ma wartość zastępczego masowego momentu bezwładności J_z . Za pomocą tego parametru można w praktyce uzyskiwać różne wartości momentu obrotowego i mocy dla tej samej wartości zmierzonego przyspieszenia kąowego.

Na wykresie $T - n$ nanosi się przebieg $T_e = f(n)$ uzyskany ze źródła pewnego, na przykład z danych katalogowych danego silnika. Następnie nanosi się przebieg momentu $T_e^e = f(n)$ obliczony na podstawie zmierzonych wartości przyspieszeń kąowych i wartości J_z dla danego typu silnika. Obserwując wzajemne położenie linii przebiegów, zmienia się wartość J_z , tak aby wartości linii przebiegów pokrywały się dla prędkości obrotowej katalogowego momentu maksymalnego silnika. Wtedy uzyska się przebieg momentu efektywnego i wyliczony na jego podstawie przebieg mocy, zbliżony do rzeczywistego.

Uzyskane w ten sposób przebiegi mogą być uznane za przebiegi bazowe do porównywania parametrów silnika.

4.3. Analiza porównawcza

Po dokonaniu planowanej zmiany, regulacji nastaw urządzeń sterujących czy wymianie elementów układu zasilania, wykonuje się test rozpędzania silnika. Należy zwrócić uwagę na to, aby nie zmieniła się konfiguracja silnika pod względem mechanicznym. Na przykład wymiana alternatora może spowodować zmianę wartości zredukowanego momentu bezwładności i wtedy należy powtórnie określić charakterystykę bazową.

Uzyskane w wyniku testu rozpędzania charakterystyki prędkościowej porównuje się z charakterystyką bazową, wyznaczając zmiany procentowe momentu obrotowego i mocy silnika przy wykorzystaniu wzoru (5).

Ocena skuteczności wprowadzonej zmiany w regulacji silnika dokonywana jest na podstawie względnej zmiany analizowanego parametru roboczego. Zmiana parametru wyznaczana jest według zależności (5), gdzie: w_{ix} – wartość parametru po zastosowaniu wprowadzanej poprawki, w_i – wartość parametru początkowa, przed zastosowaniem wprowadzanej poprawki.

Dysponując odpowiednim oprogramowaniem komputerowym, opartym np. na arkuszu kalkulacyjnym, można obserwować na bieżąco skutki wprowadzanych zmian. Interpretacja graficzna wyników testu w postaci krzywych

facilitate the determination of change trends of the engine operating parameters that are caused by the introduced modifications.

5. Sample test results

Sample speed characteristics of the engine torque that are measured during the revving-up test are presented in Fig. 1 and 2. They are compared to the catalogue ones.

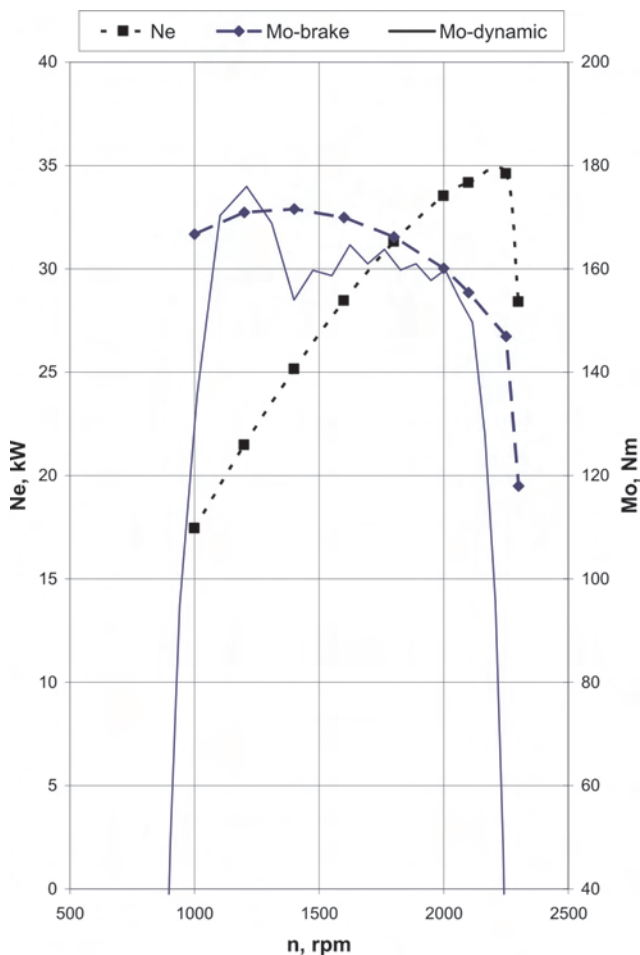


Fig. 1. AD3152 engine torque curve measured during the revving-up test and shown against the background of catalogue characteristics

Rys. 1. Zmierzona w teście rozpędzania krzywa momentu obrotowego silnika AD3.152 na tle charakterystyki katalogowej

Engine torque curves have been calculated by formula (4) on the base of the revving-up test results and actual values of the equivalent mass moment of engine inertia. The values of J_z have been determined by a double retardation method [2]. It is shown that the parameter values obtained in the revving-up test do not exceed the ones obtained under the steady state conditions.

Angular acceleration values of AD3.152UR engine crankshaft obtained during the revving-up test are presented in Fig. 3. This is an example of modification introduced without the change of the engine mechanical configuration. The presented modification relied on the fuel state change caused by the magnetization process [3]. The results along

$\Delta N_e = f(n)$, wyświetlana na monitorze, ułatwi określenie tendencji zmian parametrów roboczych silnika spowodowanych wprowadzonymi modyfikacjami.

5. Przykładowe wyniki testów

Przykładowe charakterystyki prędkościowe momentu obrotowego, zmierzone w teście rozpędzania i porównane z charakterystykami katalogowymi przedstawiono na rys. 1 i 2.

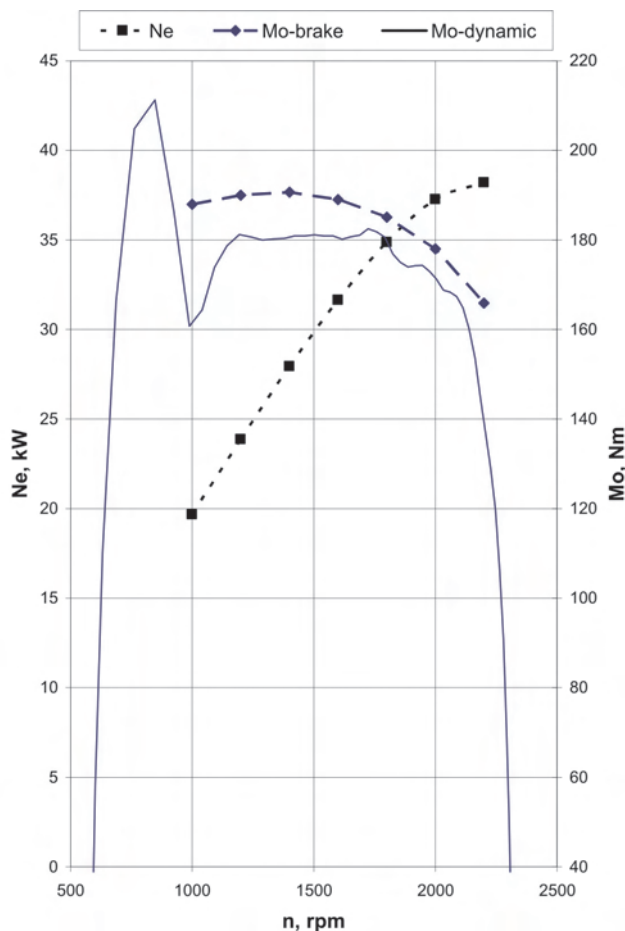


Fig. 2. S-4003 engine torque curve measured during the revving-up test and shown against the background of catalogue characteristics

Rys. 2. Zmierzona w teście rozpędzania krzywa momentu obrotowego silnika S-4003 na tle charakterystyki katalogowej

Krzywe momentu obrotowego obliczono według zależności (4) na podstawie wyników testu rozpędzania i znanych wartości zredukowanego masowego momentu bezwładności. Wartości J_z wyznaczono metodą podwójnego wybiegu [2]. Widoczne jest, że wartości parametru wyznaczonego w teście rozpędzania nie przekraczają wartości uzyskanych w ustalonych warunkach pracy.

Na rysunku 3 przedstawiono wartości przyspieszenia kątownego wału korbowego silnika AD3.152UR uzyskane w teście rozpędzania. Jest to przykład wprowadzania modyfikacji bez zmiany konfiguracji mechanicznej silnika. Przedstawiona tu modyfikacja polegała na ingerencji w stan paliwa przez zastosowanie magnetyzowania paliwa [3]. Wyniki badań w postaci zmian procentowych dwóch

the percentage change of two parameters – crankshaft angular acceleration and engine power – are shown in Fig. 4. The percentage changes of both parameters are identical which is illustrated by the coincided graph curves.

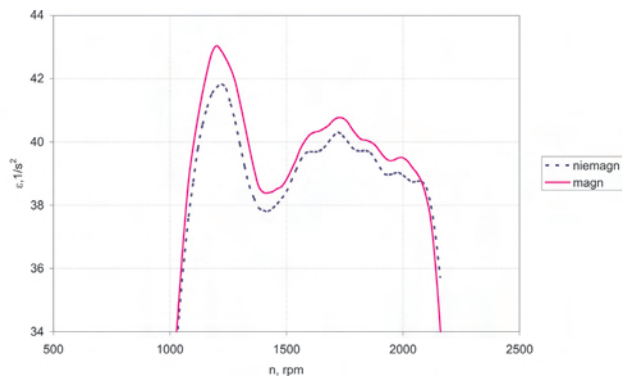


Fig. 3. Crankshaft angular acceleration values of AD3.152UR engine for magnetized diesel fuel that are measured during the revving-up test

Rys. 3. Zmierzone w teście rozpędzania wartości przyspieszenia kątownego wału silnika AD3.152UR dla oleju napędowego poddanego magnetyzacji

parametrów: przyspieszenia kątownego wału i mocy silnika przedstawiono na rys. 4. Jak widać, procentowe zmiany obu parametrów są identyczne, co ilustrują pokrywające się linie wykresów.

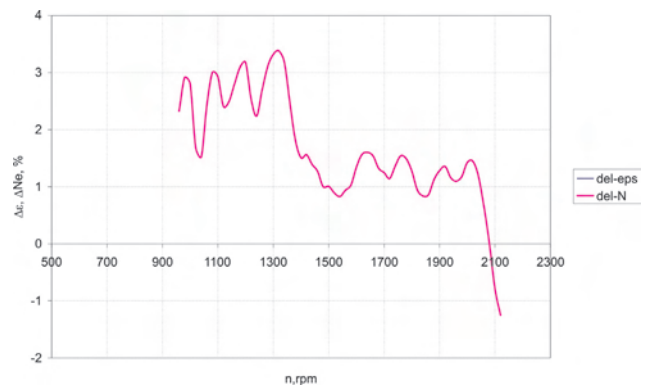


Fig. 4. Percentage changes of crankshaft angular acceleration and power of AD3.152UR engine for magnetized diesel fuel (graph curves are coincided)

Rys. 4. Zmiany procentowe wartości przyspieszenia kątownego wału i mocy silnika AD3.152UR dla oleju napędowego poddanego magnetyzacji (wykresy się pokrywają)

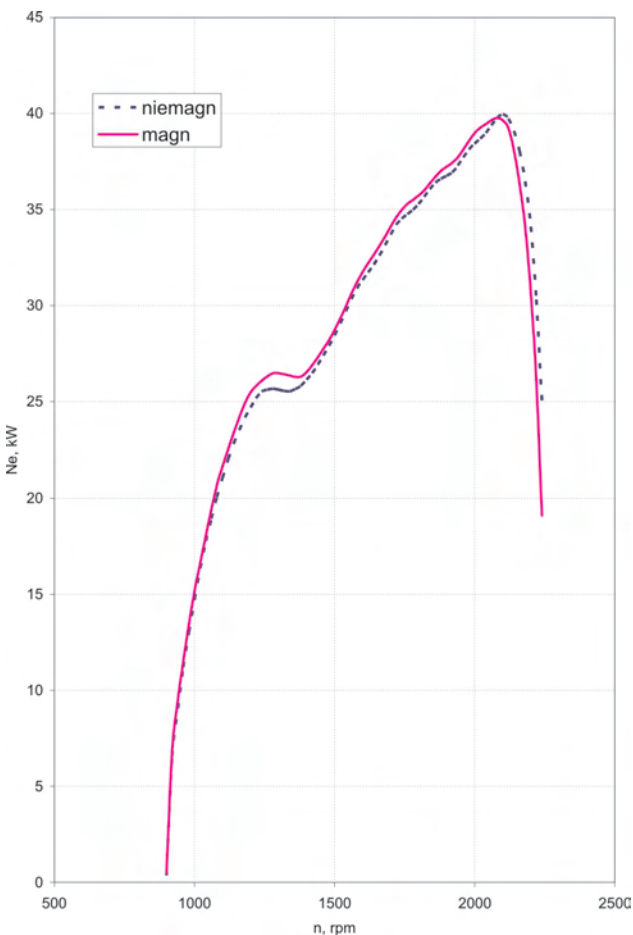


Fig. 5. Enlarged part of AD3.152UR engine characteristics for magnetized diesel fuel, power values are calculated with formula (4)

Rys. 5. Powiększony fragment charakterystyki silnika AD3.152UR dla oleju napędowego poddanego magnetyzacji, wartości mocy obliczono na podstawie wzoru (4)

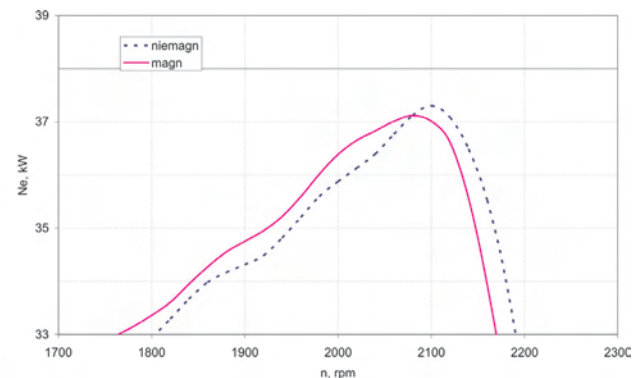


Fig. 6. Graphic illustration of AD3.152UR engine power changes under transient conditions for magnetized diesel fuel

Rys. 6. Ilustracja graficzna zmian mocy silnika AD3.152UR w warunkach niestabilnych dla oleju napędowego poddanego magnetyzacji

Analiza procentowych zmian wartości parametrów roboczych wskazuje na skuteczności wprowadzanych modyfikacji. W prezentowanym przypadku można stwierdzić, że magnetyzacja paliwa poprawia możliwości robocze silnika o około 2%.

Prędkościowe charakterystyki mocy silnika, tzw. charakterystyki dynamiczne, mogą być wykorzystane do ilustracji uzyskanych wyników pomiarów. Na rysunku 5 przedstawiono powiększony fragment charakterystyki, który może być użyty do dokładniejszych porównań. Natomiast na rys. 6 przedstawiono pełną charakterystykę mocy, którą można wykorzystywać do ilustracji wyników pomiarów.

Należy podkreślić, że w przypadku dysponowania znaną wartością zredukowanego momentu bezwładności silnika (dla konfiguracji silnika podczas testu),

The analysis of the percentage changes of operating parameter values results in a conclusion as to the effect of the introduced modifications. In the presented case it can be stated that the fuel magnetization increases engine operating possibilities within the range of about 2%.

Speed characteristics of engine power, the so-called dynamic characteristics, could be used for the illustration of the obtained test results. The enlarged part of the characteristics presented in Fig. 5 could be used for more exact comparison. However in Fig. 6 a full characteristic is presented that could be used for the illustration of the test results.

It should be emphasized that the graph in Fig. 6 shows the actual values of engine operating parameters under transient conditions when the true value of equivalent mass moment of inertia is known. It should of course be the value for engine configuration used in the test. However when the exact value of mass moment J_z is unknown then graphic illustration of the engine parameters will be approached with respect to actual values.

6. Conclusions

Based on the simulation research results analysis it possible to state that:

1. The presented method of engine operating parameter determination enables the first assessment of the modification of the engine adjustments and changes that do not influence the basic engine structure.
2. The result assessment of the introduced adjustment changes is based on the relative changes of the parameter that is measured with sufficient accuracy.
3. The values of the determined operating parameters could be used for the illustration of the engine outputs as exact or approximated values because they correspond with the producer data.
4. The presented research method should be completed with engine equivalent mass moment determination technique which could increase the accuracy of the running measurements of the engine operating parameters during the revving-up.

wykras na rys. 6 przedstawiać będzie rzeczywiste wartości parametrów roboczych silnika w warunkach rozpędzania. Natomiast, gdy nieznana jest dokładna wartość masowego momentu bezwładności silnika, ilustracja graficzna parametrów silnika będzie jedynie przybliżona do wartości rzeczywistych.

6. Podsumowanie

Analiza wyników badań symulacyjnych pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

1. Proponowana metoda określania parametrów roboczych silnika umożliwia bieżącą wstępną ocenę modyfikacji nastaw i zmian nieingerujących w podstawową strukturę silnika.
2. Ocena skutków wprowadzanych zmian regulacyjnych oparta jest na względnych zmianach parametru mierzzonego z wystarczającą dokładnością.
3. Wartości wyznaczonych parametrów roboczych mogą być wykorzystywane do ilustrowania osiągnięć silnika w sposób dokładny lub przybliżony, gdyż są w zasadzie zgodne z danymi producenta.
4. Przedstawiona metodyka powinna być uzupełniona o sposób wyznaczania zredukowanego momentu bezwładności silnika, co umożliwiłoby zwiększenie dokładności bieżących pomiarów parametrów roboczych silnika podczas rozpędzania.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E.: Silniki samochodowe. WKiŁ, Warszawa 1988.
- [2] Kiernicki Z.: Określanie masowego momentu bezwładności silnika spalinowego za pomocą cyklu rozpędzanie–wybieg. Czasopismo Techniczne, z. 5-M/1998 (rok 95).
- [3] Kiernicki Z.: Effect of the magnetization of rape biofuel on DI diesel outputs under transient conditions. 5th International Colloquium „Fuels 2005”, Esslingen–Stuttgart 2005
- [4] Kiernicki Z.: The accuracy of engine crankshaft’s speed and acceleration measurements in the inertial method of engine testing. TeKa Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN, vol. II, Lublin 2002,

Mr Zbigniew Kiernicki, PhD, MEng – doctor in Automotive Vehicles Department at Mechanical Faculty of Lublin University of Technology.

Dr inż. Zbigniew Kiernicki – adiunkt w Katedrze Pojazdów Samochodowych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.



Nowości silnikowe Salonu Samochodowego w Genewie 2008 r.

Tegoroczny International Motor Show w Genewie odbył się po raz 78, gromadząc liczne grono wystawców niemal z wszystkich kontynentów.

Podczas trwania salonu przedstawiono zarówno pojazdy seryjne wchodzące wkrótce do sprzedaży na rynkach europejskich, jak i pojazdy o charakterze studialnym, w których prezentowane są przyszłościowe rozwiązania funkcjonalne i konstrukcyjno-technologiczne. Większość wystawionych modeli odnosiła się do obecnie aktualnego problemu – ograniczenia emisji CO₂ do atmosfery ziemskiej. Efektami działań producentów w tym kierunku są nie tylko silniki samochodowe przystosowane do paliw alternatywnych, ale także upowszechnianie mniejszych i lżejszych pojazdów oraz stopniowe zmniejszanie pojemności skokowej silników przy zachowaniu ich zdolności napędowej (downsizing). Niezależnie od tego głównego kierunku rozwoju prezentowano również kilka prestiżowych pojazdów z potężnymi silnikami ZI i ZS.

Silniki ZI

Ważną nowością w Genewie był najmniejszy i najtańszy pojazd salonu, który jest symbolem powstających nowych i bardzo ważnych rynków zbytu i nowej produkcji samochodów – był to indyjski pojazd Tata Nano o koncepcji nadwozia podobnej do Fiata 126.

Niewielki zespół napędowy zabudowano dość nietypowo – pod tylną częścią podłogi, tuż przed osią tylnych kół. Nie ujawniono wielu szczegółów technicznych; wiadomo tylko, że zastosowano dwucylindrowy silnik ZI o pojemności skokowej wynoszącej tylko 623 cm³. Nadmierne drgania zespołu napędowego ogranicza pojedynczy wałek wyrównowazający. W każdym cylindrze umieszczono dwa zawory, a ich pracą steruje wałek rozrządu umieszczony w głowicy. Elektroniczna jednostka sterująca pracą silnika (ECU) o uproszczonej budowie pochodzi z firmy Bosch. Silnik rozwija moc 24 kW (33 KM) przy 5500 obr/min i poprzez czterobiegową skrzynię przekładniową napędza tylne koła pojazdu. Nieoficjalne informacje mówią o średnim zużyciu paliwa w granicach 4,3–5,0 dm³/100 km, nie określając jednak przy tym metodyki pomiarów. Pojazd spełnia normy ekologiczne obowiązujące obecnie w Indiach.

Firma Hyundai przestawiła przygotowaną do produkcji serię proekologicznych samochodów o nazwie i-Blue. Najmniejszy z tych pojazdów to nowy model i10, przystosowany do spalania gazu ziemnego CNG. Pojazd wyposażono w trzycylindrowy silnik o pojemności skokowej 0,8 dm³. Według danych fabrycznych ten niewielki silnik rozwija moc 72 kW, a emisja dwutlenku węgla została ograniczona do 95 g/km.

W stoisku firmy Fiat zaprezentowano prototypową Pandę o nazwie Aria, wyposażoną w nowy dwucylindrowy rzędowy silnik o pojemności skokowej 0,9 dm³, który zapoczątkuje nową rodzinę silników SGE (*Small Gasoline Engine*) opracowa-



Silnik firmy Hyundai zasilany gazem ziemnym CNG

naną przez oddział Fiat Powertrain Technologies. Wystawiony egzemplarz był wyposażony w turbodoładowaną wersję tego silnika rozwijającą moc 59 kW (80 KM). Konstrukcja silnika i nowatorski system zasilania przystosowano do eksploatacji na benzynie lub na mieszaninie metanu (70%) i wodoru (30%). Wyposażenie silnika uzupełnia system Stop&Start, ograniczający zużycie paliwa, głównie w ruchu miejskim. Nowa jednostka napędowa spełnia zarówno wymagania norm Euro 5, jak i Euro 6, a jednocześnie jest lżejsza o około 20% i zajmuje mniej miejsca w nadwoziu niż obecnie stosowane silniki czterocylindrowe.

Produkcyjną nowością firmy Fiat był model 500 Abarth, który, w celu zapewnienia odpowiedniej dynamiki, wyposażono w czterocylindrowy turbodoładowany silnik pochodzący z nowej rodziny T-Jet. Silniki te o pojemności skokowej 1,4 dm³ wprowadzono wcześniej do modeli Punto i Bravo. W głowicy tego silnika umieszczono dwa wałki rozrządu i



Fiat Panda Aria

16 zaworów. Turbosprężarka współpracuje z chłodnicą powietrza doładowującego. Maksymalna moc tej wersji silnika wynosi 99 kW (135 KM) i jest rozwijana przy 5500 obr/min. Moment obrotowy osiąga maksimum wynoszące 180 N·m przy 2500 obr/min, w trybie „Normal”, natomiast w trybie „Sport” jego wartość wzrasta do 206 N·m przy 3000 obr/min. Pojazd spełnia wymagania przyszłej normy Euro 5.

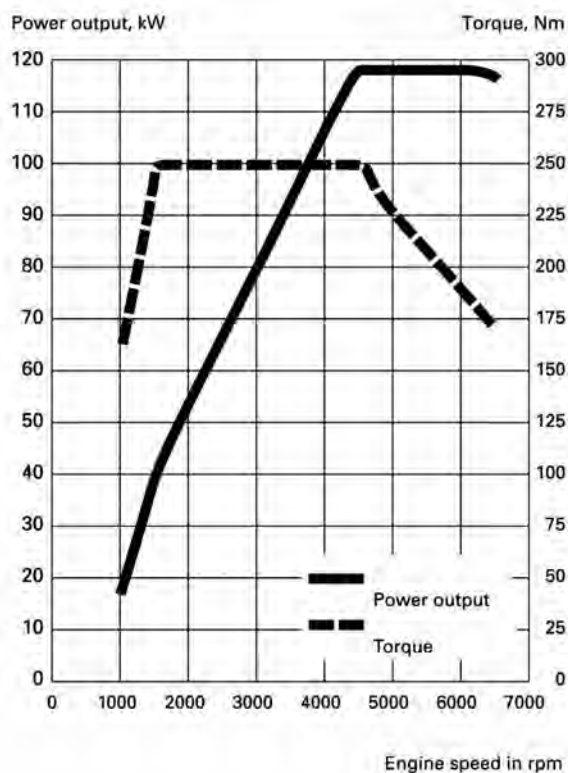
Szwedzka firma Saab, znana obecnie z produkcji pojazdów luksusowych, przedstawiła kompaktowy samochód studialny o nazwie 9-X BioHybrid. Do jego napędu zastosowano silnik ZI o stosunkowo niewielkiej pojemności skokowej wynoszącej tylko 1398 cm³, który dodatkowo wspomagany jest silnikiem elektrycznym. Silnik spalinowy to czterocylindrowa turbodoładowana jednostka przystosowana do spalania benzyny lub bioetanolu E85. Kadłub silnika wykonano ze stopu lekkiego. W układzie rozrządu pracuje 16 zaworów, a dwa wałki rozrządu umieszczone w głowicy napędzane są za pośrednictwem łańcucha. Maksymalne ciśnienie doładowania wynosi 1,6 bara. Przy zasilaniu paliwem tradycyjnym silnik rozwija moc 125 kW (170 KM) przy 5000 obr/min, natomiast w przypadku jazdy na E85 moc wzrasta do 147 kW (200 KM). Wartość maksymalnego momentu obrotowego wynosi odpowiednio 230 lub 280 N·m i jest osiągana już od prędkości obrotowej 1750 obr/min. Przedstawiciele firmy zapowiadają możliwość podjęcia produkcji pojazdu o podobnych cechach.

Dużo nowości silnikowych pokazano w stoiskach grupy Volkswagen (Audi, Seat, Skoda, VW). Jedną z nich był prototypowy samochód Passat TSI EcoFuel, który ma szansę na wdrożenie do produkcji. Wyposażono go w czterocylindrowy silnik o pojemności skokowej 1,4 dm³, przystosowany do alternatywnego zasilania sprężonym gazem ziemnym (CNG) lub benzyną. Jest to pierwszy na świecie silnik gazowy z turbodoładowaniem i bezpośrednim wtryskiem paliwa. Niezależnie od sposobu zasilania jego moc wynosi 110 kW (150 KM), maksymalna wartość momentu obrotowego wynosi 220 N·m i jest rozwijana w przedziale prędkości od 1500 do 4800 obr/min. W zbiornikach umieszczonych pod podłogą pojazdu mieści się 22 kg gazu, natomiast zmniejszony zbiornik benzyny ma pojemność 31 dm³. Zapas gazu wystarcza do przejechania 420 km, a łączny zasięg pojazdu wynosi około 800 km. Dynamika samochodu znacznie przewyższa dotychczasowe pojazdy zasilane gazem, gdyż czas rozpędzenia do 100 km/h mieści się w granicach 9,7 s, a prędkość maksymalna wynosi 210 km/h.

W wielu seryjnych samochodach marek grupy Volkswagen stosowano wolnossący silnik ZI o pojemności 2,0 dm³, z bezpośrednim wtryskiem benzyny (system FSI). Ostatnio silnik ten, o maksymalnej mocy 110 kW (150 KM) jest zastępowany nowszą turbodoładowaną jednostką napędową o pojemności skokowej zredukowanej do 1,8 dm³ (typ EA888). Przy zachowaniu tej samej średnicy cylindra skok tłoka zmniejszono z 92,8 mm do 84,2 mm. Stopień sprężania ograniczono do 9,6. Nowy wtryskowy układ zasilania pracuje pod ciśnieniem zwiększonym do 150 bar. Wtryskiwacze z sześciootworowymi rozpylaczami precyzyjnie dawkują paliwo. W celu skrócenia czasu rozgrzewania po zimnym roz-

ruchu silnika paliwo wtryskiwane jest dwufazowo. Pierwsza część dawki dostarczana jest jeszcze podczas suwu ssania. Turbosprężarkę zintegrowano z kolektorem dolotowym i jest chłodzona cieczą, a wirnik turbiny był optymalizowany w zakresie niższych prędkości obrotowych silnika.

Dwa wałki wyrównowazające eliminują drgania silnika. Bazowa wersja tego silnika, oznaczona skrótem TFSI, przeznaczona została do takich modeli, jak: Audi A3 i A4, Skoda Octavia i Volkswagen Passat i rozwija moc 118 kW (160 KM). Niebawem jednostka ta trafi również do sportowego modelu Audi TT. Odpowiednio dobrana turbosprężarka, układ zasilania oraz elektroniczny moduł sterujący pozwoliły na uzyskanie korzystnej charakterystyki zewnętrznej silnika. Moc maksymalna utrzymywana jest na stałym poziomie w zakresie od 4500 do 6200 obr/min. Maksymalna wartość momentu obrotowego wynosi 250 N·m i jest osiągana w zakresie prędkości od 1500 do 4500 obr/min.



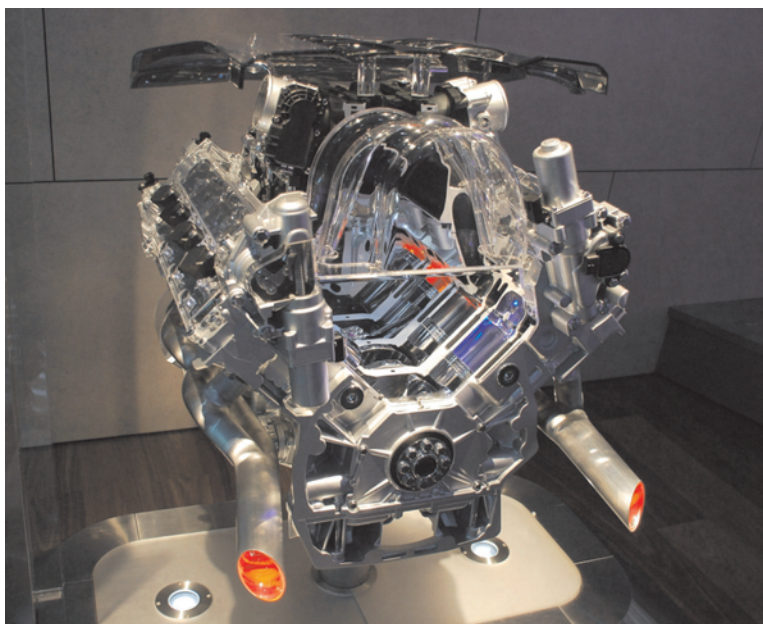
Charakterystyka zewnętrzna nowego silnika FSI o pojemności 2 dm³

Opracowano również inne warianty tego silnika. Debiutujący w Genewie silnik w wersji ekonomicznej, o mocy ograniczonej do 88 kW (120 KM) przeznaczony został dla podstawowego modelu Audi A4, natomiast nieco wzmocniona wersja rozwijająca moc 125 kW (170 KM) montowana jest w Audi A5 z nadwoziem typu coupe.

Inny nowy silnik grupy Volkswagen przewidziano dla modelu Passat. Jest to zmodyfikowana wersja znanego silnika w układzie V6 o kącie rozwarcia 15° (dawniej oznaczanego jako VR6), wyposażonego w bezpośredni wtrysk benzyny (system FSI). Pojemność skokowa silnika została powiększo-

na z 3,2 do 3,6 dm³. Po modyfikacji silnik osiąga moc wynoszącą 221 kW (300 KM) przy 6600 obr/min, co oznacza, że jest to najsilniejsza jednostka napędowa w ponadtrzydziestoletniej historii modelu Passat. Maksymalny moment obrotowy wynosi 350 N·m i jest osiągany przy 2400 obr/min. Takie osiągi silnika pozwoliły na skrócenie czasu rozpędzania pojazdu do 5,6 sekundy przy prędkości od 0 do 100 km/h. Silniki te będą montowane w Passatach zarówno w modelach klasycznych, jak i w nowym modelu CC. Pojazdy te będą nosić oznaczenie R 32 i będą dostępne pod koniec bieżącego roku.

Jednym z największych nowych silników ZI, jakie prezentowano podczas salonu w Genewie, była jednostka napędowa samochodu Infiniti FX 50 (działająca od 1987 r. marka należąca do Nissana). Do napędu tego pojazdu zastosowano zmodernizowany silnik typu VK50VE w układzie V8 o pojemności skokowej powiększonej do 5,0 dm³. Moc maksymalna tej jednostki wynosi 287 kW (390 KM), natomiast maksymalna wartość momentu obrotowego – 500 N·m. W układzie rozrządu zastosowano system V-VEL (*Variable Valve Event & Lift*) zmieniający odpowiednio fazy rozrządu i wznios zaworów, co korzystnie wpływa na osiągi w szerokim zakresie pracy silnika.

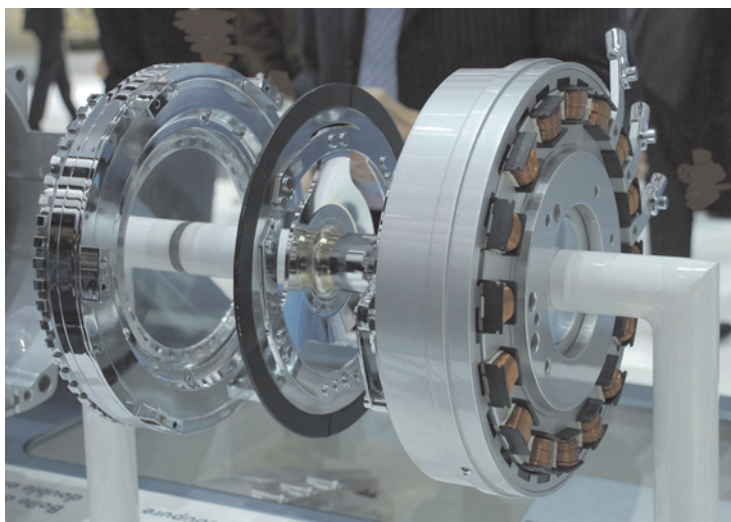


Silnik V8 firmy Nissan z systemem zmiennych faz rozrządu V-VEL

Silniki ZS

Konstruktorzy firm europejskich wykorzystują silniki ZS także do budowy pojazdów hybrydowych. Najmniejszy z takich pojazdów opracowali specjaliści z firmy Volkswagen, ale pojazdy o podobnej koncepcji rozwijają firmy BMW i Daimler.

Prototypowy Volkswagen Golf V Hybrid wyposażono w umieszczony poprzecznie zintegrowany zespół napędowy, w



Hybrydowy napęd Volkswagena Golf V Hybrid

skład którego wchodzi ekonomiczny silnik ZS, silnik elektryczny oraz skrzynia przekładniowa. Zastosowano krótki trzycylindrowy, turbodoładowany silnik ZS o pojemności skokowej 1,2 dm³ (z rodziny TDI). Jego moc maksymalna wynosi 54 kW (74 KM). Silnik elektryczny o budowie pierścieniowej umieszczono między silnikiem spalinowym a skrzynią przekładniową. Moc tego silnika wynosi 20 kW (27 KM), a odpowiednie sprzęgła umożliwiają wykorzystanie go do napędu pojazdu. Ten sam silnik pełni również funkcję rozrusznika oraz generatora prądu ładującego pokładową baterię akumulatorów Ni-MH podczas hamowania pojazdu. Masa tej baterii, mogącej zgromadzić 1,4 kW·h energii, wynosi 45 kg. Napęd na koła przednie przenoszony jest przez nową dwusprzęgłową skrzynię biegów (typu DSG) o siedmiu przełożeniach. Zmiana układu napędowego w Golfie V przyczyniła się do istotnej redukcji emisji CO₂. Prototyp hybrydowego Golfa emituje średnio tylko 89 g/km, podczas gdy najbardziej ekonomiczna produkcyjna wersja tego samochodu o nazwie BlueMotion w takim samym teście wydziela 119 g/km.

Południowo-koreańska marka Kia zyskała na popularności w Europie dzięki wprowadzeniu na rynek nowej rodziny samochodów Cee'd objętych wydłużoną do siedmiu lat gwarancją. W Genewie debiutowała wersja EcoCee'd z silnikiem o pojemności skokowej 1,6 dm³. Podstawowa wersja modelu Cee'd z silnikiem o mocy 66 kW (90 KM) emituje średnio 125 g CO₂ na kilometr. Wersja ekologiczna z pakietem zmian „eco” zmniejsza tę wartość o ponad 15%, do 106 g/km. Pakiet ten zawiera następujące zmiany w silniku: optymalizacja układu chłodzenia, zastosowanie oleju niskotarciowego, obniżenie prędkości biegu jałowego oraz zastosowanie układu Stop&Start. Równocześnie wprowadzono zmiany w nadwoziu redukujące wartość współczynnika C_x, obniżenie zawieszenia o 15 mm, zastosowano skrzynię przekładniową

o sześciu biegach (w miejsce pięciobiegowej) oraz opony o obniżonym oporze toczenia. Identyczne zmiany wprowadza firma Hyundai w bliźniaczych samochodach i30, w ramach programu o nazwie „i-blue”.



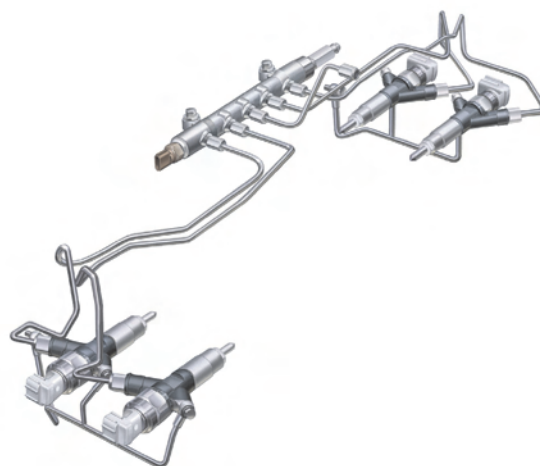
Ekologiczna wersja pojazdu Kia Cee'd

Firma BMW ogłosiła swój program modernizacji produkowanych samochodów pod nazwą *Efficient Dynamics* i pierwsze działania skupiła na pojazdach z czterocylindrowymi silnikami ZS. Działania rozpoczęto od podstawowego silnika o pojemności skokowej 2,0 dm³, który stosowany jest w samochodach serii 1, 3 i 5. Główne modyfikacje to zoptymalizowana geometria komory spalania oraz zastosowanie nowego systemu wtrysku typu common rail III generacji. Wprowadzono wtryskiwacze piezoelektryczne, a ciśnienie wtrysku zwiększono do 1600 barów. W efekcie tych zmian uzyskano w samochodach BMW 118 d z silnikiem o mocy 105 kW spadek emisji CO₂ do poziomu 119 g/km, natomiast w modelu BMW 520d z silnikiem o mocy 130 kW do wartości 136 g/km. Programem *Efficient Dynamics* objęto także pojazdy marki Mini, a pierwsze samochody wykonane według tego programu trafią na rynek jesienią bieżącego roku.



Wysokoprężny silnik boxer firmy Subaru

Największą atrakcją firmy Subaru był pierwszy silnik Diesla w układzie przeciwsobnym (boxer), opracowany głównie z myślą o rynku europejskim (opisywany krótko w *Silnikach Spalinowych* nr 4/2007). Jest to czterocylindrowy 16-zaworowy silnik o pojemności skokowej 1998 cm³ (skok i średnica cylindra wynoszą po 86 mm). W stosunku do produkowanego wcześniej silnika benzynowego o podobnej pojemności średnicę cylindra zmniejszono o 6 mm, a skok tłoka wydłużono o 11 mm. Wał korbowy podparto na pięciu łożyskach głównych. Udało się również skrócić blok silnika do 354 mm. W każdej głowicy umieszczono po dwa wałki rozrządu, a ich napęd odbywa się za pośrednictwem łańcucha. Bezpośredni wtrysk paliwa realizuje system common rail (II generacji), o nominalnym ciśnieniu wynoszącym 1800 bar. Dla tego silnika opracowano specjalne elektromagnetyczne wtryskiwacze o mniejszej długości, aby nadmiernie nie zwiększać szerokości silnika. Turbosprężarkę IHI o zmiennej geometrii łopatek umieszczono pod przednią częścią silnika, a tuż za nią katalizator (w poprzek pojazdu). Przy stopniu sprężania wynoszącym 16,3 i prędkości obrotowej 3600 obr/min silnik rozwija moc 110 kW, a więc nieco większą niż znane silniki Forda i Volkswagena o podobnej wielkości. Maksymalny moment obrotowy o wartości 350 N·m osiągnąć jest już przy 1800 obr/min. Silnik standardowo wyposażony jest w filtr cząstek stałych i spełnia wymogi normy Euro 4. Masa nowego silnika ZS jest jedynie o 10 kg większa od boxera benzynowego o podobnej pojemności. Początkowo silnik ten będzie montowany w samochodach Legacy i Outback, a nieco później także w nowych modelach Foreстера i Imprezy.



Wysokociśnieniowy układ wtryskowy common rail w silniku boxer firmy Subaru

Europejski oddział Forda wprowadził do swoich największych modeli nowy silnik ZS o pojemności skokowej 2,2 dm³. Silnik ten przypisano do rodziny Duratorq, a jego opracowanie jest wspólnym dziełem specjalistów z firmy Ford i grupy PSA (Citroën-Peugeot). W silniku tym zastosowano układ wtryskowy typu common rail III generacji z piezoelektrycznymi wtryskiwaczami dostarczonymi przez

Silnik ZS Duratorq 2,2 dm³ firmy Ford

firmę Bosch. Dysze wtryskiwaczy mają po siedem otworów, co zapewnia dobre rozpylenie dawki paliwa. Proces wtrysku podzielony jest na pięć faz, a ciśnienie robocze w układzie wtryskowym wynosi 1800 barów.

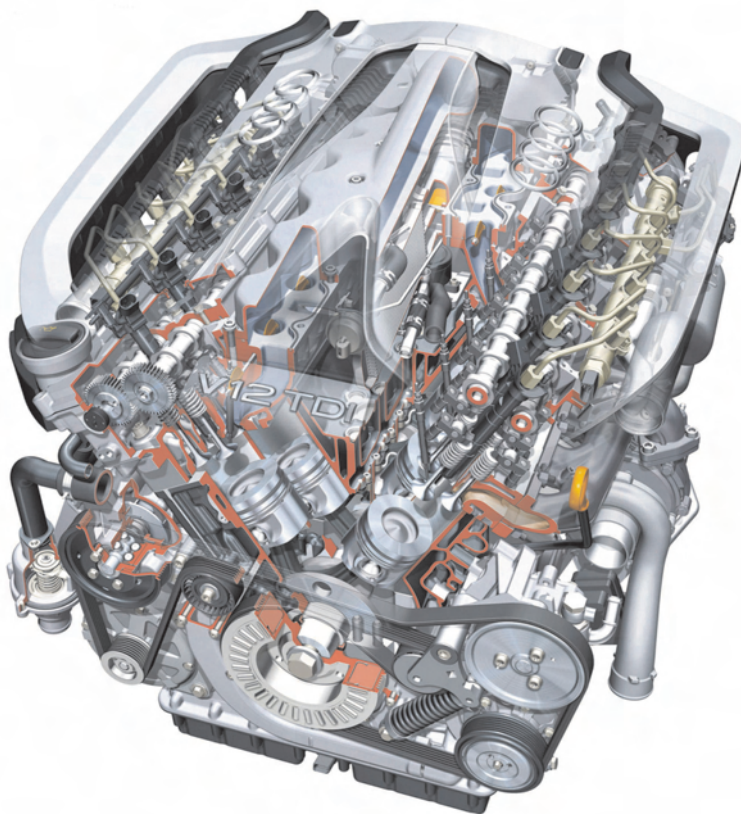
Nowym rozwiązaniem jest także turbosprężarka o zaprogramowanej charakterystyce uzależniającej jej działanie od położenia pedału przyspieszenia. Przyjęte rozwiązania przyczyniły się do uzyskania wysokich osiągnięć, ale również do obniżenia hałasu oraz zwiększenia płynności pracy. Moc silnika osiąga swoje maksimum 126 kW (173 KM) przy 3500 obr/min. Maksymalna wartość momentu obrotowego wynosi 400 N·m przy 1750 obr/min, z możliwością chwilowego wzrostu do 420 N·m. Nowy silnik montowany będzie w samochodach Mondeo oraz Galaxy i S-Max.

Największym silnikiem ZS prezentowanym w Genewie był opracowany w firmie Audi 12-cylindrowy silnik rodziny TDI (opisywany krótko w *Silnikach Spalinowych* nr 4/2007). Okazało się, że silnik ten, znany z samochodu sportowego R8, będzie niebawem zastosowany w luksusowym samochodzie typu SUV jakim jest Audi Q7, a od jesieni 2009 r. w nowym modelu A8 (III generacji). Osiągi silnika o pojemności skokowej niemal 6,0 dm³ nie uległy zmianie, moc maksymalna wynosi 368 kW (500 KM),

natomiast maksymalna wartość momentu obrotowego wynosi 1000 N·m i jest osiągnięta w zakresie prędkości od 1750 do 3000 obr/min. Napęd przekazywany jest na wszystkie koła pojazdu przez automatyczną skrzynię przekładniową typu Tiptronic. Mimo stosunkowo dużej masy własnej, wynoszącej 2280 kg, pojazd jest bardzo dynamiczny. Prędkość maksymalna ograniczona jest elektronicznie do 250 km/h, a czas rozpędzania do 100 km/h wynosi tylko 5,6 s. Średnie zużycie paliwa w teście europejskim wynosi tylko 11,9 dm³/100 km.

Podsumowanie

Tegoroczny Salon Samochodowy w Genewie pokazał między innymi dorobek producentów omówionych pojazdów w zakresie ograniczenia emisji dwutlenku węgla. Intensyfikacja działań w tym zakresie wynika z zapowiedzi wprowadzenia w 2012 r. na terenie Unii Europejskiej flotowych ograniczeń emisji CO₂ i systemu kar dla producentów samochodów. Skuteczność tych działań wymaga wprowadzania wielu zmian konstrukcyjno-technologicznych nie tylko w silnikach, lecz także w innych zespołach samochodu. Wynik pracy specjalistów z różnych dziedzin techniki samochodowej widoczny jest dopiero podczas badań gotowego pojazdu. Testy jezdne (w tym NEDC) na hamowni podwoziowej pozwalają między innymi określić wielkość emisji CO₂.



12-cylindrowy silnik ZS firmy Audi

W tabelach 1 i 2 zestawiono niektóre dane kilkunastu wybranych pojazdów z silnikami ZI i ZS, w tym także pojazdów hybrydowych. Samochody te umieszczono narastająco pod względem wielkości emisji CO₂. Jak z tabel wynika, stosunkowo niewiele pojazdów mieści się w przewidywanym limicie 120 g/km, co daje pogląd na skalę problemu i wyznacza kierunki zmian.

W zakresie silników widoczna jest dalsza tendencja do zmniejszania ich pojemności skokowej (*downsizing*) i coraz szerszego wprowadzania doładowania, także w silnikach ZI. Doskonalenie układów rozrządu i wtrysku paliwa dotyczy zarówno silników ZI, jak i ZS. Filtry cząstek stałych są stopniowo wprowadzane do coraz większej liczby pojazdów z silnikami ZS.

Tabela 1. Porównanie podstawowych parametrów wybranych pojazdów zasilanych silnikami ZI i ich emisji dwutlenku węgla

Marka i typ samochodu	Długość całkowita [mm]	Pojemność skokowa [dm ³]	Układ cylindrów	Moc maksymalna (+ moc sil. elektr.) [kW]	Emisja CO ₂ [g/km]
Hyundai i10 CNG	3565	0,8	3/R	72	65
Fiat Panda Aria	3538	0,9	2/R	59	69
Toyota Prius II Hybr	4450	1,5	4/R	77 + 50	104
Citroen C1	3440	1,0	3/R	50	109
Smart ForTwo Pure	2695	1,0	3/R	45	112
Daihatsu Trevis	3395	1,0	3/R	43	114
Kia Picanto 1,1	3495	1,1	4/R	48	124
BMW 118 i	4240	2,0	4/R	105	140
Fiat Punto 1,4 T-Jet	4030	1,4	4/R	88	155
Audi A3 1,6	4205	1,6	4/R	75	169
Fiat Croma 1,8	4756	1,8	4/R	103	175
BMW 530 i	4840	3,0	6/R	200	182
Lexus RX 400h	4740	3,3	6/V	155 + 50	192
Lexus LS 600h	5030	5,0	8/V	290 + 165	219
Jaguar XJ 9	5030	4,2	8/V	291	269
Mercedes Benz S 600	5206	5,5	12/V	380	355
Hummer H2	4820	6,0	8/V	232	432

Tabela 2. Porównanie podstawowych parametrów wybranych pojazdów zasilanych silnikami ZS i ich emisji dwutlenku węgla

Marka i typ samochodu	Długość całkowita [mm]	Pojemność skokowa [dm ³]	Układ cylindrów	Moc maksymalna (+ moc sil. elektr.) [kW]	Emisja CO ₂ [g/kg]
Smart ForTwo CDI	2695	0,8	3/R	33	88
VW Golf TDI Hybrid	4206	1,2	3/R	54 + 20	89
Fiat 500 Aria	3545	1,3	4/R	55	98
VW Polo TDI BlueMotion	3916	1,4	3/R	59	102
Mini Cooper D	3699	1,6	4/R	80	104
Kia ecoCee'd 1,6	4235	1,6	4/R	66	106
Fiat Panda 1,3 M-Jet	3538	1,3	4/R	55	113
BMW 118 d ED	4240	2,0	4/R	105	119
Fiat Bravo 1,6 JTD	4335	1,6	4/R	77	119
VW Golf TDI BlueMotion	4206	1,9	4/R	77	119
BMW 520 d ED	4840	2,0	4/R	130	136
Subaru Legacy 2,0 TD	4720	2,0	4/B	110	148
VW Passat 2,0 TDI	4765	2,0	4/R	103	159
Volvo S 80 D5	4851	2,4	5/R	136	193
Fiat Croma 2,4 JTD	4756	2,4	5/R	147	212
Mercedes Benz ML 420 CDI	4780	4,0	8/V	225	299
VW Touareg 5,0 TDI	4754	5,0	10/V	230	333

dr hab. inż. Andrzej Zieliński

Aktualności

Silniki o ZI

Silnik Seata

Seat zaprezentował swój najmocniejszy silnik seryjny. Powstał on na bazie silnika benzynowego FSI turbo o pojemności skokowej 2,0 dm³ i mocy 285 KM. Maksymalny moment obrotowy wynosi 360 N·m w przedziale od 2500 do 5000 obr/min ($N_e = 210$ kW, $N_i = 105$ kW/dm³, $N_c = 52,4$ kW/cyl, $p_c = 2,26$ MPa). Samochód pojawi się w wersji limitowanej, w liczbie 55 egzemplarzy.



Oprac. na podst. www.seat.com

Renault na bioetanol

Gama silnikowa firmy Renault powiększona została o pierwszy silnik napędzany bioetanołem E85. Wersja ta emituje poniżej 140 g CO₂/100 km. Nowy silnik na bioetanol powstał na bazie silnika 1,2 dm³ 16V, który po wprowadzeniu kilku nieznacznych zmian, związanych głównie z modyfikacją zbiornika na paliwo, układu wtrysku oraz komory spalania, został przystosowany do spalania biopaliwa.

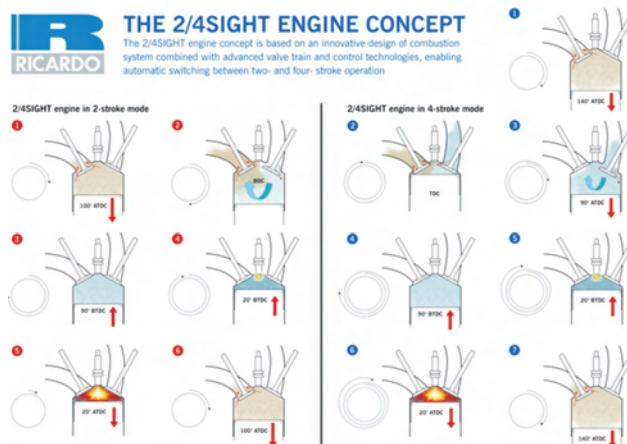
Nowa jednostka spełnia także szeroko rozumiane wymagania ekologiczne, gdyż:

- jest wytwarzana w zakładach posiadających odpowiedni certyfikat ISO za systematyczne zmniejszanie zużycia wody i energii elektrycznej, obniżenie hałasu oraz ilości wytwarzanych odpadów i emisji innych szkodliwych substancji;
- po wycofaniu z eksploatacji 95% samochodu może być poddane recyklingowi, zaś minimum 5% elementów zostało wykonane z tworzyw pochodzących z odzysku.

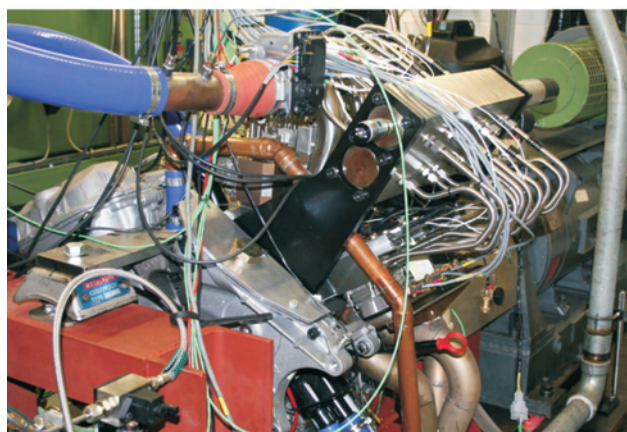
Oprac. na podst. www.renault.com

Prototyp silnika Ricardo 2/4SIGHT

W firmie Ricardo i konsorcjum firm samochodowych zakończono zaawansowane badania nad prototypowym silnikiem 2/4SIGHT (por. Sil. Spal. 2/2005, s. 86).



Silnik ten wyposażono w bezpośredni wtrysk benzyny, specjalny system napełniania cylindrów dostosowany do doładowania oraz zmiany systemu spalania na 2 lub 4 suwy. Inżynierowie opracowali specjalny system VCU (*Valve Control Unit*) do sterowania hydraulicznymi zaworami, co zapewnia niezależne wysterowanie poszczególnych cylindrów. Prototyp ten powstał na bazie silnika V6 o pojemności skokowej 2,1 dm³. Jednostka została wyposażona w wymiennik ciepła z podwójnym doładowaniem, sprężarkę mechaniczną Rotrex oraz turbosprężarkę Honeywell. System bezpośredniego wtrysku benzyny pochodzi od firmy Denso. Prototyp powstał w centrum Ricardo Shoreham Technical Centre, a zainstalowany i przebadany był w Sir Harry Ricardo Laboratories of the University of Brighton.



Badania silnika 2/4SIGHT wykazały, że:

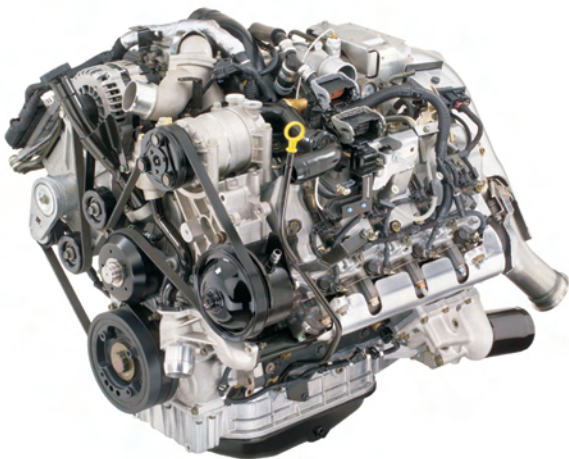
- przełączanie między poszczególnymi cylindrami z systemu 2-suwowego na 4-suwowy odbywało się bez zakłóceń,
- zadanie spełniły zawory sterowane elektrohydraulicznie,
- wysokie ciśnienie doładowania pozwoliło osiągnąć dużą wartość momentu obrotowego rzędu 150 N·m przy 1000 obr/min i 230 N·m przy 2500 obr/min.

Prototypowy silnik benzynowy 2.0 dm³ V6 2/4SIGHT w teście NEDC osiągnął zmniejszenie przebiegowego zużycia paliwa o 27% oraz emisji CO₂ z 260 g/km do 190 g/km w porównaniu z silnikiem konwencjonalnym o pojemności skokowej 3,5 dm³.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Hummer zasilany paliwem E85

Pierwszym modelem Hummera, który będzie zasilany paliwem E85 (w którym aż 85% może stanowić bioetanol), ma być Hummer H2. Firma General Motors zapowiedziała większe zainteresowanie samochodami napędzanymi tego rodzaju paliwami. Na drogach USA jeździ obecnie ok. 3 mln samochodów koncernu GM dostosowanych już do tego paliwa, jednak do 2010 r. firma chce podwoić produkcję aut typu *flex-fuel*, ze szczególnym naciskiem na wersję E85; już w przyszłym roku w gamie modelowej GM pojawi się 15 nowych wersji silników typu *FlexFuel*.



Oprac. na podst. www.motogazeta.com.pl

Silniki o ZS

Silnik BMW o mocy 204 KM i momencie obrotowym 400 N·m

Nową jednostkę silnikową firma BMW opracowała na bazie silnika modelu E90. Zmniejszono jego masę, podwyższono wskaźniki pracy, zredukowano przebiegowe zużycie paliwa oraz zmniejszono emisję substancji szkodliwych spalin. Nowy, czterocylindrowy silnik ZS o pojemności skokowej 1997 cm³ ma aluminiowy blok, który zastąpił blok żeliwny. To rozwiązanie spowodowało zmniejszenie masy silnika o 17 kg.

Ze względów ergonomicznych wiele elementów zostało przeprojektowanych. Kanały ssące umieszczono po bokach i mają teraz kształt spiralny, co ułatwia zawirowanie ładunku, szczególnie przy małych prędkościach obrotowych; łańcuchowy układ napędu rozrządu ze względów bezpieczeństwa został przeniesiony przed koło zamachowe.

Z uwagi na to, że praca silnika jest wspomagana przez dwie turbosprężarki, agregaty pomocnicze jak: pompa płynu chłodzącego, alternator i kompresor klimatyzacji zostały umieszczone po stronie ssącej silnika. Zmniejszono także wymiary silnika. Stało się to dzięki użyciu igielkowych

łożysk wałków wyrównowazających, które umieszczono z boku skrzyni korbowej.

Wygenerowanie mocy równej 204 KM osiągnięto dzięki zastosowaniu turbodoładowania zakresowego, które, poza tą jednostką silnikową, jest dostępne w najmocniejszym silniku ZS BMW 535d, podobnie jak technologia *Variable Twin Turbo*. Ta konstrukcja pojawia się po raz pierwszy w czterocylindrowym silniku ZS. Układ turbodoładowania *Variable Twin Turbo* składa się z dwóch turbosprężarek o różnej wielkości. Sprężarka mniejsza ze względu na mniejszą bezwładność wirnika generuje ciśnienie przy małych prędkościach obrotowych. Przy wyższych prędkościach uaktywnia się sprężarka większa. Dzięki temu już przy 1500 obr/min występuje moment obrotowy 330 N·m, natomiast przy 2000 obr/min uzyskuje się maksymalny moment obrotowy 400 N·m ($N_e = 150$ kW, $N_i = 75$ kW/dm³, $N_c = 37,5$ kW/cyl, $p_c = 2,52$ MPa).

W silniku tym zastosowano układ wtryskowy common rail IV generacji, wykorzystujący wtryskiwacze piezoelektryczne, które pracują przy ciśnieniu 2000 bar. Aby podnieść efektywność spalania konstruktorzy przeprojektowali kształt komory spalania i utworzyli specjalną konstrukcję tłoka. Stopień sprężania został zmniejszony do wartości 16. Paliwo jest wtryskiwane w trzech dawkach w ciągu jednego suwu pracy.

Silnik spełnia normę emisji Euro 5 dzięki zastosowaniu systemu *Brake Energy Regeneration*, funkcji autostart/stop oraz DPF (*Diesel Particle Filter*).

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Nowa generacja silników firmy Mercedes

Mercedes-Benz przedstawił nową generację silników czterocylindrowych ZS z poprawionymi wskaźnikami pracy (mniejsze zużycie paliwa, zwiększenie momentu obrotowego oraz zmniejszenie emisji substancji szkodliwych spalin). Najnowsza najmocniejsza jednostka o pojemności skokowej 2143 cm³ rozwija moc 150 kW (204 KM) i maksymalny moment obrotowy 500 N·m. Zmniejszono emisję CO₂ o 13% w porównaniu do poprzedniej generacji silników. Nowe silniki spełniają normy emisji Euro 5.

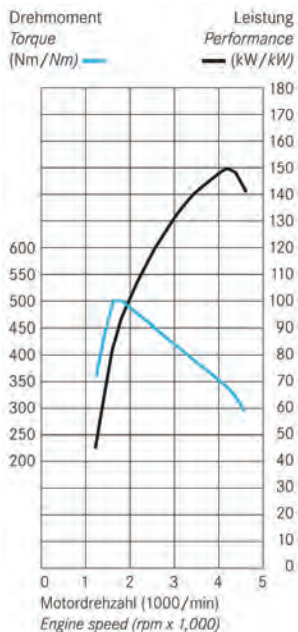


Wartości objętościowego wskaźnika mocy i momentu obrotowego odniesionego do jednostki pojemności skokowej

wzrosły i wynoszą: 70 kW (95,2 KM), 233,3 N·m z 1 dm³ (poprzednia wersja 58,2 kW (79,2 KM) i 186,2 N·m z 1 dm³). Przebiegowe zużycie paliwa zmniejszyło się do poziomu 5 dm³/100 km. W konsekwencji nastąpiła redukcja emisji CO₂ o ok. 13%. Silnik pracuje w połączeniu z systemem *BlueTec aftertreatment*.

Podstawowe elementy silników nowej generacji firmy Mercedes-Benz:

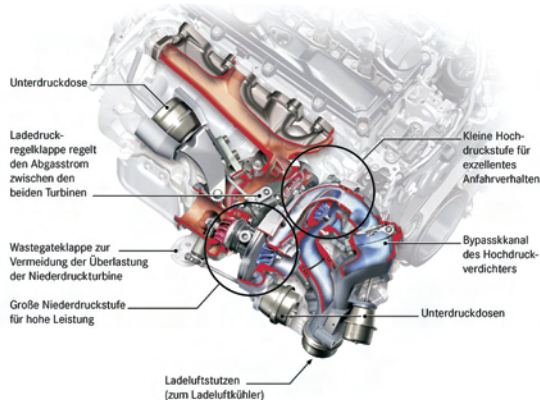
- dwuzakresowe doładowanie, które zapewnia wysoki moment obrotowy; doładowanie to wymaga zastosowania małej (*small high-pressure HP*) i dużej (*large low-pressure LP*) turbosprężarki,
- średnica turbosprężarki HP wynosi 38,5 mm i jest usytuowana w prostej linii w stronę układu wylotowego spalin; maksymalna prędkość obrotowa tej turbosprężarki wynosi 248 000 obr/min. Wzrost prędkości obrotowej silnika powoduje przełączenie systemu by-pass i połączenie spalin z turbosprężarką LP, której średnica wynosi 50 mm; maksymalna prędkość obrotowa tej turbosprężarki wynosi 185 000 obr/min,
- zoptymalizowane chłodzenie powietrza doładowanego oraz recykulację spalin EGR; zwiększono objętość cieplną wymiennika, co spowodowało zmniejszenie temperatury powietrza do ok. 140°C; zastosowano chłodzony EGR oraz HFM (*hot-film air-mass sensor modules*), który służy do pomiaru właściwej regulacji ilości powietrza dopływającego do komory spalania; spowodowało to większą kontrolę nad emisją NO_x,



- zastosowanie IV generacji systemu common rail z maksymalnym ciśnieniem wtrysku 200 MPa,
- wzrost maksymalnego ciśnienia spalania do 200 bar i specjalnie ukształtowanej komory spalania; stopień sprężania został zmniejszony z 17,5 do wartości 16,2. Zoptymalizowanie komory spalania spowodowało redukcję emisji NO_x. Zastosowano także specjalne ceramiczne świece żarowe, które nagrzewają się do wyższej temperatury 1250°C,
- zastosowanie sterowalnej elektrycznej pompy cieczy chłodzącej i oleju smarującego, które są włączane przez jednostkę ECU silnika.



Oprac. na podst. www.greencarcongress.com



- zastosowanie sterowanego układu dolotowego w celu optymalizacji współczynnika napełnienia; każdy z kanałów dolotowych wyposażony jest w specjalne przepustnice, które sterują zawirowaniem typu swirl w funkcji obciążenia i prędkości obrotowej silnika,

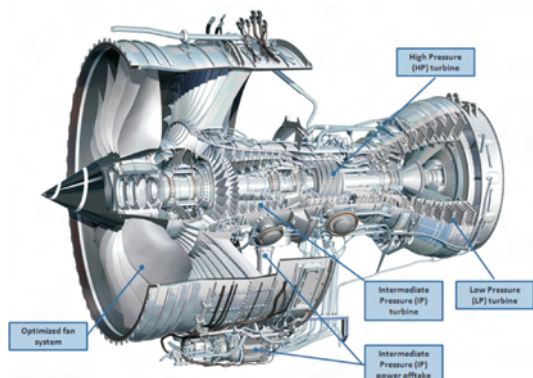
Silniki lotnicze

Silnik przepływowy Rolls-Royce

Firma Rolls-Royce zdobyła zamówienie na silniki Trent 1000 oraz na serwis prowadzony przez Wirginia Atlantic na kwotę sięgającą 2,6 mld dolarów. RR planuje współpracę z przewoźnikiem lotniczym w celu obniżenia emisji CO₂. Produkowany przez RR Trent 1000 jest silnikiem stosowanym we wszystkich wersjach Boeing 787 Dreamliner. Dzięki temu silnikowi samolot ten będzie spalał o 27% mniej paliwa lotniczego niż A340-300, co odpowiednio obniży poziom emisji w przeliczeniu na 1 pasażera. Proekologiczna inicjatywa podjęta w porozumieniu z Wirginie Atlantic ma na celu zmniejszenie zużycia paliwa przez polepszenie parametrów pracy silnika.

Silnik Trent 1000 charakteryzujący się przepływem osiowym, składa się z niskociśnieniowego wirnika, sprzężek (średnio- i wysokociśnieniowej) napędzanych przez osobne turbiny. Systemy z niskim i średnim ciśnieniem obracają się niezależnie, przeciwnie do ruchu zegara, natomiast system z wysokim ciśnieniem obraca się zgodnie z ruchem wskazówek, patrząc na silnik od tyłu. Moc (500 kW)

wytwarzana przez średniociśnieniową sprężarkę jest cechą wyjątkową tego silnika, sama zaś sprężarka została zbudowana i rozwinięta specjalnie na potrzeby jeszcze bardziej skomplikowanego samolotu Boeing 787. Dzięki polepszonej pracy sprężarki silnik może pracować dużo sprawniej przy mniejszym zużyciu paliwa, zwłaszcza podczas podchodzenia do lądowania. Zamówienie złożyły 23 firmy, z czego 42% przypada na Boeinga 787.



Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Osprzęt

System Stop & Start

System automatycznego wyłączania i włączania silnika, np. podczas postoju na światłach, ma ograniczać emisję CO₂ do atmosfery. W przyszłości automatyka stosowana m.in. w modelach BMW czy koncernu PSA Peugeot-Citroën będzie kolejnym elementem wyposażenia seryjnego.

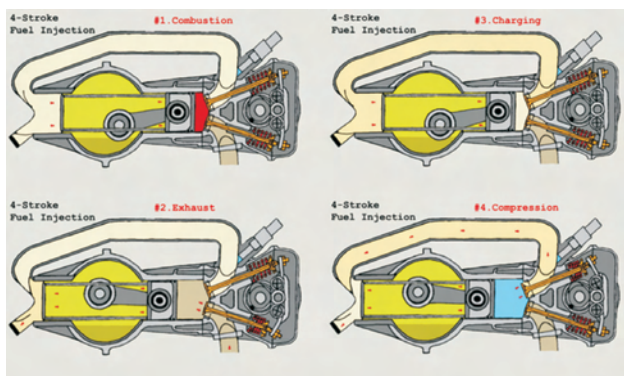
Według wyliczeń uwzględnionych w raporcie firmy Delphi gdyby wszystkie auta w Europie były wyposażone w system Start-Stop, co roku udało się ograniczyć ogólną emisję CO₂ do atmosfery o 15 milionów ton. Gdyby oprócz tego dodatkowo wprowadzono lepsze systemy zarządzania energią, można byłoby zmniejszyć emisję nawet do 30 milionów ton rocznie.

Oprac. na podst. www.delphi.com

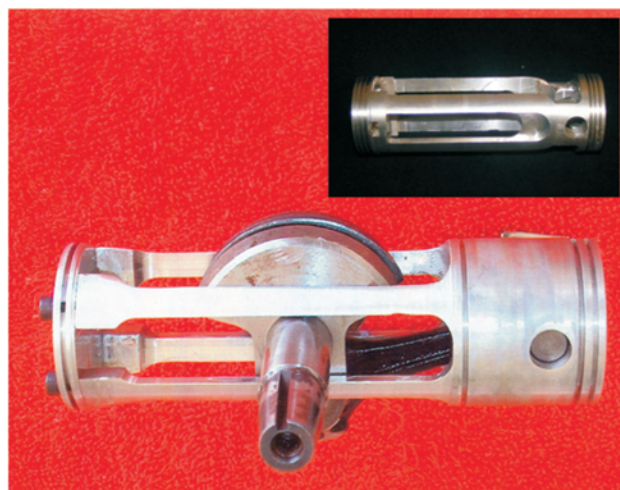
Technologia

Prototyp silnika spalinowego

W celu poprawy pracy silnika spalinowego niewielka firma motoryzacyjna Creel Loop LLC, z Luizjany w USA, opracowała prototypowy silnik oraz opatentowała konstrukcję tłoka.



W połączeniu z systemem EGR (*Exhaust Gas Recirculation*) prototypowy tłok działa jak sprężarka mechaniczna o dużej sprawności, która ma za zadanie poprawiać wskaźniki pracy silnika przez zwiększenie uzyskiwanej mocy oraz zmniejszenie emisji substancji szkodliwych. W projekcie Creel, tłok, membrana powietrzna systemu EGR są usytuowane liniowo i trwale połączone. Wraz ze wzrostem ciśnienia mieszaniny paliwo-powietrze w komorze spalania membrana powietrzna powoduje zassanie mieszaniny do tej objętości cylindra, w której znajduje się powietrze niezależnie od ruchu wału korbowego. Obecnie Creel przygotowuje się do badań nad silnikiem 6,5 KM oraz przewiduje, że nowy tłok znajdzie zastosowanie w samochodach hybrydowych.



Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Elektryczne pojazdy Renault i Nissan

Najprawdopodobniej już w 2011 roku w sprzedaży masowej na rynku duńskim pojawią się całkowicie elektryczne samochody będące efektem współpracy aliansu Renault-Nissan i Project Better Place. Samochody przygotowane przez Renault będą zgodne z normami europejskimi i będą dawać możliwość poruszania się przy zerowej emisji spalin i osiągnięciach porównywalnych z silnikami benzynowymi. Better Place Denmark zbuduje na całym terytorium Danii sieć stacji ładowania akumulatorów.

Zaawansowany konstrukcyjnie akumulator litowo-jonowy przystosowany do napędu samochodów elektrycznych opracowała i wyprodukuje filia Nissana i NEC. Rząd duński zaoferuje klientom decydującym się na takie auto zachęty podatkowe. Obecne porozumienie obu koncernów jest już drugim, jakie w ostatnim czasie zostało podpisane. Pierwsze dotyczyło wprowadzenia do masowej produkcji samochodów z napędem elektrycznym na rynku izraelskim.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Emisja związków toksycznych

Zapowiedź wstrzymania produkcji silników V8 przez General Motors

Koncern General Motors zapowiedział zaprzestanie produkcji silników ośmiocylindrowych w układzie V. Decyzja ta została podjęta, ponieważ w Stanach Zjednoczonych coraz

więcej uwagi zwraca się na aspekty ekologiczne. Niestety, mimo wielu udoskonaleń amerykańskie V8 nie spełniają większości warunków, jakie stawia się im pod względem czystości spalin. Według zapowiedzi prezesa Boba Lutza koncern GM takie silniki zamierza wycofać z produkcji do połowy przyszłego roku. W zamian za to północnoamerykański gigant samochodowy chce skoncentrować się na budowie silników hybrydowych. Według doniesień gazety Detroit News do 2020 roku auta bazujące na napędzie benzynowo-elektrycznym mają stanowić aż 80 % całej produkcji koncernu GM.

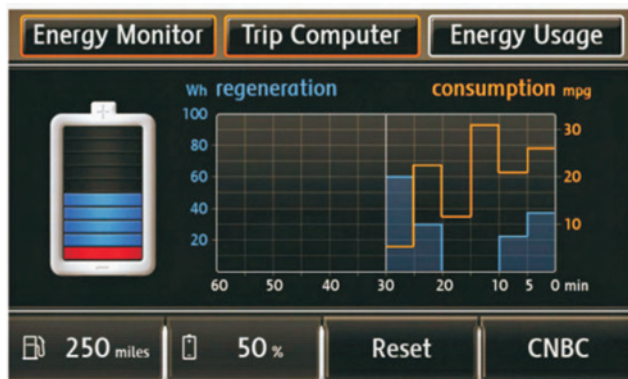
Oprac. na podst. www.gm.com

Napędy hybrydowe

Hybrydowy napęd Volkswagena

Tegoroczne targi motoryzacyjne w Genewie pokazały kolejny krok Volkswagena w kierunku produkcji ekologicznych samochodów. Firma ta zaprezentowała samochód wyposażony w silnik elektryczny współpracujący z silnikiem ZS TDI oraz siedmiostopniową skrzynią DSG.

Inżynierom Volkswagena udało się osiągnąć emisję CO₂ na poziomie 89 g/km przy przebiegowym zużyciu paliwa rzędu 3,4 dm³/100 km. Silnik spalinowy ZS TDI o pojemności skokowej 1,2 dm³ rozwija moc 75 KM, natomiast silnik elektryczny 27 KM. Oba silniki mogą pracować niezależnie oraz wspomagać się w czasie dynamicznego przyspieszania. Standardowo energia wytwarzana podczas hamowania może być regenerowana.



Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Hybryda Mercedesa

Firma Daimler AG dokonała przełomu w produkcji akumulatorów. Koncern ze Stuttgartu jest pierwszym producentem na świecie, któremu udało się przystosować technologię litowo-jonową do wymogów przemysłu motoryzacyjnego. Nowy akumulator pojawi się w hybrydowej S-klasie i będzie wprowadzony w przyszłym roku w seryjnie produkowanym Mercedesie klasy S 400 BlueHYBRID. Wdrożenie tej technologii było możliwe dzięki 25 patentom należącym do Daimlera.

Firma Mercedes wprowadza technologię litowo-jonową dzięki intensywnym pracom badawczym, które inżynierowie prowadzą od 1992 r. Ich sukces jest głównie efektem opracowanej przez Daimlera metody integracji baterii litowo-

jonowych z systemem klimatyzacji. Dzięki temu akumulator zawsze działa w optymalnej temperaturze roboczej od 15 do 35°C, co zapewnia jego długą żywotność i maksymalną wydajność. Największymi zaletami nowej baterii są jej niewielkie rozmiary i o wiele większa wydajność niż w przypadku tradycyjnych akumulatorów niklo-wodorkowych. Stosunek masy do mocy całego akumulatora wynosi 1900 W/dm³. Ponadto akumulator cechuje wysoki współczynnik sprawności, długa żywotność oraz niezawodność, nawet w bardzo niskich temperaturach. Poziom bezpieczeństwa jest tak samo wysoki jak w innych współczesnych akumulatorach samochodowych. Baterie litowo-jonowe idealnie nadają się do zastosowania w pojazdach o napędzie hybrydowym. Pozwalają zmniejszyć zużycie paliwa, a zatem również emisję CO₂. Jednocześnie inżynierowie Daimlera starają się ustalić, w jakim stopniu technologię tę można wykorzystywać w innych pojazdach, na przykład z napędem elektrycznym czy ogniwami paliwowymi.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Samochód hybrydowy koncernu GM

Firma General Motors debiutuje w Chinach swoim nowym pojazdem hybrydowym Buick Lacrosse, który ma być wprowadzony na tamtejszy rynek jeszcze przed rozpoczęciem się igrzysk olimpijskich w Pekinie. Auto zaprezentowane na pekińskich targach motoryzacyjnych charakteryzuje się o 15% mniejszym przebiegowym zużyciem paliwa w porównaniu do swojej konwencjonalnej wersji.

Lacrosse jest pierwszym samochodem hybrydowym, który GM chce wprowadzić na azjatycki rynek. Wyposażono go w silnik Ecotec D-VVT 2.4 wraz z następującymi systemami:

- układ start&stop,
- odcięcia paliwa podczas trwania prędkości,
- odzysku energii z hamowania oraz system inteligentnego ładowania akumulatora.

GM planuje także wprowadzić na chiński rynek hybrydowy samochód Cadillaca Escalade w jego luksusowej wersji już w przyszłym roku.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Hybrydowy napęd firmy Ssangyong

Koncern Ssangyong skonstruował napęd hybrydowy i tym samym dołączył do ogólnego trendu rynku motoryzacyjnego, który zmierza w stronę produkcji samochodów sprzyjających ochronie środowiska. Zaprezentowany przez koreańskiego producenta zespół napędowy pozwoli zmniejszyć emisję spalin o połowę oraz przebiegowe zużycie paliwa o ok. 30%. W skład napędu hybrydowego wchodzi unowocześniony silnik ZS, 30 kW silnik elektryczny oraz wysokonapięciowa bateria. Praca poszczególnych elementów tego układu hybrydowego koordynowana jest przez moduł HCU (*Hybrid Control Unit*), bazujący na oprogramowaniu skonstruowanym przez inżynierów Ssangyonga. Dodatkowo modernizacja silnika ZS, który wykorzystany będzie w napędzie hybrydowym, pozwoliła na znaczne obniżenie poziomu emitowanego hałasu oraz wibracji.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Hybrydowa Toyota

W ciągu najbliższych 12 lat japoński producent chce oferować co najmniej jeden model w każdym segmencie napędzany silnikiem pracującym w układzie hybrydowym. Do tego czasu Toyota zamierza rozbudować swoją flotę pojazdów hybrydowych. Od 1997 roku firma Toyota sprzedała na świecie ponad 1,3 mln aut z pomocniczymi silnikami elektrycznymi. Dotychczas koncern wprowadził do sprzedaży na całym globie sześć modeli hybrydowych. Siódmy ma się pojawić w postaci limuzyny klasy wyższej Toyoty Crown Hybrid.

Oprac. na podst. www.toyota.com

Hrein Energy – wodorowy system zasilania

Firma Hrein Energy, przy współpracy z Futaba Industrial Co., Ltd, ITO Racing Service Co. Ltd. oraz Dr. Ichikawa Masaru przetestowała Nissana wyposażonego w system dostarczający wodór do silnika spalinowego. Testy przeprowadzono w SPA Nishiura Motor Park w Gamagori, Japonia, w lutym br. Dodanie do powietrza zasysanego przez silnik spalinowy kilku procent wodoru otrzymanego w wyniku rozpadu na jony (dysocjacja) o 30% poprawia spalanie ubogiej mieszanki benzyny. O 30% także obniża poziom emisji CO₂. Spada również emisja CO oraz NO_x, jednakże firma testująca nie podaje dokładnych danych. Zastosowane związki wodoru, mimo iż są w stanie ciekłym pod ciśnieniem atmosferycznym, zawierają względnie wysoką zawartość kationów wodorowych, ok. 6-8%. System wykorzystany w testowanym pojeździe stanowi element układu wydechowego i składa się z reaktora, który sekwencyjnie uwalnia jony wodorowe pochodzenia organicznego, przenoszone następnie pod ciśnieniem na powierzchnię katalizatora ogrzewanego ciepłem spalin. Według Hrein katalizator ten potrafi przetworzyć 3 m³ wodoru na godzinę. Obecna infrastruktura przechowywania paliwa, transportowania go oraz tankowania umożliwi wykorzystanie kationów wodoru w formie cieczy, tak jak to zrobiono w czasie testów. Firma planuje następne badania, tym razem na silniku 1,5 dm³.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Ośrodki badawcze

BMW w Słubicach

Jeszcze w tym roku BMW zamierza otworzyć w Słubicach nowe centrum logistyczno-magazynowe, warte około 30 mln zł, które wybuduje belgijska firma Immo Industry Group. Obiekt będzie zlokalizowany w Słubicach w województwie lubuskim, na terenie Kostrzyńsko-Słubickiej Specjalnej Strefy Ekonomicznej. Na 3,5-hektarowej działce w ciągu kilku miesięcy powstanie nowoczesny magazyn o powierzchni 15 tys. metrów kwadratowych z możliwością rozbudowy o kolejne 5,9 tys. metrów oraz zaplecze biurowe. BMW wybrało na lokalizację nowego obiektu Słubice ze względu na strategiczne położenie. Przede wszystkim chodzi o bliskość międzynarodowej trasy E-30, która jest głównym szlakiem komunikacyjnym łączącym Niemcy i Polskę, a części zamienne i akcesoria magazynowane w Słubicach mają trafiać głównie do Polski i Niemiec.

Oprac. na podst. www.bmw.com

Fiat z Chryslerem w USA

Fiat Group Automobiles zamierza powrócić na rynek amerykański, na początku z marką Alfa Romeo. W tym celu prowadzone są rozmowy z koncernem Chrysler LLC, w którego fabrykach mogłyby powstawać modele włoskiej marki. Włosi obecni byli już na rynku amerykańskim. Fiat do końca lat osiemdziesiątych, zaś Alfa Romeo do 1995 roku. Według wstępnych planów, sprzedaż importowanych aut włoskiej marki mogłaby ruszyć już w przyszłym roku, zaś na początku przyszłej dekady powinna być uruchomiona produkcja w Stanach Zjednoczonych. Jeśli samochody Alfa Romeo będą zaakceptowane w USA, wówczas możliwe jest także rozpoczęcie sprzedaży tam samochodów marki Fiat oraz Iveco. Chrysler, po przerwaniu współpracy z Mercedeselem, poszukuje strategicznego partnera.

Oprac. na podst. www.motogazeta.com.pl

Chiński koncern kupił Poloneza

Chiński koncern motoryzacyjny DongFeng nabył prawa i plany produkcyjne od polskiego Poloneza. Auto będzie produkowane na Żeraniu, a następnie eksportowane do Azji. Koncern Dongfeng za prawa do legendy polskiej motoryzacji zapłacił dotychczasowemu producentowi, firmie FSO, 4,1 miliona złotych. Nowa generacja Poloneza będzie wyposażona w najnowsze zdobycze techniki, takie jak lampy ksenonowe, systemy kontroli trakcji, automatyczne przekładnie oraz nowoczesne silniki wysokoprężne oparte na technologii common rail. Prawdopodobnie dostawcą jednostek ZS będzie niemiecki koncern z Wolfsburga, który na terenie Chin posiada już swoje fabryki.

Oprac. na podst. www.motogazeta.com.pl

Tata Motors

W tym roku nastąpiła sprzedaż przez Forda dwóch brytyjskich marek: Jaguara i Land Rovera. Indyjski nabywca, firma Tata Motors, kupiła jednak także prawa do trzech innych marek: Rover, Daimler oraz Lanchester.

Rover w 2005 roku ogłosił upadłość. Od 1994 roku prawa do tej marki posiadała firma BMW, która stała się wówczas właścicielem grupy Rover. Po bankructwie brytyjskiego koncernu w 2006 r. BMW nie zgodziła się na sprzedaż praw do marki chińskiemu SAIC, mimo iż ten stał się posiadaczem m.in. fabryki MG Rover. Dlatego produkowane przez chińską firmę modele, choć nawiązują do modeli marki Rover, noszą nazwę Roewe. We wrześniu 2006 r. BMW sprzedała w końcu prawa do marki Rover, ale na rzecz Forda. W ten sposób Ford chciał uniknąć sytuacji związanych z myleniem nazw Rover i Land Rover. Naturalną konsekwencją była więc odsprzedaż praw do tej marki wraz z Land Roverem. Firma Daimler, której nie należy w żaden sposób łączyć z koncernem o tej samej nazwie (poza nazwiskiem założyciela Gottlieba Daimlera), założona została w 1896 r., a od 1960 r. znajduje się w posiadaniu Jaguara, nazwą sygnowała najbardziej luksusowe modele brytyjskiej marki. Najmniej znaną marką jest Lanchester. Firma założona w 1899 r. w 1931 r. stała się własnością Daimlera. Podobnie jak później w przypadku przejęcia Daimlera przez Jaguara, niektóre modele wytwarzane przez Daimlera sygnowane były marką

Lanchester. Ostatni model tej marki, tylko jako prototyp, powstał w 1956 r. i Od momentu kupna Daimlera (wraz z marką Lanchester) przez Jaguara w 1960 r. marka ta nie była już wykorzystywana.

Renault i Nissan w Indiach

Renault i Nissan zawarło porozumienie z rządem indyjskiego stanu Tamil Nadu w sprawie utworzenia kompleksu zakładów samochodowych w miejscowości Oragadam. Łączna wartość inwestycji ma pochłonąć z budżetu francuskiego i japońskiego producenta aż 780 mln euro. W porozumieniu o wspólnym przedsięwzięciu (joint venture), w którym Renault i Nissan będą mieć łącznie 50% udziałów, firmy te zobowiązują się do zainwestowania minimum 780 milionów euro, przy

zachowaniu zdolności produkcyjnej 400 000 samochodów rocznie, w ciągu siedmiu lat od momentu wejścia w życie porozumienia. W ramach inwestycji powstanie kompleks przemysłowy o powierzchni 270 hektarów, produkujący samochody marek należących do Nissan i Renault, który obejmować będzie również zakłady mechaniczne. Zakłady powinny rozpocząć działalność na początku 2010 roku. Partnerzy będą optymalizować koszty produkcji dzięki znacznym oszczędnościom wygenerowanym w wyniku wspólnych inwestycji w fabryce i współpracy w zakresie zakupów. Nowe zakłady produkcyjne będą wytwarzać dla obydwu partnerów całą gamę wyrobów zarówno dostosowanych do potrzeb klientów indyjskich, jak i przeznaczonych na eksport (głównie dla firmy Nissan).

Books on combustion engines

Książki o silnikach

MODELE PROBABILISTYCZNE W TEORII PROJEKTOWANIA I ESKPLOATACJI SPALINOWYCH SIŁOWNI OKRĘTOWYCH

Balcerski A.

Wydawca: Fundacja Promocji Przemysłu Okrętowego i Gospodarki Morskiej, Gdańsk 2007.

Monografia zawiera obszerne dane o warunkach pracy maszyn i urządzeń siłowni spalinowych różnych typów statków i oryginalne metody obliczeniowe wykorzystujące modele probabilistyczne. Dotyczą one prognozowania zapotrzebowania na energię mechaniczną, elektryczną i ciepłą, doboru i oceny wariantów układów energetycznych oraz wybranych zagadnień projektowania instalacji a także eksploatacji siłowni.

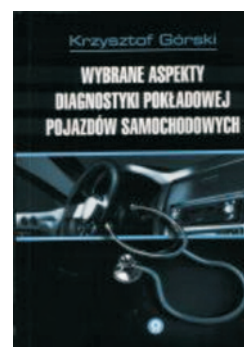


WYBRANE ASPEKTY DIAGNOSTYKI POKŁADOWEJ POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH

Górski K.

Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2007.

Monografia opisuje wybrane aspekty diagnostyki pokładowej pojazdów samochodowych zgodnych z systemem OBD. Został on wprowadzony w 1996 roku w USA i dotyczy samochodów osobowych oraz lekkich pojazdów dostawczych. W książce opisano różne, ekologiczne aspekty oceny stanu technicznego silników spalinowych stosowanych w pojazdach kompatybilnych z systemem EOBD/OBD II. W tym celu przebadano kilkadziesiąt różnych modeli pojazdów kompatybilnych z tym systemem. Były to pojazdy wyposażone zarówno w silniki o zapłonie iskrowym, jak i samoczynnym.



ĆWICZENIA PROJEKTOWE Z TURBIN CIEPLNYCH + CD

Chodkiewicz R.

Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2008.

W książce omówiono zagadnienia z zakresu projektowania i eksploatacji turbin ciepłych. Zawarto jednowymiarową teorię stopnia turbinowego, a także algorytmy i programy obliczeniowe do określenia parametrów czynnika oraz kinematyki stopnia. Omówiono charakterystyki stopnia przydatne w procesie projektowania, wybrane zasady projektowania wielostopniowego układu łopatkowego turbin, sposoby kształtowania łopatek o zmiennej geometrii wzdłuż wysokości oraz zagadnienia pracy układów łopatkowych w zmienionych warunkach. Przedstawiono przykład weryfikacji pomiarów turbiny upustowo-kondensacyjnej oraz obliczenia turbiny do napędów pomocniczych.



ŚWIECE ZAPŁONOWE

Lotko W.

Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2008.

W książce przedstawiono podstawy budowy z zakresu układów zapłonowych silników o zapłonie iskrowym – głównie świec zapłonowych. Omówiono historyczny rozwój konstrukcji świec zapłonowych, budowę oraz materiały wykorzystane do budowy i wpływ ich parametrów konstrukcyjnych na procesy spalania i eksploatacji silnika. Zamieszczono materiał z zakresu energii zapłonu i obciążenia cieplnego świec i ich oceny technicznej. Książka zawiera wybrane zagadnienia dotyczące eksploatacji wymienionych układów i elementów; podaje przykłady rozwiązań konstrukcyjnych świec i układów zapłonowych, świec żarowych, sond lambda firm BOSCH, DENSO, NGK, ISKRA.



Doctorates

Doktoraty

Dr inż. Dariusz Kurczyński

Wpływ paliw roślinnych i ich mieszanin z olejem napędowym na wskaźniki pracy silnika o zapłonie samoczynnym

Promotor: dr hab. inż. Andrzej Ambrozik – prof. Politechniki Świętokrzyskiej

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Adam Charchalis – Akademia Morska w Gdyni, dr hab. inż. Dariusz Ozimina – prof. Politechniki Świętokrzyskiej

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechatroniki i Budowy Maszyn Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach 20 grudnia 2007 r.

Praca dotyczyła badań wpływu paliw pochodzenia roślinnego i ich mieszanin z paliwem mineralnym na wybrane wskaźniki pracy silnika. Celem pracy były badania i określenie wpływu zasilania silnika ZS estrami metylowymi kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego FAME i ich mieszaninami z olejem napędowym na wartości indykowane, efektywne i ekologiczne wskaźników pracy badanego silnika oraz na wybrane parametry procesu wtrysku paliwa i na proces spalania. Podczas badań eksperymentalnych silnik zasilano olejem napędowym Ekodiesel Ultra D, produkowanym przez Polski Koncern Naftowy Orlen S.A., oraz estrami metylowymi kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego FAME wytwarzanymi w Rafinerii Trzebinia S.A. i mieszaninami wymienionych paliw o objętościowej zawartości estrów 10, 20 i 30%.

Obiektem badań był trzycylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym AD3.152 UR z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Zakres badań obejmował różne prędkościowo-obciążeniowe warunki pracy silnika. Badania wykonywano przy różnych ustawieniach kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa.

Podczas badań dokonywano pomiarów emisji toksycznych składników i zadywienia spalin. Ponadto rejestrowano przebiegi wielkości szybkozmiennych silnika, takich jak: ciśnienia w cylindrze, ciśnienia w przewodzie wtryskowym i wzniosu iglicy wtryskiwacza. Na podstawie pomiarów wielkości szybkozmiennych wyznaczano: maksymalne ciśnienie procesu spalania, maksymalne ciśnienie paliwa w przewodzie wtryskowym, maksymalną średnią temperaturę procesu spalania, pracę indykowaną, średnie ciśnienie indykowane, kąt początku wtrysku paliwa, kąt początku spalania, kąt opóźnienia samozapłonu, kąt trwania wtrysku paliwa, prędkość narastania ciśnienia w cylindrze silnika. Wyznaczone wskaźniki efektywne i indykowane umożliwiły obliczenie sprawności silnika.

W pracy wykazano korzystny wpływ właściwości badanych estrów oleju rzepakowego FAME na wskaźniki ekologiczne silnika. Negatywnym skutkiem zasilania badanego silnika estrami był wzrost emisji tlenków azotu. W pracy stwierdzono, że emisję tą można ograniczyć, zmniejszając kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa w porównaniu z ustawieniem fabrycznym. Zasilając silnik estrami i ich mieszaninami z olejem napędowym, uzyskano nieznacznie większe wartości sprawności efektywnej i mechanicznej. Wykazano, że układ zasilania silnika przy zasilaniu go estrami powinien mieć inne nastawy parametrów regulacyjnych niż w przypadku zasilania go olejem napędowym.

Otrzymane w pracy wyniki badań mogą być wykorzystane przy podejmowaniu decyzji dotyczących zastosowania paliw roślinnych do zasilania silników spalinowych. Pozwalają one ocenić możliwości i zasadność zastosowania estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego FAME do zasilania silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. Stanowią również źródło informacji pozwalających na korektę regulacji układu zasilania silnika zasilanego estrami i ich mieszaninami z olejem napędowym, w porównaniu z zasilaniem silnika olejem napędowym.

Patents

Patenty

Sposób posadawiania silników i mechanizmów na podstawach fundamentowych (autor: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny)

Patent nr 192120 udzielony na rzecz: Akademii Marynarki Wojennej im. Bohaterów Westerplatte, Gdynia, od dnia 24.07.2000 r.

Przedmiotem wynalazku jest sposób posadawiania silników i mechanizmów na podstawach fundamentowych, którego zakres stosowania preferowany jest do okrętownictwa i innych działów mechaniki, gdzie występuje potrzeba wzajemnego ustawienia względem siebie urządzeń dostarczających i odbierających energię w postaci ruchu obrotowego.

Dotychczas silniki i maszyny posadawiano się na fundamentach przez podkładki metalowe sztywne, nastawne lub sprężyste, przez podkładki stanowiące odlewy chemoutwardzalnych kompozycji polimerów, a także przez sztywne podkładki metalowe wklejane chemoutwardzalną kompozycją polimerów pomiędzy stopy posadawianych urządzeń a płaszczyzny podstaw fundamentowych.

Sposób posadawiania silników i mechanizmów na podstawach fundamentowych według wynalazku polega na umieszczeniu pomiędzy stopą posadawianego urządzenia a płaszczyzną podstawy fundamentowej metalowej przekładki, której grubość jest o 1 do 4 mm mniejsza niż szczelina pomiędzy posadawianym urządzeniem a fundamentem, obustronnie obłożonej warstwą kompozycji chemoutwardzalnych polimerów o konsystencji i gęstości dobranej tak, by mogły przenosić naciski w zadanej temperaturze o wartości dyktowanej przez stosowne przepisy i normy.

Kompozycję chemoutwardzalnych polimerów dobiera się tak, by w temperaturze 50°C wytrzymała nacisk od 3,5 MPa, a następnie zagęszcza się ją napelnianiem odpornym na równorzędną temperaturę, do konsystencji szpachlówki.

W porównaniu z dotychczasowymi sposobami posadawiania na fundamentach silników i mechanizmów przy użyciu chemoutwardzalnych kompozycji polimerów, sposób według wynalazku ogranicza pełzanie podkładek, przez co zmniejsza relaksację napięcia śrub fundamentowych w eksploatacji, zmniejsza zużycie kosztownych polimerów oraz daje możliwość stosowania pośrednich przekładek metalowych jednego kształtu i grubości na całej długości posadawianego silnika lub mechanizmu, a

jednocześnie zachowuje główne zalety podkładek metalowych, eliminując konieczność ich żmudnego dopasowywania do stóp i fundamentu.

Złącze śrubowe pasowane w kompozycji polimerów, zwłaszcza dla maszyn i urządzeń okrętowych (autor: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny)

Patent nr 195515 udzielony na rzecz: Akademii Marynarki Wojennej im. Bohaterów Westerplatte, Gdynia, od dnia 25.05.2001 r.

Dotychczas w celu dokładnego osiowania współpracujących maszyn i urządzeń okrętowych część śrub łączy dokładnie pasuje się przez wspólne rozwiercanie, na jednostce pływającej, otworów w łączonych elementach maszyn i urządzeń oraz szlifowanie części walcowej śrub z dokładnością umożliwiającą uzyskanie pasowania lekko wciskanego H7/k6. Operacje te są bardzo uciążliwe i pracochłonne, a przy wykonywaniu ich przenośnymi obrabiarkami nie zawsze dają pozytywny rezultat.

Celem wynalazku jest wyeliminowanie kłopotliwych operacji technologicznych wykonywanych na jednostce pływającej, związanych z mechaniczną obróbką elementów złączy pasowanych, przy jednoczesnym zachowaniu zadań, jakie są im stawiane.

Istota wynalazku polega na umieszczeniu, ruchem śrubowym, śruby w otworach elementów maszyn i urządzeń okrętowych po uprzednim nałożeniu na jej części walcowej warstwy kompozycji polimerów. W dolnej części złącza na styku części gwintowanej i walcowej śruby umieszczone jest pierścieniowe uszczelnienie, zaś na obwodzie części walcowej, w dwóch płaszczyznach u dołu i u góry, naklejone są kompozycją polimerów przekładki z taśmy szklanej, naklejonej równomiernie po obwodzie w liczbie przynajmniej trzech sztuk. Zarówno część walcowa śruby, jak i wewnętrzne powierzchnie otworów łączonych elementów powinny mieć chropowatość w granicach $R_z = 20$ do 40 μm .

Tak wykonane złącze w pełni spełnia wymagania stawiane połączeniom pasowanym, jest stabilne i trwałe, przy jednoczesnym podwyższonej odporności na korozję. Jego realizacja w warunkach okrętowych jest technologicznie prosta, a czasochłonność relatywnie mała.



International Congress
on Combustion Engines

PTNSS KONGRES – 2009

THE DEVELOPMENT OF COMBUSTION ENGINES

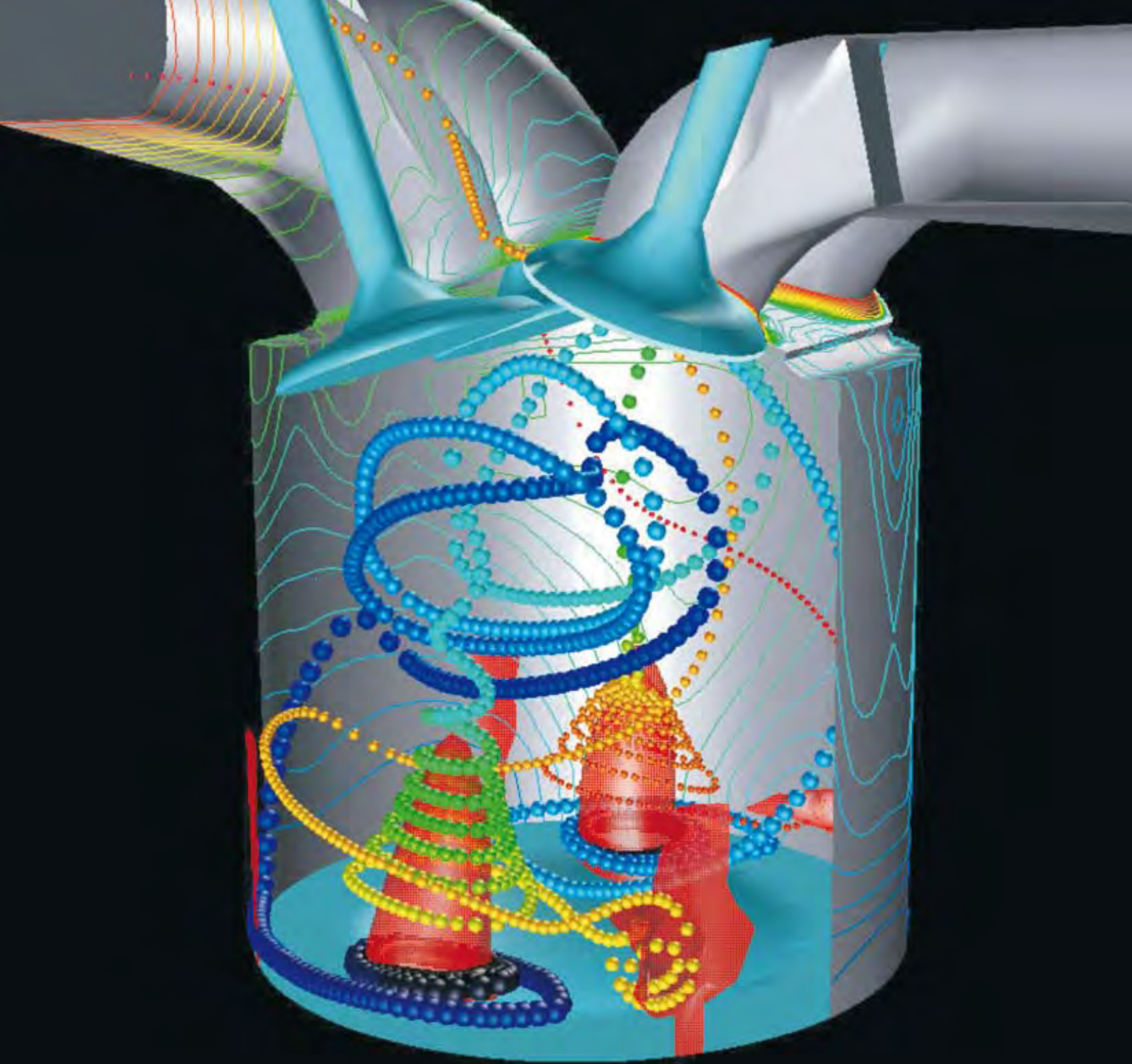
sekretariat@ptnss.pl
www.ptnss.pl

June, 2009
Opole
Poland

Invitation

**POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES**

43-300 Bielsko-Biala, ul. Sami 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

Wnoszek

Z życia PTNSS

Zebrania Zarządu
Zebrania Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje splety

Kontakt

Zgłoszenia

Prenumerata

Zapowiedź

Skład osobowy

Bezpartyjny numer

Koncepcja wyd.

Archiwum

Współpraca

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów



www.ptnss.pl