



Nr 1/2004 (118)

SILNIKI SPALINOWE COMBUSTION ENGINES





SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 1/2004 (118)

Marzec 2004

Rok XLIII

PL ISSN 0138-0346

Wydawca/Editor:

Polskie Towarzystwo Naukowe

Silników Spalinowych

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

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

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Rada Programowa/Scientific Board:

prof. Zdzisław Chłopek
 prof. Karol Cupiał
 prof. Kazimierz Lejda
 prof. Jerzy Merkisz
 prof. Janusz Mysłowski
 prof. Andrzej Niewczas
 prof. Marek Orkisz
 prof. Leszek Piaseczny
 prof. Tadeusz Rychter
 prof. Maciej Sobieszcański
 prof. Zygmunt Szlachta
 prof. Piotr Wolański

Redakcja/Editorial Office:

Institut Silników Spalinowych i Transportu,
 Politechnika Poznańska
 60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3
 tel.: 0-61 6652207, 0-61 6652240, 0-61 6652118
 E-mail: silniki@ptnss.pl

Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

dr inż. Krzysztof Wisłocki
 (redaktor naczelny/Editor-in-Chief)
 dr inż. Ireneusz Pielecha
 mgr inż. Janusz Suszczyński (HCP)

Współpraca/Cooperation:

mgr inż. Maciej Bajerlein
 mgr inż. Jarosław Markowski



Od Wydawcy

Szanowni Czytelnicy,

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych przedstawia Państwu nowy numer kwartalnika Silniki Spalinowe, którego wydawanie wznawiamy po 6 latach przerwy. Przerwa ta nie była spowodowana brakiem materiałów do publikowania, ani brakiem ludzi zaangażowanych w ideę tego zasłużonego pisma, lecz trudnościami ekonomicznymi i organizacyjnymi związanymi z transformacją ustrojową i przebudową struktur przemysłowych.

Nie zabrakło ludzi przekonanych o słuszności i celowości wydawania pisma o profilu silnikowym, pisma skierowanego do całego środowiska inżynierów, pracowników uczelni i zaplecza technicznego, ludzi związanych zawodowo z problemami konstrukcyjnymi, technologicznymi czy ekologicznymi dotyczącymi silników spalinowych. Podejmujemy zatem wyzwanie wznowienia kwartalnika Silniki Spalinowe, aby dorobek blisko 43 lat jego wydawania nie został utracony i zapomniany, lecz by zyskał on swoją kontynuację w XXI wieku i przyczynił się do rozwoju polskiej myśli konstrukcyjnej oraz edukacji technicznej następnych pokoleń inżynierów.

Nowym wydawcą Silników Spalinowych jest Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych, którego organizację i cele działalności będzie się starać przedstawić Państwu w kolejnych numerach. PTNSS uzyskało prawo do tytułu i kontynuacji wydawania czasopisma Silnik Spalinowe na mocy porozumienia zawartego z firmą H. Cegielski – Poznań S.A. podpisane w dniu 2 czerwca 2003 roku przez dwóch Wiceprezesów Zarządu: Dyrektora Technicznego mgr. inż. Andrzeja Czarneckiego i Dyrektora Finansowego mgr. Romana Jankowiaka oraz Prezesa Zarządu PTNSS prof. dr. hab. inż. Jerzego Merkisz (fot.). Dzięki tej nowej formule wydawniczej czasopismo Silniki Spalinowe ma szansę zyskać wsparcie wydawnicze całego polskiego środowiska silnikowego, co powinno zapewnić temu przedsięwzięciu możliwość pokonania trudności ekonomicznych i organizacyjnych. Nie dokonamy tego jednak bez czynnego udziału naszych Czytelników; oczekujemy zarówno sugestii dotyczących poruszanych w piśmie zagadnień merytorycznych, jak i jego koncepcji edytorskiej i graficznej. Przede wszystkim jednak zapraszamy do publikowania na łamach Silników Spalinowych opracowań omawiających wyniki prac badawczych, rozwojowych i konstrukcyjnych, przesyłania ciekawych i ważnych informacji dotyczących silników spalinowych oraz ich zaplecza konstrukcyjnego i produkcyjnego.

Nad kształtem pisma będzie czuwał Zarząd PTNSS oraz Rada Programowa i Redakcja. Będziemy dążyć do utrzymania jego wysokiego poziomu merytorycznego i edytorskiego. Cieszymy się, że swojej pomocy przy wznowieniu pisma udzielili członkowie wcześniejszych składów redakcyjnych, osoby bardzo zasłużone dla kwartalnika Silniki Spalinowe, Panowie Inżynierowie: A. Buxakowski, M. Kopczyński i J. Suszczyński.

Zapraszamy do korzystania z naszego pisma oraz do czynnego uczestnictwa w jego tworzenia dla dobra całego środowiska silnikowego w Polsce, rozwoju myśli naukowej i konstrukcyjnej oraz poziomu kształcenia technicznego.

Zarząd PTNSS
 Rada Programowa i Redakcja

Spis treści / Contents:

Od Wydawcy.....	1
Historia/History	
A. Buxakowski, M. Kopczyński: „Silniki Spalinowe” w latach 1961-1999/„Internal Combustion Engines” in the years 1961-1999.....	3
Konstrukcja/Design	
J. Mańczak: Silnik okrętowy RT-flex 60C/Ship engine RT-flex 60C.....	10
A. Krupa: Silniki sterowane elektronicznie – zaawansowanie wdrożenia/State of the Art of electronically controlled Engines.....	20
J. Merkiś: Tendencje rozwojowe silników spalinowych/Some trends in the evolution of combustion engines	28
Badania/Research	
Z. Chłopek: Badania niepowtarzalności emisji zanieczyszczeń z silników samochodów/Testing of non-repeatability of pollution emission from motor-car engines.....	40
B. Czechyra, G. Szymański, F. Tomaszewski: Ocena luzu zaworów silnika spalinowego w oparciu o parametry drgań – założenia metodyczne/The assessment of valve clearance in internal combustion engine based on parameters of vibration – methodological assumption.....	51
Nowe konstrukcje/New construction	
M. Brzeżański: Nowy silnik V6 TDI firmy Audi z filtrem cząstek stałych, nie wymagającym dodatków do paliwa.....	60
Aktualności/News.....	62
Organizacje/Organisations	
Z. Chłopek: Program działania PTNSS na lata 2003–2005 /The Polish Scientific Society of Combustion Engines (PTNSS): Program of Activity for 2003–2005.....	66
Bibliografia/Bibliography	
Książki, monografie, rozprawy/Books, monographies, studies ...	70
Doktoraty/Doctorates	74
Personalia/Personalies.....	78
Konferencje/Conferences.....	78

**I Walne Zebranie Członków
Polskiego Towarzystwa Naukowego
Silników Spalinowych**

I Walne Zebranie Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych odbyło się w dniu 17 października 2003 roku w Warszawie, na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.

Przewodniczącym Walnego Zebrania został wybrany prof. dr hab. inż. Kazimierz Golec. W czasie zebrania przedstawione zostało sprawozdanie Zarządu z działalności Towarzystwa od chwili jego utworzenia t.j. od dnia 27 lipca 2002 r. Zarząd poinformował o przeprowadzeniu procedury rejestracji zakończonej wpisem do rejestru sądowego w dniu 23 grudnia 2002 r. Zarząd stwierdził, że liczba członków Towarzystwa wzrosła w ciągu roku jego działalności do ponad 180 członków (w chwili wydawania tego numeru przekroczyła 200). Przedstawiono także sprawozdanie Skarbnika obejmujące gospodarkę finansową Towarzystwa. W sprawozdaniu Komisji Rewizyjnej nie stwierdzono żadnych istotnych uchybień formalnych ani merytorycznych w działalności Zarządu. Komisja Rewizyjna wystąpiła więc z wnioskiem o udzielenie Zarządowi skwitowania. Walne Zebranie przyjęło sprawozdania władz Towarzystwa i udzieliło im całkowitego poparcia; skład władz Towarzystwa przedstawiony jest na stronie 80.

W trakcie zebrania podjęto dyskusję nad programem działania Towarzystwa na następny okres w oparciu o tezy programowe przygotowane przez Komitet Programowy Walnego Zebrania zreferowane przez jego Przewodniczącego prof. nzw. dr hab. inż. Zdzisława Chłopka. Walne Zebranie przyjęło program działania, którego główne tezy zostały przedstawione na str. 66.

Członkowie honorowi:

prof. dr inż. Maciej Bernhardt
prof. dr hab. inż. Marian Cichy
prof. dr hab. inż. Andrzej Kowalewicz
prof. dr hab. inż. Jan Aleksander Wajand
prof. dr hab. inż. Marian Zabłocki
mgr inż. Marek Ślęzak

Członkowie wspierający:

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych „BOSMAL” w Bielsku-Białej,
Instytut Transportu Samochodowego w Warszawie,
Przemysłowy Instytut Motoryzacji w Warszawie,
Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu,
Centralne Laboratorium Naftowe w Warszawie,
Instytut Lotnictwa w Warszawie

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

All rights reserved.

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

Andrzej BUXAKOWSKI*
Marian KOPCZYŃSKI**

„Silniki Spalinowe” w latach 1961–1999

W artykule przedstawiono historię kwartalnika „Silniki Spalinowe” wydawanego w latach 1961–1999 przez firmę H. Cegielski – Poznań pod patronatem Sekcji Silników Spalinowych SIMP. Opisano okoliczności w jakich powstawało pismo i jego komitet redakcyjny oraz ważniejsze zmiany w komitecie redakcyjnym. Omówiono profil pisma i ważniejsze numery specjalne kwartalnika.

„Internal Combustion Engines” in the years 1961–1999

In this paper the authors have presented the history of the quarterly magazine “Internal Combustion Engines” edited in the years 1961–1999, under the auspices of Combustion Engines Section of SIMP. The publisher was H. Cegielski Works in Poznań. The paper contains information on the start of this publication, its editorial board and changes in the board. It gives also some

Wstęp

Historia kwartalnika naukowo-technicznego „Silniki Spalinowe” splata się ściśle z ważnym okresem liczącej 158 lat historii poznańskiej firmy H. Cegielski.

Są lata pięćdziesiąte ubiegłego stulecia. Po burzliwym czerwcu 1956, w drugiej połowie roku następują w zakładach HCP zmiany na kierowniczych stanowiskach.

Na stanowisko dyrektora technicznego zakładów powołano mgr inż. Zbigniewa Łukomskiego. Urodzony w Poznaniu, po uzyskaniu dyplomu na Politechnice Lwowskiej gdzie studiował silniki spalinowe u specjalisty światowej sławy profesora Ludwika Ebermana, rozpoczął w 1938 roku pracę w Biurze Konstrukcyjnym firmy H. Cegielski S.A. Po II wojnie światowej wraca z niewoli niemieckiej do Poznania i pierwszego grudnia 1945 roku podejmuje ponownie pracę w HCP. W 1953 r. roku jest już głównym inżynierem Fabryki Parowozów HCP a od 1954 – zastępcą dyrektora technicznego.

W tym czasie w HCP istniała już pełna świadomość, że era maszyn parowych się kończy i że w Fabryce Parowozów, największej fabryce Zakładów HCP, trzeba będzie uruchomić produkcję całkowicie nowego wyrobu. Analizy światowych tendencji w napędach statków handlowych wskazywały, że najbardziej perspektywiczną dziedziną dla HCP będą okrętowe wysokoprężne silniki napędu głównego i okrętowe dieslowskie agregaty prądowców, zwłaszcza w świetle szybko rozwijającego się wówczas polskiego przemysłu stoczniowego.

Specjalistom z HCP udało się przekonać władze centralne, by w pierwszej kolejności okrętowe silniki napędu głównego dużej mocy produkować w zakładach HCP. Po podjęciu tej decyzji przez Ministerstwo Przemysłu Maszynowego w styczniu 1956 r., rozpoczęto w HCP budowę silnika doświadczalnego

Introduction

The history of the scientific/technical quarterly magazine called “Silniki Spalinowe” (Internal Combustion Engines) is strictly interwoven with an important period of the 158 years of the history of Poznań based Company called H. Cegielski (HCP).

We find ourselves in the second half of the last century. After the workers’ uprising in Poznań in June 1956, toward the end of the year there were some changes in HCP management.

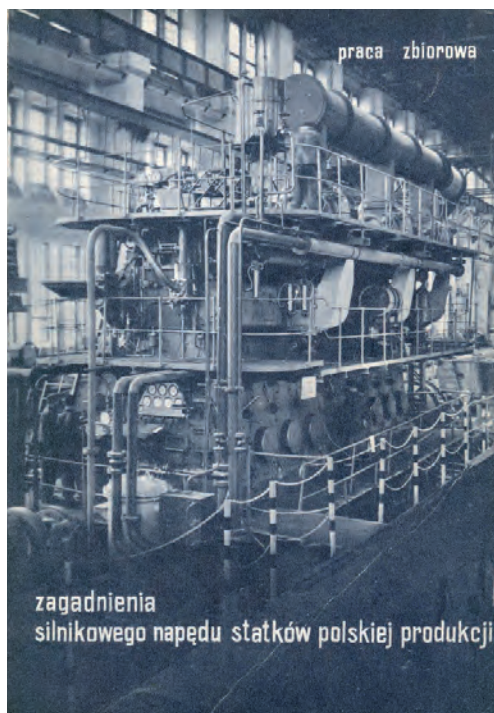
Mr. Z. Łukomski has been chosen as the Technical Director of the Company. Born in Poznań he graduated from Lvov University of Technology where he read “Internal combustion engines” under the worldwide known professor Ludwik Eberman. In 1938 he took up a job in the Design Office of at H. Cegielski. He spent the Second World War, as a prisoner of war, in a German camp and when the war ended he returned to Poznań in 1945 and took up a post again at HCP. In 1953 he already obtained the position of the main engineer in the Steam Locomotives Factory of the HCP and in 1954 he became the Deputy Technical Director of the Company.

At that time, it was becoming apparent that the “steam engines era” was coming to an end and that the Steam Locomotive Factory, the largest in the HCP, will have to change its production completely.

Having analyzed the world tendencies in the way the merchant vessels were propelled and in the same time taking into consideration the rapidly growing, in those days, development of shipbuilding industry in Poland, it has been decided that the future of HCP laid in the main propulsion marine diesel engines as well as in the auxiliary marine diesel

engines.

The HCP specialists managed to convince the Central government, for the HCP to be the main producer of the main propulsion marine diesel engines. After this decision has been



3D55, skonstruowanego przez (powołane w 1952 r.) Centralne Biuro Konstrukcyjne Silników Spalinowych w Warszawie. Jednocześnie rozpoczęto przygotowania do produkcji silnika licencyjnego H. CEGIELSKI – SULZER.

Początki pisma

Wtedy to, z inicjatywy dyrektora Łukomskiego, koła zakładowe Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich i Klub Techniki i Racjonalizacji przy HCP rozpoczynają wydawanie Biuletynu Technicznego, który wkrótce w coraz szerszym zakresie zaczął publikować materiały dotyczące wysokoprężnych silników okrętowych w większości autorstwa pracowników HCP. Odbiorcami „Biuletynu Technicznego” byli w zdecydowanej większości pracownicy HCP. Dlatego kolejną inicjatywą dyr. Łukomskiego było zebranie opublikowanych w Biuletynie Technicznym do 1961 roku materiałów silnikowych i po uzupełnieniu ich o nowe pozycje, wydanie ich w postaci jednej publikacji. Ta 176-stronicowa praca zbiorowa pod tytułem „Zagadnienia Silnikowego Napędu Statków Polskiej Produkcji” została opublikowana jako numer specjalny Biuletynu Technicznego pod koniec 1961 r. i rozpowszechniona na terenie całego kraju (rys. 1).

Publikacja ta jest cennym świadectwem początków produkcji silników okrętowych w Polsce i przedstawia dzisiaj już wartość historyczną.

„Słowo wstępne” do tej pionierskiej publikacji, dobrze oddaje atmosferę w jakiej powstawało pismo. Redaktor naczelny – dyrektor Łukomski przewidując, że fabryka silników wysokoprężnych w Poznaniu stanie się niebawem jednym z największych w świecie producentów silników stwierdza, że do rozwoju produkcji nie wystarczy przygotowanie hal fabrycznych. Problemem ważniejszym staje się przygotowanie specjalistów w tej dziedzinie. Jak pisze dalej we wstępie Naczelny:

„Zagadnienie to wychodzi już poza mury zakładów wywierając znaczący wpływ na kształtowanie profilu i planów rozwoju Politechniki Poznańskiej. Zaczyna się tworzyć wokół nowej produkcji środowisko myśli technicznej z zakresu silników, rozpoczynają się prace naukowe i doświadczenia. Zagadnienia silników wysokoprężnych w ogóle, a typów przewidzianych do produkcji w Poznaniu w szczególności, znajdują tylko niewielkie odbicie w ogólnopolskiej prasie technicznej. Zbyt wcześnie może byłoby mówić już dzisiaj o konieczności stworzenia pisma specjalistycznego. Nie mniej szersze publikowanie pewnych prac o charakterze informacyjnym, oraz przedstawiających krystalizujące się poglądy w zakresie silników okrętowych i trakcyjnych, wydaje się już obecnie konieczne tak ze względu na kontakt z użytkownikami i Katedrami Wyższych Uczelni,

made by the Ministry of Machinery Industry in January 1956, HCP began the construction of the experimental engine 3D55, designed by the CBKSS (Central Design Office of Combustion Engines) in Warsaw which was established in 1952. At the same time the preparation for the production of the license engine H. CEGIELSKI – SULZER began.

The beginnings

At that time, on director Łukomski’s initiative the “Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich” – SIMP (Polish Society of Mechanical Engineers and Technicians) and KTiR (Technics and Rationalization Club) of HCP issued a new publication called “The Technical Bulletin” in which more and more materials concerning marine diesel engines were published. Most of the authors were Cegielski’s employees.

The readers of the Technical Bulletin were mainly Cegielski’s employees. That’s why the next director Łukomski’s initiative was to collect articles published in The Technical Bulletin till 1961 and issue them with additional materials dealing with diesel engines. This collective publication entitled “Zagadnienia Silnikowego Napędu Statków Polskiej Produkcji” (The Aspects of Combustion Engines Propulsion for Vessels of Polish Production) had 176 pages and was edited as a special issue of The Technical Bulletin and distributed all over Poland at the end of 1961 (Fig. 1).

This publication was an important source of information about the beginnings of marine engines production in Poland and nowadays is somewhat of a historical value.

The introduction to this publication is worth mentioning, because it well depicts the climate of those days.

Director Łukomski – the editor-in-chief – predicting that the diesel engine factory in Poznań will soon become one of the biggest diesel engine producers in the world, states, that preparing just workshops would not be enough to develop the production. Much bigger problem is to have well trained specialists in this field. The Editor continues as follows:

“That problem is not any more the problem of the factory as such. It has a significant influence on the profile and the development plans of Poznań University of Technology. A new community of combustion engine specialists comes into being, and also the scientific and experimental programs begin. The aspects of diesel engines in general and the types produced in Poznań in particular, are not, till now, of much interest to the domestic technical magazines. Presently it may be too soon to talk about the necessity of issuing a periodical. Nevertheless it becomes necessary to publish some articles depicting the development tendencies of marine and railway diesel engines. It is important for both – the users of diesel engines and technology universities as well as for young



jak i dla młodego studium jeszcze narybku silnikowego”.

Już wkrótce okazało się że pomysł dyrektora Łukomskiego był bardzo trafny i pismo spotkało się z uznaniem silnikowców z całej Polski.

Skład kolegium redakcyjnego omawianego numeru był następujący: mgr inż. Piotr Chuchracki, inż. Edward Grabowski, mgr inż. Stefan Jelonek, mgr inż. Marian Kopczyński, inż. Józef Kryszewski, mgr inż. Mieczysław Kozikowski (red. techn.), mgr inż. Zbigniew Łukomski (red. nac.).

Ta właśnie praca zbiorowa „Zagadnienia Silnikowego Napędu Statków Polskiej Produkcji”, opublikowana jako numer specjalny Biuletynu Technicznego została uznana jako nr 1 kwartalnika „Silniki Spalinowe”.

Podobną postać ma kolejny numer specjalny „Biuletynu Technicznego” pod tytułem „Silniki Spalinowe Okrętowe i Kolejowe” nr 1, wydany w 1962 roku. Jest to również praca zbiorowa poświęcona tym razem głównie krajowym konstrukcjom 4-suwowych kolejowych silników wysokoprężnych. Ten drugi numer specjalny (mimo iż oznaczony jest numerem 1) został uznany za nr 2 kwartalnika „Silniki Spalinowe”. Pod niezmiennym tytułem „Silniki Spalinowe Okrętowe i Kolejowe” wydano jeszcze w latach 1963–1965 dziewięć numerów czasopisma.

Kwartalnik naukowo-techniczny *Silniki Spalinowe*

Równoległe z działalnością wydawniczą Zakładów HCP, działalność taką prowadziło również Centralne Biuro Konstrukcyjne Silników Spalinowych w Warszawie, które wydawało „Zeszyty Problemowe Przemysłu Silników Spalinowych”. Z inicjatywy przewodniczącego Sekcji Silników Spalinowych Zarządu Głównego SIMP mgr inż. Mariana Ozonka, który był jednocześnie redaktorem naczelnym tego wydawnictwa, nastąpiło w 1966 r. połączenie obydwu redakcji w celu wspólnego wydawania, począwszy od numeru 1/1966 (nr kolejny 12), kwartalnika „Silniki Spalinowe”. Wtedy też Sekcja Silników Spalinowych SIMP objęła stały patronat nad wydawaniem kwartalnika.

W skład połączonego komitetu redakcyjnego weszli: mgr inż. Lech Burzyński, inż. Wojciech Jaśniaczyk (sekr. red.), mgr inż. Jacek Kafiński, mgr inż. Marian Kopczyński (z-ca red. nac.), mgr inż. Mieczysław Kozikowski (red. techn.), mgr inż. Zbigniew Łukomski (red. nac.), mgr inż. Jan Mazurek, mgr inż. Marian Ozonek (z-ca red. nac.), mgr inż. Zdzisław Poklewski-Kozieł.

W nowym komitecie redakcyjnym obowiązki prowadzenia spraw bieżących mieli zastępcy redaktora naczelnego. W gestii redaktora naczelnego pozostał nadzór ogólny, decyzje w sprawie polityki czasopisma i strategii jego rozwoju oraz dobór członków komitetu. Odpowiedzialność za sprawy finansowe i problemy druku zostały przypisane sekretarzowi



people studying and specializing in diesel engines”.

It turned out that Director Łukomski's ideas were very good and this new publication gained an approval of its readers all over Poland.

The members of the editorial board of this publication were: Piotr Chuchracki M.Sc., Edward Grabowski B.Sc., Stefan Jelonek M.Sc., Marian Kopczyński M.Sc., Józef Kryszewski B.Sc., Mieczysław Kozikowski M.Sc. (technical senior editor), Zbigniew Łukomski M.Sc. (editor-in-chief).

This very issue of The Technical Bulletin entitled “Zagadnienia Silnikowego Napędu Statków Polskiej Produkcji” became N°1 of the quarterly “Silniki Spalinowe” (Internal Combustion Engines).

A similar special issue of The Technical Bulletin entitled “Silniki Spalinowe Okrętowe i Kolejowe” (Marine and Railway Combustion Engines) N°1 was edited in 1962.

It was also a collective publication this time dealing mainly with domestic 4-stroke railway engines. This second special issue (in spite of the fact that at first it was N°1) became N°2 of the “Silniki Spalinowe” quarterly. Between 1963–1965 nine more issues of “Silniki Spalinowe Okrętowe i Kolejowe” were edited.

Silniki Spalinowe the scientific-technical magazine

Simultaneously with the editorial activity of H.Cegielski in Poznań, CBKSS in Warsaw issued „Zeszyty Problemowe Przemysłu Silników Spalinowych” (Brochures on Combustion Engines Industry Problems). The editor of those “Brochures” was Mr. Marian Ozonek, the chairman of the Combustion Engines Section of Polish Society of Mechanical Engineers and Technicians. On his initiative in 1966 both editorial boards became one and continued publishing “Silniki Spalinowe” quarterly starting with number 1/1966 (N°12). Ever since, the magazine had been edited under the auspices of the Combustion Engines Section of SIMP.

The Members of the joined editorial board were: Lech Burzyński M.Sc., Wojciech Jaśniaczyk B.Sc. (secretary of editorial board), Jacek Kafiński M.Sc., Marian Kopczyński M.Sc. (managing editor), Mieczysław Kozikowski M.Sc. (technical senior editor), Zbigniew Łukomski M.Sc. (editor-in-chief), Jan Mazurek M.Sc., Marian Ozonek M.Sc. (managing editor), Zdzisław Poklewski-Kozieł M.Sc.

On the new editorial board the managing editors were in charge of the current matters and the editor-in-chief was dealing with general problems and the strategy of the development of the quarterly and the selection of the editorial board members. The secretary of the board (always the head of HCP Technical Information Center) was responsible for

redakcji, którym był zawsze kierownik Ośrodka Informacji Technicznej HCP. Taka organizacja obowiązywała do 1991.

Obowiązki redaktora naczelnego kolejno pełnili:

- mgr inż. Zbigniew Łukomski, 1961–1966 (od nr 1 do 15),
- dr inż. Franciszek Adamkiewicz, 1967–1971 (od nr 16 do 34),
- dr inż. Ryszard Gotz, 1971–1986 (od nr 35 do 92),
- mgr inż. Roman Wesołowski, 1986–1990 (od nr 93 do 107),
- mgr inż. Leon Płachta, 1991–1994 (od nr 108 do 114),
- mgr inż. Andrzej Dziubek, 1995–1999 (nr 115 i 116).

Dwóch zastępców redaktora naczelnego pełniło swoje funkcje w latach 1966–1990. W latach późniejszych był już jeden zastępca. Funkcję zastępców redaktora naczelnego pełnili kolejno:

- mgr inż. Marian Ozonek, 1966–1976 (od nr 13 do 55),
- mgr inż. Marian Kopczyński, 1966–1990 (od nr 13 do 107),
- mgr inż. Andrzej Dziubek, 1976–1994 (od nr 56 do 114),
- mgr inż. Andrzej Buxakowski, 1997–99 (nr 115 i 116).

W skład ostatniego komitetu redakcyjnego wchodził: mgr inż. Zdzisław Brzeziński (red. techn.), mgr inż. Andrzej Buxakowski (z-ca red. nac.), mgr inż. Andrzej Dziubek (red. nac.), mgr inż. Hanna Jankowska, mgr inż. Paweł Matecki, mgr inż. Andrzej Stabrowski oraz mgr Włodzimierz Woźniak (sekr. red.).

Skład komitetu redakcyjnego w okresie 1961–1999 ulegał naturalnym zmianom. W tych latach oprócz wymienionych w tym opracowaniu osób, w pracach komitetu redakcyjnego brali również udział: mgr inż. Edmund Wierzejewski, mgr inż. Bogdan Moszoro, mgr inż. Zdzisław Skakuj, mgr inż. Seweryn Tom, inż. Franciszek Nowak i mgr inż. Zygmunt Śmigła.

W skład redakcji wchodził przeważnie członkowie sekcji silnikowych SIMP z Poznania i z Warszawy. Byli to zawsze starannie dobierani redaktorzy, inżynierowie, będący jednocześnie fachowcami z różnych dziedzin silnikowych, dzięki czemu publikowane materiały cechowały się wysoką jakością edytorską i fachowym opracowaniem.

Nadsyłane do „Silników Spalinowych” artykuły publikowano w kolumnach tematycznych: Przemysł Silnikowy, Konstrukcja i Badania, Technologia, Obliczenia, Pomiar, Eksploatacja i Naprawy, Paliwa i smary, Automatyka, Siłownie i Osprzęt oraz Problemy Ekologiczne. Ostatnie strony wydawnictwa były przeznaczone dla rubryk: Z kraju i ze świata, To warto przeczytać, Z prasy technicznej, Z działalności SIMP.

W bazie danych Ośrodka Badań Praszowniczych Uniwersytetu Jagiellońskiego pismo zarejestrowane jest w grupie czasopism naukowych jako kwartalnik naukowo-techniczny o zasięgu ogólnokrajowym a wydawcą i nakładcą kwartalnika „Silniki Spalinowe” wydawanego pod patronatem Sekcji Silników Spalinowych SIMP są zakłady Przemysłu Metalowego H. Cegielski w Poznaniu.

Narodowy Ośrodek ISSN Biblioteki Narodowej w Warszawie zarejestrował tytuł „Silniki Spalinowe” w międzynarodowym systemie informacji o wydawnictwach ciągłych. Tytuł oznaczony symbolem ISSN 0138-0346, wprowadzony został do bazy w Międzynarodowym Centrum ISSN w Paryżu w 1982 r. Symbol ten drukowany jest na tytułowej stronie

finances and cooperation with the printers. Such scheme existed till 1991.

The editors-in-chief (in the right order) were:

- Mr. Zbigniew Łukomski M.Sc., 1961–1966 (N° 1–15)
- Mr. Franciszek Adamkiewicz Dr.Eng., 1967–1971 (N° 16–34)
- Mr. Ryszard Gotz Dr.Eng., 1971–1986 (N° 35–92)
- Mr. Roman Wesołowski M.Sc., 1986–1990 (N° 93–107)
- Mr. Leon Płachta M.Sc., 1991–1994 (N° 108–114)
- Mr. Andrzej Dziubek M.Sc., 1995–1999 (N° 115–116)

In the years 1966–1990 there were two managing editors, and later on there was only one. They were:

- Mr. Marian Ozonek M.Sc., 1966–1976 (N° 13–55)
- Mr. Marian Kopczyński M.Sc., 1966–1990 (N° 13–107)
- Mr. Andrzej Dziubek M.Sc., 1976–1994 (N° 56–114)
- Mr. Andrzej Buxakowski M.Sc., 1997–99 (N° 115–116)

The members of the last editorial board were: Zdzisław Brzeziński M.Sc. (technical senior editor), Andrzej Buxakowski M.Sc. (managing editor), Andrzej Dziubek M.Sc. (editor-in-chief), Hanna Jankowska M.Sc., Paweł Matecki M.Sc., Andrzej Stabrowski M.Sc. and Włodzimierz Woźniak M.Sc. (secretary of editorial board).

Between 1961–1999, there were obviously some changes on the board. In those years some other specialists were cooperating with the board. They were: Edmund Wierzejewski M.Sc., Bogdan Moszoro M.Sc., Zdzisław Skakuj M.Sc., Seweryn Tom M.Sc., Franciszek Nowak B.Sc. and Zygmunt Śmigła M.Sc.

As a rule the members of the board were people from Poznań and Warsaw who belonged to the Combustion Engines Sections of SIMP. They were carefully chosen mechanical engineers who were specialists dealing with combustion engines in different spheres. Thanks to them, one had a guarantee of a high editorial and professional quality of those publications.

The articles received were published in thematic groups: Internal Combustion Engine Industry, Design and Testing, Production Engineering, Calculations, Measurements, Service and Repairs, Fuels and Lubricants, Automation, Plants and Equipment, Environmental Problems. On the last pages there were: News Review, Technical Press Review, What is Worth Reading and SIMP Activities.

In the database of The Press Research Center of The University in Cracow the magazine is registered as the scientific/technical domestic quarterly. The publisher is H. Cegielski Works in Poznań and it is edited under the auspices of Combustion Engines Section of SIMP.

The National Center of The International Standard Serial Number (ISSN) of the National Library in Warsaw registered the title “Silniki Spalinowe” in the international information system of periodical publications. The title was assigned with ISSN 0138-0346 in the world database of ISSN numbers in The International Center in Paris in 1982. This number is printed on the front page starting with N°3–4/1993 (112–113).

The magazine was distributed all over Poland and abroad free of charge up to the year 1984. At a later date the subscription fee was introduced but its low charge didn't cover the publishing expenses. At first the edition reached between 1100–1500 copies, but recently it had dropped to 650 copies.

począwszy od numeru 3–4/1993 (112–113).

Kwartalnik przez wiele lat był kolportowany wśród czytelników w całej Polsce i zagranicą bezpłatnie. Dopiero od 1984 roku została wprowadzona płatna prenumerata dla odbiorców krajowych, która jednak nie pokrywała kosztów związanych z wydawaniem czasopisma. Nakład wahał się w granicach 1100–1500 egzemplarzy, jednak ostatnio wynosił już tylko 650 egzemplarzy.

Współpraca z SIMP-em i innymi organizacjami

Już pierwszy numer – praca zbiorowa z 1961 – wydany był przez koła SIMP i KTiR przy HCP, przy czym w pierwszym okresie wydawania kwartalnika (do 1.1.1964) prace redakcyjne finansowane były przez SIMP. Współpraca z Sekcją Silników Spalinowych Oddziału SIMP w Poznaniu rozpoczęła się rok później, kiedy to utworzona właśnie Sekcja, przy współdziałaniu Zjednoczenia Przemysłu Taboru Kolejowego „TASKO” i HCP, przygotowała i zorganizowała w Poznaniu III Ogólnopolską Konferencję Silnikową (maj 1963 r.).

Konferencja ta stała się SIMP-owską kontynuacją tradycji dwóch „Zjazdów Katedr Silników Spalinowych”, z których pierwszy odbył się we wrześniu 1956 r. a drugi w październiku 1961, zorganizowanych w Łodzi przez Katedrę Ciepłych Maszyn Tłokowych Politechniki Łódzkiej z inicjatywy profesora Jana Wernera. W poznańskiej konferencji uczestniczyło 280 osób, a 33 wygłoszone na konferencji referaty zostały opublikowane w numerach 1/1963 i 2/1963 czasopisma. W następnym numerze 3/1963 zamieszczono sprawozdanie z konferencji w którym zawarto najciekawsze wypowiedzi dyskutantów. Autorami większości referatów byli znani krajowi naukowcy oraz wybitni przedstawiciele polskiego przemysłu.

W trakcie tej konferencji grupa specjalistów-silnikowców utworzyła załączek komitetu organizacyjnego następnych ogólnokrajowych konferencji silnikowych SIMP (IV – wrzesień 1966 w Warszawie, V – październik 1969 – w Warszawie, VI – wrzesień 1972 w Gdańsku, VII – październik 1975 w Warszawie, VIII – czerwiec 1978 w Mielcu, IX październik 1981 w Poznaniu, X – wrzesień 1986 w Wrocławiu, XI – listopad 1990 w Krakowie).

Materiały z tych konferencji były publikowane w „Silnikach Spalinowych” i uczestnicy otrzymywali egzemplarze czasopisma jako materiały konferencyjne. Materiały te stanowią zapis osiągnięć naukowych i technicznych polskich silnikowców w latach 1960–1990.

W 1977 roku, działająca na szczeblu Zarządu Głównego SIMP Sekcja Silników Spalinowych, której przewodniczył dr inż. Ryszard Chudziasek, weszła do światowej organizacji silnikowej CIMAC (Conseil International des Machines a Combustion). Sekcji tej powierzono zorganizowanie światowego XVII Kongresu „CIMAC '87” (8–11 czerwca 1987 r.). Doskonale zorganizowany Kongres, który odbył się w Pałacu Kultury i Nauki w Warszawie stał się sukcesem organizacyjnym i finansowym SIMP. Z tej okazji wydano numer 1–2/1987 „Silników Spalinowych”, rys. 4, który wraz z referatami otrzymało ponad 600 uczestników Kongresu z wszystkich zakątków świata. W numerze tym na 30 stronach przedstawiono (w języku angielskim) wszystkie polskie fabryki związane z produkcją silników spalinowych. Teksty te zawierały informacje o możliwościach produkcyjnych i

Cooperation with SIMP and other organizations

The first publication, the collective work was already issued both by KTiR and SIMP in HCP. In the first period of publishing the magazine (up to 1.1.1964) the editorial work was paid by SIMP of Poznań. The cooperation with “Sekcja Silników Spalinowych” (The Combustion Engines Section) of SIMP in Poznań started the minute that Section was created. Later on, in May 1963, the mentioned Section, together with The Railway Rolling Stock Industry Group “TASKO”, prepared and organized The Third National Combustion Engine Conference in Poznań.

This conference was the SIMP continuation of the first two conferences organized in September 1956 and in October 1961 by The Reciprocation Engines Department of Łódź University of Technology on Prof. Jan Werner’s initiative.

Around 280 participants took part in the conference in Poznań and 33 presented papers were then published in the quarterly N°1/1963 and N°2/1963. The report on the Conference including the most interesting comments was published in N°3/1963. Most papers were written by well known Polish scientists and eminent representatives of the Polish industry. During that conference the organizing committee for the next SIMP National Combustion Engine Conferences came into being. (IV – September 1966 in Warsaw, V – October 1969 – in Warsaw, VI – August 1972 in Gdańsk, VII – October 1975 in Warsaw, VIII – June 1978 in Mielec, IX October 1981 in Poznań, X – September 1986 in Wrocław, XI – November 1990 in Cracow).

Papers presented during those conferences, published in the quarterly, were given to the participants. They depict scientific and technical achievement of Polish combustion engines specialists in the years 1960–1990.

In 1977 the Polish Combustion Engines Section of SIMP, with Mr. Ryszard Chudziasek Dr.Eng. as the chairman, became the member of the world wide association CIMAC (International Council on Combustion Engines). This Polish Section was asked to organize the 17th CIMAC Congress “CIMAC ‘87” (8–11 June 1987). The perfectly organized congress held in The Culture and Science Palace in Warsaw was also SIMP’s financial success. On this occasion N°1-2/1987 of “Silniki Spalinowe” magazine was published (Fig. 4) and the copies of the publication and presented papers were given to over 600 Congress participants from all over the world. In this publication, all Polish factories connected with diesel engine production, were presented (in English). The articles contained information about these factories and their production capabilities. The Congress participants had the opportunity to visit chosen factories. It was a good promotion for Polish diesel engine industry. The course of the Congress, the authors’ names and the titles of papers were presented in N°4/1987 of the magazine.

Starting with N°1–2/1987 the Polish and the English version of the contents and short summaries of each article were presented. In the issue N°100 (3/1988) and the following ones short information about the authors can be found. The magazine N°100 was dedicated to the 30th anniversary of the beginning of the two stroke engines production in the Marine Engines Factory and the 25th anniversary of the Auxiliary and Railway Engines factory of HCP.

dotychczasowych osiągnięciach tych fabryk. Część uczestników Kongresu zwiedziła wybrane przez siebie fabryki, co stanowiło istotną promocję polskiego przemysłu silników spalinyowych. Przebieg Kongresu wraz nazwiskami autorów i tytułami referatów został przedstawiony w numerze 4/1987 „Silników Spalinyowych”.

Od numeru 1–2/1987 wprowadzono polską i angielską wersję spisu treści oraz krótkich streszczeń artykułów a od kolejnego, setnego numeru (nr 3/1988) zamieszczano krótkie informacje o autorach. Ten numer był poświęcony 30 rocznicy rozpoczęcia produkcji silników dwusuwowych w Fabryce Silników Okrętowych HCP i 25 rocznicy powstania Fabryki Silników Agregatowych i Trakcyjnych HCP.

Publikowanie przez „Silniki Spalinyowe” materiałów z wszystkich ogólnopolskich konferencji silnikowych SIMP było podstawową, ale nie jedyną, formą współpracy z sekcjami silników spalinyowych SIMP. Drukowano również referaty i sprawozdania z narad i sympozjów organizowanych przez sekcje silnikowe w oddziałach SIMP (nr 1/1966, nr 2/1967 i nr 4/1975). Łamy kwartalnika udostępniano również politechnikom, zamieszczając materiały z organizowanych przez nie konferencji naukowych. Nr 4/1978 zawiera referaty z konferencji naukowej Politechniki Poznańskiej p.t.: „Tendencje Rozwojowe Silników Spalinyowych w Świetle Prac Własnych”, która odbyła się w Poznaniu w maju 1978 roku. W numerze 2-3/1989 (103–104) wydrukowano materiały z II Konferencji Naukowej p.t. „Silniki Gazowe” zorganizowanej przez Politechnikę Częstochowską w 1989 r., a w numerze 114 z maja 1994 wydrukowano referaty z III Konferencji naukowej poświęconej tej samej problematyce.

Z kolei rezultatem współpracy redakcji z krajowymi wytwórniami silników był podwójny, 92-stronicowy numer 1–2/1985, zawierający wyłącznie tematykę Wytwórni Silników Wysokoprężnych „Andoria” w Andrychowie. Dużą uwagę poświęcano również specjalistycznym komponentom silników – w numerze 3/1987 (96) z okazji 110-lecia Wytwórni Sprzętu Mechanicznego „PZL – Krotoszyn” wydrukowano 9 artykułów dotyczących wyłącznie problematyki technicznej tego producenta tulei cylindrowych dla silników samochodowych i silników wysokoprężnych małej mocy.

W „Silnikach Spalinyowych”, w których początkowo dominowały artykuły dotyczące silników okrętowych i kolejowych, publikowano również wiele interesujących artykułów z dziedziny silników samochodowych wysokoprężnych i benzynowych oraz turbin gazowych.

Zakończenie

Od 1991 roku „Silniki Spalinyowe” ukazywały się nieregularnie. Po zeszytce nr 3–4/1990 (108–109), który ukazał się w sierpniu 1991, następny zeszyt wydrukowano w październiku 1992 r. jako nr 1–2/1992 (110–111). Od października 1992 do marca 1998 wydano: podwójny numer 112–113 (grudzień

Publishing the reports from all national combustion engine conferences in the magazine was the basic, but not the only form of cooperation with the SIMP Combustion Engines Section. Papers and reports from many symposiums organized by Regional Combustion Engines Sections were also published (N°1/1966, N°2/1967, N°4/1975). It became also possible for universities of technology, to publish papers presented at their conferences. N°4/1978 contains papers from the Poznań University of Technology conference entitled “Combustion Engines Development Tendency Based on Our Own Studies”, which was held in Poznań in 1978. The papers from the II Conference “Gas Engines” organized by the Częstochowa University of Technology in 1989 were presented in N°2–3/1989 (103–104), and the papers from the III Conference dealing with the same problems were published in N°114 (May 1994)



The editorial board was cooperating with domestic factories connected with diesel engines production. N°1–2/1985 (92 pages) was dealing with Diesel Engines Factory “Andoria” in Andrychów only. N°3/1987 (96) was dedicated to the 110th anniversary of “PZL” – Krotoszyn Mechanical Equipment Works. It contained 9 articles dealing with the above mentioned producer of automotive cylinder liners and cylinder liners for low power diesel engines. At first - the marine and the railway engine aspects dominated in the magazine “Silniki Spalinyowe”, and later on, interesting articles about diesel and petrol automotives engines as well as gas turbines, were also published.

Conclusion

Since 1991 the magazine “Silniki Spalinyowe” was published irregularly. After N°3–4/1990 (108–109) issued in August 1991, the next one was edited in October 1992 as N°1–2/1992 (110–111). Between October 1992 and March 1998 the following quarterlies were printed: the double issue of N°112–113/1990 (December 1993), N°114 (May 1994), N°115 (October 1996) and N°116 (March 1998, Fig. 5). So in the complete set of the magazine “Silniki Spalinyowe” there aren't any copies edited in the years 1991, 1995 and 1997.

All the materials for N°117 were prepared by the editorial board and ready for printing in the year 1999. However, publishing of the magazine by H. Cegielski was suspended and this issue had never been printed. It's a pity because the content of the unprinted issue was very interesting. The full list of authors and articles printed in the magazine since the beginning till 1999 including N°117 was also ready to be published in that issue. Such a list can be found in N°4/1986 (93)

1993), numer 114 (maj 1994), numer 115 (październik 1996) i numer 116 (marzec 1998, rys. 5). Tak więc w komplecie „Silników Spalinowych” nie ma numerów rocznika 1991, 1995, 1997.

Komplet materiałów do nr 117 został przez redakcję przygotowany do druku w roku 1999. Jednak mimo to wydawanie kwartalnika przez HCP zostało wstrzymane i numer nie zastał nigdy wydrukowany. A szkoda, gdyż zawartość jego była interesująca. Przygotowany był też do druku w ostatnim zeszytzie spis autorów i publikacji zamieszczonych w „Silnikach Spalinowych” od początku do 1999 roku z numerem 117 włącznie. Takie zestawienie obejmujące niestety jedynie lata 1961-86 (od nr 1 do nr 93) zamieszczone zostało w numerze 4/1986 (93) wydanym z okazji 25-lecia kwartalnika.

Kwartalnik „Silniki Spalinowe” powstał i istniał dzięki autentycznemu entuzjizmowi, wysiłkowi i poświęceniu grupy polskich specjalistów – silnikowców. Mimo, iż nie byli oni profesjonalistami z zakresu wydawnictw technicznych wysoki poziom pisma sprawiał, że cieszyło się ono uznaniem czytelników, a autorzy bardzo cenili sobie publikowanie w kwartalniku swych prac.

Biorąc pod uwagę to, że w omawianym okresie wydrukowano w piśmie przeszło 1300 prac napisanych przez blisko 900 autorów, nie sposób tutaj wymienić choćby części specjalistów, których artykuły zamieszczono w kwartalniku. Można jednak łatwo stwierdzić przeglądając roczniki pisma, że wśród autorów prac opublikowanych w ciągu blisko czterdziestu lat jego istnienia znaleźli się niemal wszyscy polscy silnikowcy – uczeni z politechnik i instytucji badawczych,



dedicated to the 25th anniversary of the magazine, but unfortunately it covers only the years 1961–1986 (N°1 to N°93).

The magazine “Silniki Spalinowe” came into being and was edited thanks to the true enthusiasm, effort and commitment of a group of Polish combustion engine specialists. Although they were not professionals in editing technical magazines, the high standard of the quarterly was greatly appreciated by its readers. The authors were also pleased with having an opportunity to publish their articles in the magazine.

Taking into consideration the fact that in the period in question, over 1300 articles written by nearly 900 authors, were published, it is not possible to give the full list of the names of the specialists, publishing articles in the magazine. However looking through the annuals of the magazine, issued in the period of nearly forty years, one

can see, that the articles were written by almost all Polish specialists such as: scientists of technology universities and research institutes, designers, specialists in diesel engines and its equipment production, users of engines and service specialists, shipbuilding specialists, railway specialists, automotive specialists, gas turbines specialists, ship owners and classification societies representatives, fuel and lubricants specialists. There were also articles written by foreign authors.

Literatura/Bibliography

- [1] Buxakowski A.: „Silniki Spalinowe” mają 40 lat. SIMP Wielkopolski nr 5 – styczeń 2002.
- [2] Chudzaszek R.: Zadania i osiągnięcia kwartalnika „Silniki Spalinowe” w działalności Sekcji Silników Spalinowych SIMP. Silniki Spalinowe nr 3/1971 (34).
- [3] Komplet roczników, Silniki Spalinowe nr 1 do nr 116 (1961–1998 r.).
- [4] Kopczyński M.: Wczoraj, dziś i jutro kwartalnika „Silniki Spalinowe”. Silniki Spalinowe nr 4/1986 (93).
- [5] Kopczyński M.: Doc. mgr inż. Zbigniew Łukomski 1909–1992. SIMP Wielkopolski nr 8 – grudzień 2003 r.
- [6] Od Wydawcy i Komitetu Redakcyjnego. Silniki Spalinowe nr 3/1988 (100).
- [7] Ozonek M.: Do autorów i czytelników z okazji jubileuszu. Silniki Spalinowe nr 3/1971 (34).
- [8] Poklewski-Kozieł Z.: Współpraca kwartalnika z Sekcją Silników Spalinowych SIMP sprawującą patronat nad wydawnictwem. Silniki Spalinowe nr 4/1986 (93).



Silnik okrętowy RT-flex 60C

Artykuł¹⁾ omawia zasadnicze założenia konstrukcyjne nowego silnika Sulzer RTA60C wprowadzanego aktualnie na rynek przez koncern Wärtsilä. Przedstawia także rozwój koncepcji elektronicznego sterowania wtryskiem paliwa i pracą zaworów wyłotowych oraz sekwencją rozruchu dwusuwowego silnika okrętowego – sterowania RT-flex zastosowanego w tym silniku.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, napęd okrętowy, sterowanie, układy wtryskowe

RT-flex 60C Marine Diesel Engine

Fundamental design issues for the new Sulzer RTA60C engine currently introduced by Wärtsilä to the ship newbuilding market, the concept of electronic control – the RT-flex control applied on the mentioned engine – for fuel injection and exhaust valve actuation as well as the sequence of starting the two-stroke engine are covered in the present article¹⁾.

Key words: combustion engine, propulsion, control, injection units

Wstęp

Ostra konkurencja w sektorze silnikowym przemysłu okrętowego na świecie i coraz wyraźniejsza dominacja rozwiązań firmy MAN B&W w zakresie silników dwusuwowych napędu głównego statków (aktualnie tylko około 30% rynku to konstrukcje firmy Sulzer) zmusiła konstruktorów z Winterthur do szukania nowych rozwiązań pozwalających na odbudowę swojej poprzedniej pozycji.

Firma New Sulzer Diesel, poprzednio Sulzer Bruders, została w połowie lat 90-tych wykupiona przez fiński koncern Wärtsilä. Okres w rozwoju szwajcarskiej firmy, który nastąpił po przejściu przez Finów nie można zaliczyć do czasu sukcesu. Niejasno sformułowana polityka marketingowa – wytwórnie fińskie konkurowały swymi wyrobami (silniki czterosuwowe dużej mocy) z silnikami dwusuwowymi oferowanymi przez Szwajcarów – pozwoliła koncernowi MAN B&W osiągnąć przewagę na rynku. Sytuację pogarszała jeszcze polityka oszczędności i cięć kadrowych, którą Finowie wprowadzili w siedzibie dawnej firmy Sulzer w Winterthur.

Próbę wyjścia z zaistniałej sytuacji rynkowej podjęto w Szwajcarii pod koniec lat 90-tych – rozpoczęto prace nad wykreowaniem nowego produktu, silnika okrętowego nowej generacji, który mógłby skutecznie konkurować na rynku światowym z rozwiązaniami firmy MAN B&W – szczególnie z silnikami S50MC-C i S60MC-C, które w tym okresie przebojem zaczęły zdobywać odbiorców.

Nowy projekt roboczo nazwano Fox i był utrzymywany w tajemnicy. Fox, czyli lis, miał przez zaskoczenie konkurentów zaistnieć na rynku. Dla nowej rodziny silników przyjęto nie stosowany do tej pory w rozwiązaniach firmy Sulzer typoszereg średnic RT₀ (nowy silnik miał średnicę cylindra 700 mm). W tym czasie oferowane były silniki RTA_{2U} i U_B (RTA52U i U_B, RTA62U i U_B, RTA72U i U_B, RTA84C oraz RTA96C) oraz nowsze rozwiązania RTA_{8T} i T_B (RTA48T i T_B, RTA58T i T_B, RTA68T i T_B, RTA84T D). Nowy silnik swoim polem mocy wpisywał się między te dwie grupy (rozkład pól mocy silników firmy Sulzer przed-

Introduction

Brisk competition on the engine sector of shipbuilding market all over the world and the pronounced leading tendency of the solutions offered by MAN B&W in the range of two-stroke engines (now, Sulzer's constructions constitute only about 30% of products on the market) forced the design engineers from Winterthur to find new solutions allowing to regain Wärtsilä its previous market position.

The New Sulzer Diesel Company, previously Sulzer Bruders, in the mid 1990's was purchased by Finn Concern Wärtsilä. The period of development of the Swiss company just after its merger with Finn Corporation cannot be considered a successful time. Unclear marketing policy – products (large four-stroke engines) offered by Finn concerns competed with the two-stroke engines offered by Swiss companies allowed MAN B&W to achieve supremacy in the market. The situation was still worsened by economy policy and employment cuts introduced by Finn in the former Sulzer seat in Winterthur.

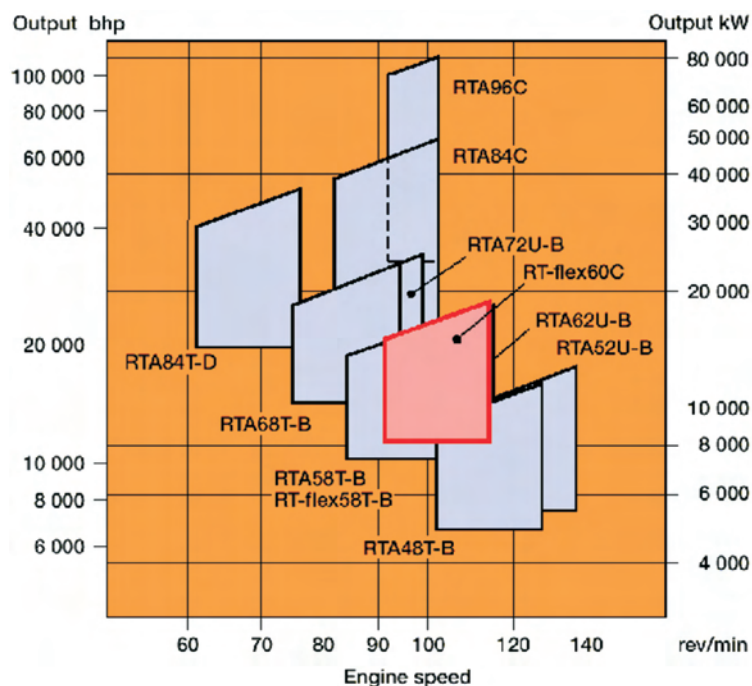
An attempt to deal with the market situation was made in Switzerland by the end of 1990's – works over the development of the new product were started. The works aimed at the production of the new generation marine engine which could efficiently compete in the world market with the solutions offered by MAN B&W – particularly with engines of S50MC-C and S60MC-C types which were successfully winning the customers.

New project received a working-name Fox and it was kept secret. Fox – following the behaviour of the animal after which the project took its name – was to enter the market by surprise. New series of types of RT₀ diameters, not employed previously in Sulzer engines, were used in the new engine family (new engine had the bore size of 600 mm). In that time the following engines were offered: RTA_{2U}; U_B (RTA52U; U_B, RTA62U; U_B, RTA72U; U_B, RTA84C and RTA96C); and more recent designs: RTA_{8T}; T_B (RTA48T; T_B, RTA58T; T_B, RTA68T; T_B, RTA84T D). New engine with its layout fields could be placed between the two engine

¹⁾ Artykuł zawiera główne tezy referatu „Silnik okrętowy Sulzer RT-flex 60C dla statków średniej wielkości” wygłoszonego przez Autora na sympozjum zorganizowanym w czerwcu 2003 roku w Zakładach H.Cegielski przez Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych i Stowarzyszenie Inżynierów i Mechaników Polskich, Oddział w Poznaniu.

¹⁾ The article presents main theses of the paper „The Sulzer RT-flex 60C marine diesel engine for medium size vessels” presented by the Author during the symposium conducted by Polish Scientific Society of Combustion Engines and Polish Society SIMP, section Poznań, and held at the premises of H. Cegielski-Poznań S.A. in June 2003.

stawia rys. 1) i wchodził w zakres średnic do tej pory niejako zarezerwowanych dla rozwiązań konkurenta – silniki MAN B&W L, K, S-50, -60, -70, -80, -90 MC i MC-C.



Również w tym czasie, w roku 1998, w laboratoriach w Ober – Winterthur kończono pomyślnie próby z nowym rozwiązaniem sterowania pracą silnika okrętowego – pracowano nad wyeliminowaniem z konstrukcji silnika wału rozrządu. Silnik próbny wyposażony był w elektroniczny rozrząd, elektroniczne sterowanie wtryskiem paliwa (paliwo ciężkie), elektroniczne sterowanie pracą zaworów wydechowych (silnik dwusuwowy o przepłukaniu wzdłużnym) i elektroniczne sterowanie funkcją rozruchu. Przeszedł on pomyślnie wszystkie wymagane próby ruchowe i przeprowadził wystarczającą liczbę godzin, aby rozwiązanie można było wdrożyć do eksploatacji. Dopracowywano elektronikę i oprogramowanie, przygotowywano projekt do zastosowania w silniku produkcyjnym.

Nowe rozwiązanie o nazwie RT-flex postanowiono zastosować jako standardowe w przygotowywanym silniku. Silnik otrzymał nazwę RT-flex 60C. Próbę typu – obowiązkowy test z udziałem przedstawicieli towarzystw klasyfikacyjnych zrzeszonych w IACS – przeprowadzono po wdrożeniu do produkcji na drugim silniku 7RT-flex 60C na hamowni w Triest we Włoszech 20 grudnia 2002 r.

Silnik RTA60C

Silnik RTA jest pierwszym z nowej rodziny silników, w której średnice cylindrów liczone są w pełnych dziesiątkach centymetrów. Aby sprostać konkurencji, nowa rodzina silników miała charakteryzować się bardzo dobrym dopasowaniem jednostki napędowej do potrzeb statków średniej wielkości i statków specjalistycznych. Wspomnieć tutaj trzeba, że światowy rynek produkcji statków podzielił się na stocznie dalekowschodnie, gdzie produkowane są głównie duże statki,

groups mentioned above (Sulzer engine layout fields in Fig. 1) and it covered the diameter range until now somehow reserved for MAN B&W solutions – engines L, K, S-50, -60, -70, -80; -90 MC; MC-C.

Simultaneously, in 1998 in Ober laboratory – Winterthur – the successful attempt to introduce new solution to engine operation control was made – the works were concentrated over the elimination of the crankshaft from engine design. Full-scale research engine was equipped with an electronic timing gear – electronic control of fuel injection (heavy fuel oil), exhaust valves (two-stroke engine with uniflow scavenging) and electronic control of starting the engine. It successfully completed all required starting tests and operated satisfactorily enough to be practically applied in operation. Electronics and engine software were improved – the engine was prepared to be fully industrialised product.

New design solution called RT-flex was to be applied as standard on the engine prepared. The engine received the name T-flex60C. The mandatory shop trial of the new engine type was witnessed by the representatives of classification societies united in IACS. The trial was completed in the Trieste factory in Italy on 20 December 2002 after the second RT-flex design solution had been applied on engine 7RT-flex60C.

RTA60C Engine

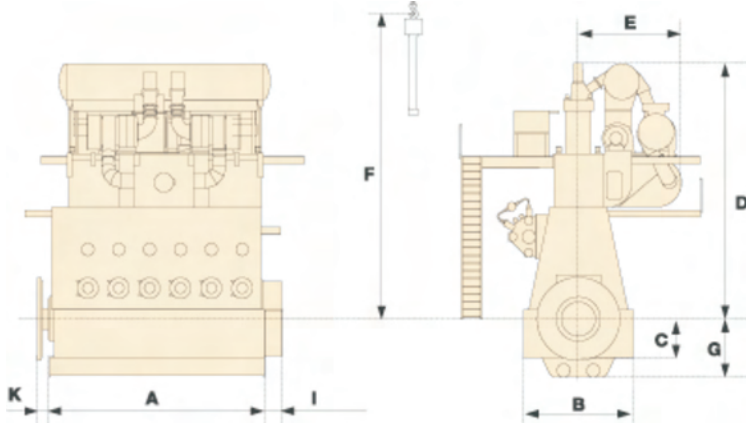
The RTA engine is the first one of the new engine series which cylinder diameters are measured in full groups of ten centimetres. To face the competition the new engine series was to be characterized by very good matching of the propulsion systems with the needs of the middle-size vessels and special purpose vessels. It must be mentioned here that the marine world market has been divided into Far-East shipyards producing mainly large propulsion systems like 12 and 16 RTA84C; 96C engines – Wärtsilä still occupies a good position in the supply of these engines – and European shipyards producing smaller special purpose vessels, which are much more complicated and which need middle-size engines like RTA60C. The new engine parameters are presented in Tab. 1.

Wielkość	V6 2,5 TDI	V6 3,0 TDI
Objętość skokowa [cm ³]	2496	2967
Średnica cylindra x Skok tłoka [mm]	78,3 x 86,4	83,0 x 91,4
Stopień sprężania	18,5	17,0
Moc maksymalna [kW] przy prędkości obrotowej [obr/min]	132/4000	171/4000
Maks. moment obrotowy [N*m] przy prędkości obrotowej [obr/min]	370/1500-2500	450/1400-3250
Objętościowy wskaźnik mocy [kW/dm ³]	52,9	57,6
System zasilania	Pompa rozdzielczowa Bosch VP44	Common Rail Bosch CRIP II+
Maksymalne ciśnienie wtrysku [MPa]	145	160

których jednostki napędowe to silniki 12 i 16RTA84C czy 96C – w dostawach tych silników Wärtsilä wciąż ma dobrą pozycję – oraz stocznie europejskie, gdzie produkowane są statki mniejsze, specjalistyczne, znacznie bardziej skomplikowane, które potrzebują silników średniej wielkości, takich jak silnik RTA60C. Parametry techniczne nowego silnika przedstawia tabela 1.

W trakcie studiów projektowych nad rozwiązaniami konstrukcyjnymi prowadzono bardzo wnikliwą analizę kosztów wytwarzania dotychczasowych modeli. Prace te w Wintenthur prowadziła grupa specjalistów pod kierunkiem inż. Bizanga. Zakłady HCP włączył się w te działania przygotowując analizy porównawcze kosztów produkcji silników 6RTA62 i 6RTA58T. Przekazał również do Winterthur szereg uwag będących wynikiem własnych doświadczeń z produkcji dotyczących poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych tych silników.

Podstawowe wymiary i masy silnika podano na rys. 2 i w tab. 2. Wymiar F to wymagana wysokość siłowni – do haka suwnicy konieczna do demontażu tłoka.



During the project studies conducted over the design solution, a very detailed analysis of execution costs of previous engine models was made. Works were conducted in Wintenthur by a group of specialists working under eng. Bizang guidance. H. Cegielski made their contribution to these project by preparing the comparative analysis of production costs of engines 6RTA62 and 6RTA58T. We also submitted to Wintenthur several remarks resulting from our own experiences based on technological production aspects of particular design solutions applied on those engines.

Principal engine dimensions and weights are presented in Table 2 and Fig. 2. The „F” dimension stands for the required engine room height measured to the overhead crane hook necessary for the piston disassembling.

Table 3 presents engine rated power for particular cylinder versions depending on the engine revolution and corresponding power and engine layout fields.

Still during the design stage of the new engine far-reaching design simplifications were made – numerous expensive technological operations for the execution of particular elements

were relinquished. The customer was to receive a new product of competitive cost characterized by:

- high reliability,
- three years’ time between overhauls,
- low cylinder oil consumption,
- low losses of system oil,
- low exhaust emission, especially of NO_x,
- ability to work at very low running speeds.

The construction of the new engine was based on proven solutions already used on Sulzer designs. Traditional design solutions are applied:

- box design of welded elements – the bedplate and engine,
- crankcase optimised by Finite Elements Calculations,
- gear wheel drive for RT-flex supply unit and

W tabeli 3 podano moce dla poszczególnych wersji cylindrowych w zależności od prędkości obrotowej w charakterystycznych punktach pola pracy silnika.

W fazie projektowania nowego silnika przyjęto daleko idące uproszczenia konstrukcyjne rezygnując z wielu kosztownych operacji technologicznych przy produkcji poszczególnych elementów. Klient miał otrzymać konkurencyjny cenowo produkt, który jednocześnie cechuje:

- wysoka niezawodność,
- okres między przeglądami wydłużony do trzech lat,
- niskie zużycie oleju cylindrowego,
- niskie straty oleju obiegowego,
- niska emisja szkodliwych związków w spalinach, w szczególności tlenków azotu,
- zdolność do pracy przy małych prędkościach obrotowych.

Konstrukcję nowego silnika oparto na sprawdzonych rozwiązaniach stosowanych w konstrukcjach silników Sulzera. Zastosowano tradycyjne rozwiązania konstrukcyjne:

- konstrukcję skrzynkową dla elementów spawanych –

Principal engine dimensions (mm) and weights (tonnes)										
Cyl.	A	B	C	D	E	F*	G	I	K	Weight
5	6 213	3 700	1 300	8 520	3 960	10 400	1 955	400-650	405	290
6	7 253	3 700	1 300	8 520	3 960	10 400	1 955	400-650	405	330
7	8 293	3 700	1 300	8 520	3 960	10 400	1 955	400-650	405	375
8	9 333	3 700	1 300	8 520	3 960	10 400	1 955	400-650	405	415
9	10 373	3 700	1 300	8 570	3 660	10 350	1 955	588	425	455

Rated power: Propulsion Engines								
Cyl.	Output in kW/bhp at							
	114 rpm				91 rpm			
	R1		R2		R3		R4	
	kW	bhp	kW	bhp	kW	bhp	kW	bhp
5	11 800	16 050	8 250	11 200	9 400	12 800	8 250	11 200
6	14 160	19 260	9 900	13 440	11 280	15 360	9 900	13 440
7	16 520	22 470	11 550	15 680	13 160	17 920	11 550	15 680
8	18 880	25 680	13 200	17 920	15 040	20 480	13 200	17 920
9	21 240	28 890	14 850	20 160	16 920	23 040	14 850	20 160

podstawa i skrzynia korbową silnika zoptymalizowane poprzez obliczenia wykonane metodą elementów skończonych,

- napęd zespołu zasilania i tłumiki drgań II-go rzędu przenoszony przez koła zębate,
- zmodernizowane klocki łożyska oporowego – nie wymagające przeglądu,
- wiercenia chłodzące w elementach komory spalania – głowica cylindrowa, wstawka zaworowa, kołnierz tulei cylindrowej,
- łożyska główne wylwane białym metalem,
- smarowanie wodzików olejem pod wysokim ciśnieniem wymuszające podniesienie czopa wodzika.

Z nowych rozwiązań konstrukcyjnych zastosowanych przez konstruktorów wymienić należy:

- system flex – elektronicznie sterowany system wtrysku paliwa typu common rail i napędu zaworów wylotowych,
- gniazda łożysk głównych w podstawie silnika obrabiane wspólnie z pokrywami,
- sztywna poprzecznicza łożyska oporowego z odlaną częścią pośrednią – połączenia spawane w miejscu małych obciążeń,
- łożyska korbowe – dwie cienkościennie panewki wylane stopem na osnowie cyny,
- gniazdo łożyska korbowodowego – otwór wytaczany wspólnie, korbowód + pokrywa,
- łyżwa wodzika – jednoczęściowa, wylwana stopem na osnowie cyny,
- konstrukcja dławnicy drąga tłokowego udoskonalona pod kątem niskiego zużycia oleju,
- Tribo Pack – pakiet rozwiązań zapewniających minimalne zużycie elementów układu tłok, tuleja, pierścienie tłokowe – zapewnia 3-letni okres między przeglądami,
- podstawa turbosprężarki sztywna, zintegrowana z zasobnikiem powietrza,
- układ chłodzenia powietrza doładowania – podwieszony pakiet rurek chłodzących, chłodzenie wodą słodką, ułatwiona obsługa i mycie chłodnicy,
- doskonała konstrukcja separatora wody w układzie chłodzenia powietrza doładowania – rozwiązanie szczególnie istotne dla eksploatacji silnika w warunkach tropikalnych.

Przykładem optymalizacji pod kątem kosztów wykonania jest rozwiązanie skrzyni korbowej. Przekonstruowano ją rezygnując z obróbki skośnych powierzchni – mocowania elementów zewnętrznych przeniesiono na prostopadłe powierzchnie wsporników i kołnierzy.

Podobnie zoptymalizowano konstrukcję głowicy rezygnując z toczenia powierzchni zewnętrznej. Kwadratowy kształt ze ściętymi narożami umożliwia również zmniejszenie odległości pomiędzy cylindrami. Do mocowania zastosowano 8 szpilek rozmieszczonych parami w narożnikach głowicy. Na rys. 3 przedstawiono głowicę cylindrową z zabudowanymi elementami wyposażenia – zaworem wydechowym wraz z napędem, trzema zaworami wtryskowymi i zaworem rozruchowym.

Dużo uwagi poświęcono komorze spalania. Odpowiedni dobór przepływu ciepła uzyskano przez wprowadzenie wkładek izolacyjnych w wierceniach chłodzących w głowicy i kołnierzu tulei cylindrowej, zastosowanie bandaży izolującego

- second order balancers,
- adaptable thrust bearing pads – no overhauls needed,
- bore-cooling in combustion chamber elements – cylinder head, valve seat, cylinder liner upper parts,
- thick running layer of white metal on main bearings,
- crosshead lubrication at high pressure forcing the crankpin lift off.

As far as the new design solutions are concerned the following must be mentioned:

- flex system – electronic control system for fuel injection of common rail type and exhaust valve drive,
- main bearings co-machined with covers,
- rigid thrust bearing girder cast together with the intermediate piece – welding at low stress area,
- crank bearings – two thin bearing shells of white metal,
- con-rod big end bearings – bore for rod and cover co-machined,
- guide shoe – single-piece with white metal lining,
- improved stuffing box design – for low system oil consumption,
- Tribo Pack – provides minimal wear of piston, cylinder liner, piston rods – three years' time between overhauls,
- stiff support of the turbocharger, integrated with air receiver,
- air cooler arrangement – hanging tube stacks, fresh water cooling, simplified maintenance and cooler washing,
- improved design of water separator in charging air cooling system – essential for engine operating in tropical weather conditions.

An example of the optimisation from the viewpoint of execution costs is crankcase design. Machining of oblique surfaces is abandoned – fixing of external elements is applied on perpendicular surfaces of supports and flanges.

Similarly, the design of the cylinder head is optimised. Turning of the external surface is abandoned. Square shape of the cylinder head helps to achieve reduction in the distance between cylinders. Eight elastic holding-down studs arranged pair-wise in the head sides are used for fixing. Fig. 3 pictures the cylinder head with build-in outfit elements – exhaust valve with its drive, three injection valves and starting valve.

Much attention is paid to the combustion chamber. Careful selection of heat flow is achieved by the introduction of insulation tubes in the cooling bores of the cylinder head and cylinder liner flange as well as by the application of the insulation band in the cylinder liner upper part. As the result of the above the temperatures profile is optimised. Measured temperatures of hot elements in the combustion chamber at maximum engine output – mean effective pressure of 19,5 bar and at maximum engine speed 114 rpm are the following:

- cylinder head $T < 410^{\circ}\text{C}$ to avoid heat cracks,
- piston surface $T < 400^{\circ}\text{C}$ to avoid corrosion and provide temperature in oil cooling space,
- piston inside $T < 200^{\circ}\text{C}$ to avoid deposits in cooling bores,
- cylinder liner $T < 300^{\circ}\text{C}$ to avoid heat cracks,
- top ring $T < 260^{\circ}\text{C}$,
- exhaust valve sea $T < 320^{\circ}\text{C}$,
- exhaust valve disc $T < 400^{\circ}\text{C}$.

Measured temperatures on combustion chamber are pre-

w górnej części tulei a w konsekwencji zoptymalizowano rozkład temperatur. Zmierzone temperatury gorących części w komorze spalania dla punktu pracy przy średnim ciśnieniu efektywnym 19,5 bara i 114 obr/min są następujące:

- głowica cylindrowa $T < 410^{\circ}\text{C}$, co pozwala na uniknięcie pęknięć cieplnych,
- tłok $T < 400^{\circ}\text{C}$, dla uniknięcia korozji i zapewnienia temperatury w przestrzeni chłodzonej olejem wewnątrz tłoka $T < 200^{\circ}\text{C}$, co pozwala na uniknięcie tworzenia się osadów w wierceniach omywanych przez olej chodzący,
- tuleja cylindrowa $T < 300^{\circ}\text{C}$ dla uniknięcia pęknięć cieplnych,
- górny pierścień $T < 260^{\circ}\text{C}$,
- gniazdo zaworu wylotowego $T < 320^{\circ}\text{C}$,
- grzybek zaworu wylotowego $T < 400^{\circ}\text{C}$.

Rozkład temperatur w komorze spalania przedstawia rys. 4. Wszystkie temperatury ekstrapolowano na powierzchnie wewnętrzne komory spalania.

Podobnie dokładnej analizie poddano rozkład temperatur na powierzchni tulei cylindrowej. Zastosowany w górnej części tulei izolacyjny bandaż teflonowy pozwala utrzymać właściwą temperaturę ścianek wewnętrznych, co zapobiega korozji siarkowej.

Do smarowania tulei cylindrowych zastosowano praski smarne według nowego rozwiązania. Są one napędzane elektrycznie a wielkość dawki oleju jest zależna od sygnału z systemu sterowania silnika i liniowo zmienna nie tylko od prędkości obrotowej silnika, ale także od jego obciążenia. W układzie smarowania zastosowano króćce smarne z akumulatorami ciśnienia.

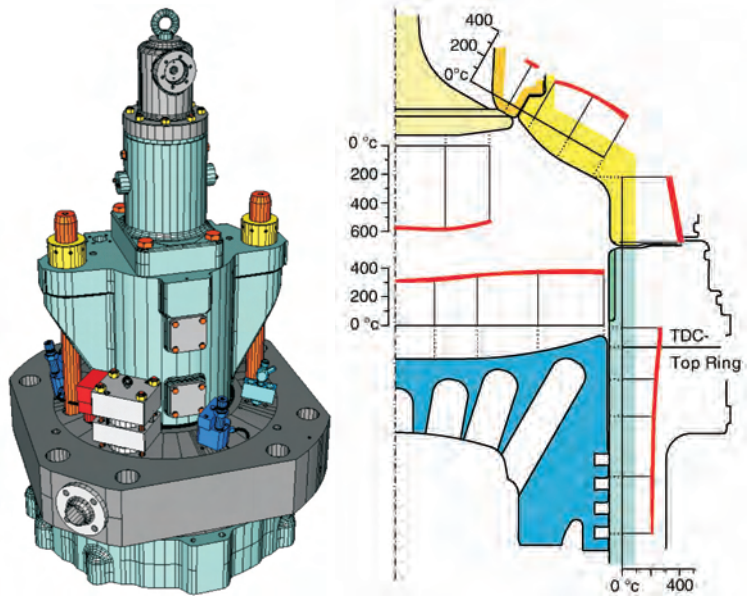
Mała kondensacja kwasu siarkowego wymaga mniejszej ilości oleju smarnego dla neutralizacji. Dawka oleju smarnego dla silników wyposażonych w pakiet TriboPack – Sulzer RTA i RT-flex wynosi poniżej 1 g/kW·h. Zużycie tulei cylindrowych w tej generacji silników wynosi $< 0,02$ mm na średnicy, na 1000 godzin pracy silnika.

Przedstawione powyżej rozwiązania wprowadzone do nowego silnika RTA60C pozwoliły na wykreowanie nowego produktu, który spełnia oczekiwania klientów. Potwierdzono to w trakcie prób fabrycznych i w eksploatacji pierwszych silników. Aktualnie Wärtsilä może się pochwalić dalszymi zamówieniami na ten typ silnika. Niebagatelną rolę w tym sukcesie odegrał system elektronicznego sterowania wtryskiem paliwa i pracą zaworów wylotowych RT-flex.

System Common Rail RT-flex

Sterowanie elektroniczne wtryskiem paliwa nie jest niczym nowym w konstrukcji silników spalinowych, jest szeroko stosowane w czterosurowych wysokoprężnych silnikach trakcyjnych i zestawów prądotwórczych w pojazdach wszelkiego typu.

Zastosowanie tego rozwiązania w dwusurowym silniku okrętowym napędu głównego wymagało jednak rozwiązania szeregu dodatkowych problemów związanych z rodzajem stosowanego paliwa – o dużym zróżnicowaniu lepkości aż do 700 cSt przy 50°C wraz z koniecznością podgrzewania i utrzymywania wysokiej temperatury wtryskiwanego paliwa



presented in Fig. 4. All

measured temperatures are extrapolated to the inside surface of combustion chamber elements.

Temperatures on the cylinder liner surface also undergo such detailed analysis. Insulation of teflon band applied in the cylinder liner upper part allows to maintain constant high temperature on inside walls to avoid sulphur corrosion.

For cylinder liner lubrication new design in the lubrication pump is applied. Pumps are electronically driven and the oil feed rate is regulated by the engine control system and is proportional to both engine speed and load. Cylinder oil distributors of the accumulator type are applied in the lubricating system.

Low condensation of sulphuric acid requires less lubricating oil for neutralization. Oil feed rate of Tribo Pack equipped Sulzer RTA and RT-flex engines is equal or below 1 g/kWh. The cylinder liner wear in this engine generation amounts to 0,02 mm on the cylinder liner diameter during the period of 1000 running hours.

The above presented design solutions applied on the new engine allowed to create a new good product which meets customers' expectations. This was confirmed during the shop trials and operation of the very first engines. Currently, Wärtsilä may boast about further orders placed for that engine type. A considerable part of the success is attributed to the full electronic control of fuel injection and exhaust valve operation.

RT-flex Common Rail System

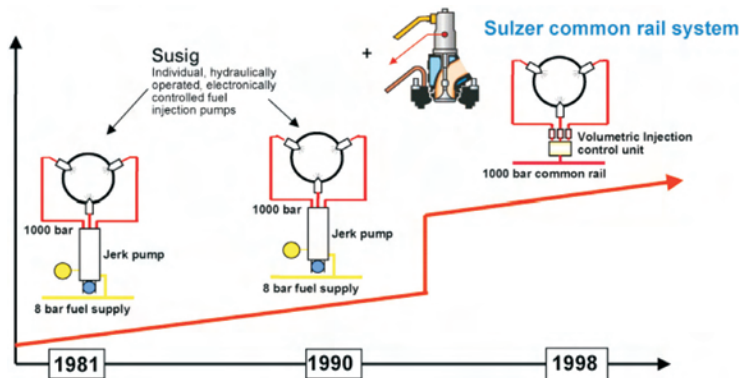
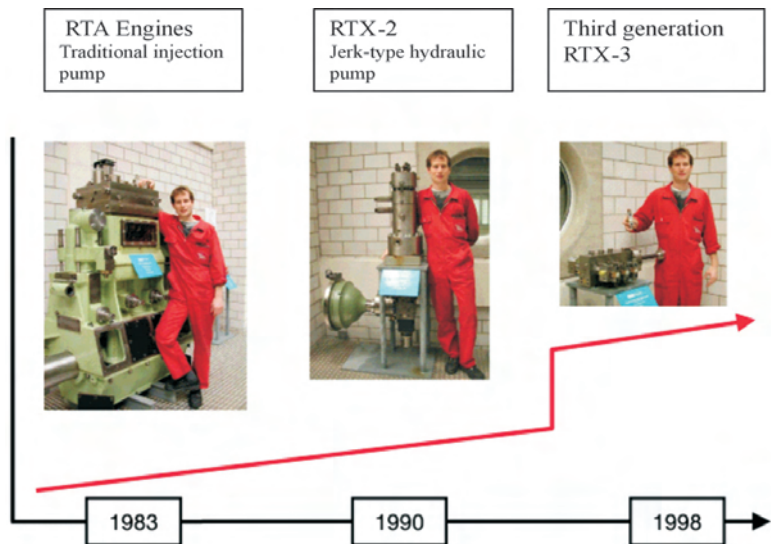
Fuel injection electronic control is, of course, not a new idea applied in the design of combustion engines – it is widely used in high-pressure four-stroke engines, traction engines and gensets.

However, the application of that solution on the two-

(w granicach do 160°C), ilością przetwarzanego paliwa i wymaganą wysoką niezawodnością systemu. Dodatkową trudnością była konieczność spełnienia przez system rygorystycznych wymogów towarzystw klasyfikacyjnych, co warunkowało możliwość zastosowania rozwiązania jako napęd główny jednostek pływających.

Prace nad systemem elektronicznego sterowania trwały w firmie Sulzer od początku lat 80-tych. Do roku 1990 koncentrowano się na dostosowaniu istniejących konstrukcji pomp wtryskowych do sterowania elektronicznego. Czynnikiem roboczym w tym rozwiązaniu był olej z obiegu smarnego silnika – rozwiązania I i II generacji RTX-1 i RTX-2.

Na początku lat 90-tych Sulzer zrezygnował z dalszych prac nad tą koncepcją, głównie z uwagi na konieczność stosowania skomplikowanego układu akumulatorów minimalizujących skutki spadków ciśnienia czynnika roboczego przy



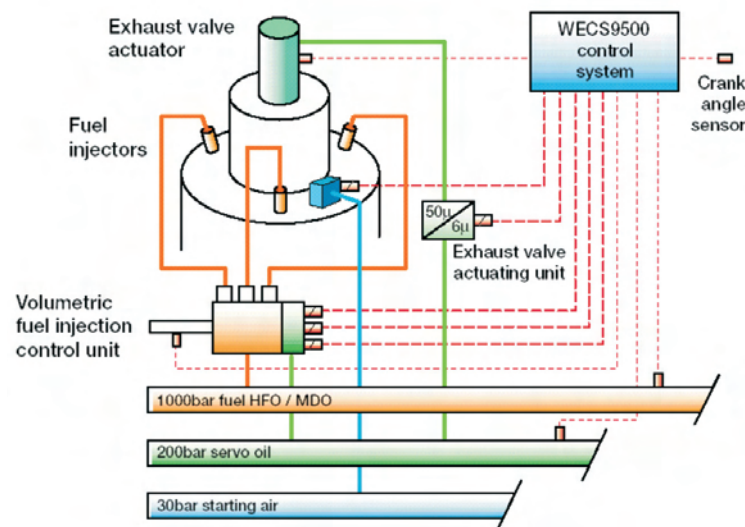
stroke marine engine for main propulsion required solving additional problems with same grades of used fuel oil characterised by varied viscosity up to 700 cST at 50°C as well as with the necessity of injected fuel heating and maintaining high temperature of injected fuel (up to 160°C), volume of injected fuel and required high reliability. Additional difficulty was that the engine had to comply with the rigorous requirements imposed by classification societies. This conditioned incorporating this solution as the main propulsion system for vessels.

The works over the electronic control system have been conducted in Sulzer from the beginning of the 1980's. Till 1990 works were concentrated on adapting the already used fuel injection pumps to electronic control. The working factor there was the servo oil – solutions I and II of RTX-1 and RTX-2 generations.

At the beginning of the 1990's further works over that idea were given up by Sulzer, mainly because it was necessary to employ a complicated system of accumulators which were minimizing the results of drops in the working factor when forcing the fuel through the injection pump. A new concept of stable pressure rail – Common Rail – and the third generation of RTX-3 system was the next step in the development. Control of exhaust valves and starting valves actuation were also incorporated in that solution. Stages of the development of fuel injection electronic system are presented in Fig. 5 and 6.

Application of engine operation electronic control allowed for the simplification in the engine mechanical system – installation of camshaft and fuel injection pumps mechanical drive have been given up, mechanical timing and engine maintenance have been simplified.

Required safety has been achieved by redundancy principle – important system elements have been duplicated – pumps, supply pipes, electronic systems, etc. Flexible control of fuel injection, exhaust valve operation and engine actuation have been achieved.



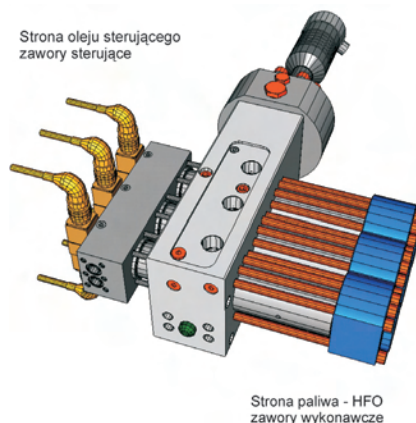
wykonywaniu pracy przetłaczania paliwa przez pompę wtryskową. Przyjęto nową koncepcję szyny stałego ciśnienia *common rail*, powstała trzecia generacja systemu RTX-3. Do tego rozwiązania włączono również sterowanie pracą zaworów wydechowych i zaworów rozruchowych. Kolejne fazy ewolucji systemu elektronicznego sterowania przedstawiono na rys. 5 i 6.

Zastosowanie na silniku elektronicznego sterowania umożliwiło uproszczenie układu mechanicznego przez rezygnację z wału rozrządu i mechanicznego napędu pomp wtryskowych oraz mechanicznego napędu aktuatorów sterujących pracą zaworów wydechowych. Umożliwiło to uproszczenie mechanicznej regulacji i obsługi silnika.

Wymagane bezpieczeństwo pracy uzyskano poprzez przyjęcie zasady nadmiarowości – zdublowanie podstawowych elementów systemu: pompy i przewodów zasilających, układów elektronicznych itd. Uzyskano elastyczne sterowanie wtryskiem paliwa i pracą zaworów wydechowych oraz rozruchem silnika. Rozdzielono układ wytwarzania wysokiego ciśnienia paliwa od układu kontroli funkcji systemu. Rys. 7 przedstawia schemat systemu flex.

Główne cechy układu elektronicznego sterowania RT-flex to:

- wspólna szyna paliwowa *common rail* zasilana paliwem pod ciśnieniem 1000 bar przez dwa przewody z dwóch niezależnych sekcji pompy wysokiego ciśnienia,
- wspólna szyna olejowa zasilana olejem pod ciśnieniem 200 bar przez dwa przewody z dwóch niezależnych sekcji pompy wysokiego ciśnienia,
- wykorzystanie oleju pod ciśnieniem 200 bar jako czynnika roboczego do sterowania zaworów wykonawczych w układzie wtrysku paliwa oraz do sterowania pracą zaworów wydechowych,
- precyzyjna kontrola dawki wtryskiwanego paliwa,
- oddzielenie paliwa od zaworów sterujących – bardzo istotne przy stosowaniu paliwa ciężkiego,
- pompa paliwowa wysokiego ciśnienia zaadaptowana z silnika czterosuwowego Sulzer ZA40S,
- zmienna wartość dawki wtryskiwanego paliwa z możliwością swobodnego kształtowania ciśnienia wtrysku,
- stały poziom ciśnienia w szynie paliwowej i przewodach zasilających,
- brak dymienia przy wszystkich prędkościach eksploatacyjnych,
- stabilne obroty minimalne w zakresie 10 do 12% obrotów odniesione do punktu maksymalnej mocy ciągłej,
- zmniejszone zużycie paliwa przy niepełnych obciążeniach,
- zmniejszenie wymogów odnośnie kwalifikacji obsługi dzięki uproszczonej regulacji silnika,
- redukcja kosztów eksploatacji dzięki precyzyjnej kontroli ilości podawanego paliwa i wydłużeniu okresów między przeglądami,
- większa dyspozycyjność i niezawodność dzięki zastosowaniu nadmiarowości: zdublowaniu pomp, przewodów zasilających

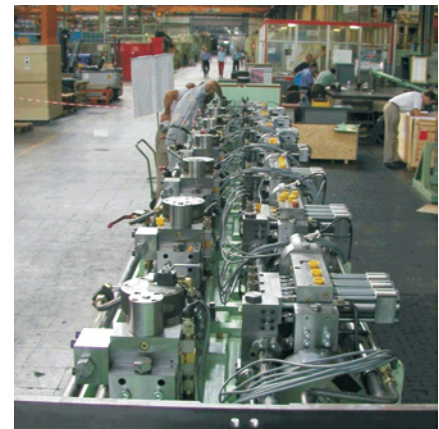


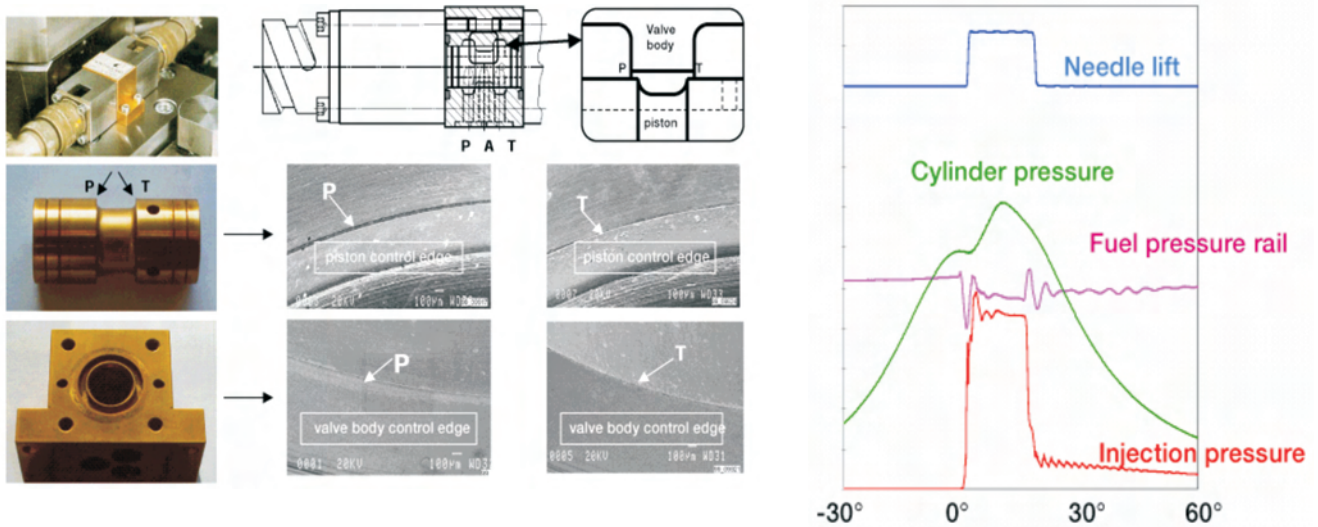
System of high pressure generation has been separated from the system control functions. Fig. 7 presents the schematic of the flex system.

Main features of the RT-flex electronic control are the following:

- common fuel rail fed with fuel oil at the pressure of 1000 bar supplied by two independent sections of high pressure pump,
- common oil rail fed with oil at the pressure of 200 bar supplied by two independent sections of high pressure pump,
- servo oil at the pressure of 200 bar used as a working factor in the fuel injection unit, actuating valves control and exhaust valves control,
- precise control of injected fuel,
- fuel oil is separated from the control valve – essential for heavy fuel oil,
- high pressure fuel pump adapted from well-proven four-stroke Sulzer engine ZA40S,
- variable injection rate shaping and free selection of injection pressure,
- stable pressure levels in common rail and supply pipes,
- smokeless operation at all operation speeds,
- low, stable running speeds down to 10-12% of nominal speed for maximum continuous engine rating,
- reduced fuel consumption at part-loads,
- reduced maintenance requirements achieved by simplified engine settings,
- reduced running costs through precise volumetric fuel injection control leading to extendable times between overhauls,
- higher availability and reliability given by the build-in redundancy – duplicated pumps, feeding pipe and electronic systems,
- low emission of NO_x at all operation loads complying with MARPOL 1973/76 Convention, Annex VI.

The system is electronically controlled by Wärtsilä Electronic Control System. The system collects information about engine operation and realises the commands input by the servicing staff. It co-operates with Remote Control and Alarm System –





jących, systemów elektronicznych,
 – niska emisja tlenków azotu w całym zakresie obciążeń eksploatacyjnych spełniająca wymogi MARPOL 1973/78 Aneks VI.

Pracą systemu steruje elektroniczny układ kontrolny – Wärtsilä Electronic Control System. Układ zbiera informacje o pracy silnika i realizuje komendy zadane przez obsługę. Współpracuje z Systemem Sterowania i Zabezpieczeń Silnika DENIS – 9, elektronicznym systemem pomiaru prędkości obrotowej i systemem alarmowym siłowni. Niezależne moduły elektroniczne decydują o pracy każdego z cylindrów i kształtują wtrysk paliwa zgodnie z poleceniem wypracowanym przez główny blok sterowania.

Sercem układu jest zespół zaworów sterujących i wykonawczych mocowany bezpośrednio na wspólnej szynie paliwowej i szynie olejowej. Technologia ich produkcji stanowi tajemnicę firmy. Pracują one w ekstremalnych warunkach, przy ciśnieniu paliwa ciężkiego 1000 bar i wysokiej temperaturze. Zespół zaworów sterujących pokazano na rys. 8 i rys. 9.

Doświadczenia eksploatacyjne wykazały, że konstrukcja zaworów i przyjęta technologia ich wykonania w pełni potwierdziła założenia projektantów. Przeprowadzony przegląd elementów zaworu sterującego po wykonaniu 300 milionów cykli pracy przy ciśnieniu od 0 do 200 bar wykazał zużycia dalekie od granicznych. Na wykonanych zdjęciach makroskopowych wyraźnie widać ostre, niezużyte krawędzie sterujące korpusu zaworu tłoczka rozdzielacza. Stan elementów zaworu stwierdzony w trakcie przeglądu przedstawia rys. 10.

Na rys. 11 przedstawiono wykres ciśnienia paliwa, ciśnienia spalania i skoku iglicy zaworu wtryskowego. Ilustruje on normalny cykl pracy, w którym wszystkie wtryskiwacze uruchamiane są jednocześnie. Z wykresu przebiegów ciśnień widać wyraźnie zalety systemu:

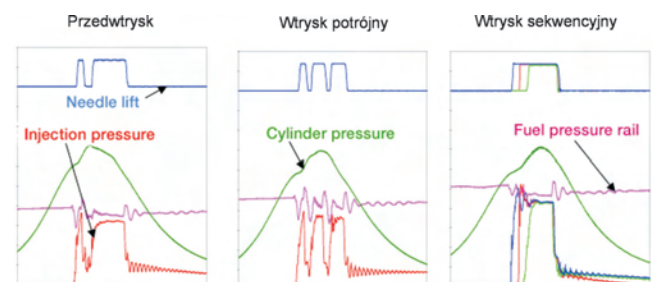
- szybkie zakończenie momentu wtrysku co gwarantuje wysoką wydajność – oszczędności w zużyciu paliwa,
- brak znacznego spadku ciśnienia w szynie paliwowej podczas wtrysku paliwa,
- małe wahania ciśnienia w szynie paliwowej podczas całego cyklu pracy.

DENIS-9,
 an elec-
 tron-
 ic system to measure engine

revolution and engine room alarm system. Independent electronic modules control the operation of each cylinder and shape the injected fuel pattern according to commands given by the main control block.

The heart of the system is a section of control and actuating valves fixed directly on the common fuel rail and common oil rail. Production technology of these is Wärtsilä's official secret. The valves operate in extreme conditions, at 1000 bar pressure of heavy fuel oil and very high temperature. The section of control valves is presented in Fig. 8 and 9.

Experiences gained during the engine operation has shown that the valve design and technology employed to their execution fully confirmed the assumptions made by design engineers. The inspection of control valve components made after 300 000 000 operation cycles at the pressure of 0 – 200 bar showed that the wear rate was far from the set limits. Macroscopic pictures clearly show sharp not worn valve body control edges on the distributor plunger. The condition of valve components estimated during the inspection is presented in Fig. 10.



Niezależne sterowanie każdego z wtryskiwaczy pozwala swobodnie kształtować wtrysk paliwa i optymalnie dopasować go do warunków pracy silnika. Jest to szczególnie ważne przy obciążeniach częściowych i minimalnych obrotach silnika.

Możliwy jest wtrysk wstępny przed wtrysnięciem zasadniczej dawki paliwa, podział wtrysku na trzy etapy oraz wtrysk sekwencyjny. Przebieg zmian ciśnienia i skoku iglicy wtryskiwacza przy różnych kombinacjach w kształtowaniu wtrysku paliwa pokazano na rys. 12.

Przy małych prędkościach obrotowych silnika, np. w czasie manewrów w basenie portowym, możliwa jest praca pojedynczych wtryskiwaczy. W tym przypadku paliwo przy kolejnych suwach pracy wtryskiwane jest na zmianę kolejno przez każdy z trzech wtryskiwaczy danego cylindra. Umożliwia to optymalne rozpylenie niewielkiej dawki paliwa koniecznej do pracy przy niewielkim obciążeniu. Jest to bardzo istotne dla jego właściwego wykorzystania w procesie spalania przy niewielkiej ilości powietrza jaka jest dostarczana do cylindra przy niskim obciążeniu. Wydajność turbosprężarki optymalizowana jest zazwyczaj dla znamionowych warunków pracy i przy małych obciążeniach występuje niedobór powietrza, co powoduje konieczność stosowania dodatkowych dmuchaw doładowujących.

W rezultacie silnik ze sterowaniem elektronicznym typu flex ma znacznie mniejszą skłonność do dymienia przy rozruchu i obciążeniach częściowych. Bardzo dobrze pokazuje to wykres na rys. 13. Porównano tutaj skłonność do dymienia silnika konwencjonalnego i silnika RTA58T-B wyposażonego w sterowanie elektroniczne typu flex.

Bardzo istotną cechą silnika wyposażonego w elektroniczne sterowanie typu flex jest zdecydowana poprawa elastyczności pracy i manewrowości. W tradycyjnym układzie napędowym, gdzie silnik bezpośrednio napędza śrubę, decyduje to w dużej mierze o pełnej kontroli nad manewrowością statku przy wejściu do portu i w basenie portowym oraz w sytuacjach awaryjnych, przy konieczności szybkiego zatrzymania statku. System flex zapewnia:

- zoptymalizowanie procesu spalania przy niskich obciążeniach – praktycznie uzyskane stabilne prędkości obrotowe minimalne na poziomie 10 do 12 obr/min, gdy w silniku konwencjonalnym minimalne prędkości obrotowe wynosiły około 30 do 35 obr/min,
- usprawnienie procesu rozruchu silnika – początek otwarcia zaworu rozruchowego i czas podawania powietrza rozruchowego, niskie prędkości obrotowe zapłonowe, właściwe spalanie od początku pracy silnika.

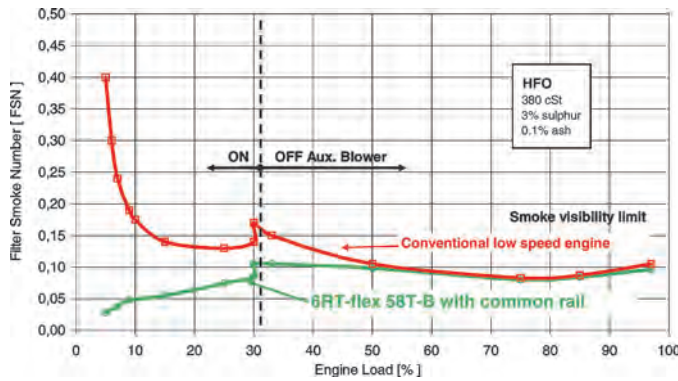


Fig. 11 presents the diagram of fuel pressure, combustion pressure and injection valve needle lift. It pictures a normal operation cycle when all injectors act in unison. The pressure diagram clearly indicated the benefits given by the system:

- quick injection process providing high efficiency and fuel economy,
- no considerable pressure drop in the fuel rail during fuel injection moment,
- small pressure damping waves in the fuel rail during full operation cycle.

Separate control of each injector allows to freely shape fuel injection pattern and optimally match it with the engine operating conditions. This feature is essential for part-loads and minimal engine speeds.

Pre-injection, triple injection and sequential injection are possible. The diagram of pressure changes and injection needle lift at the variety of fuel injection patterns are demonstrated in Fig. 12.

At slow running speeds of the engine while wet dock manoeuvring, the actuation of separate injectors is possible. In this case at subsequent strokes the fuel is interchangeably injected through each one of the three injectors of particular cylinder. This enables the optimal injection of small fuel volume needed for engine operating at low load. This is essential for appropriate fuel use during the combustion process with small amount of air delivered to the cylinder at low engine load. The turbocharger efficiency is usually optimised to the nominal operating conditions and at low loads there occurs air deficiency which forces the application of additional charging blowers.

As a result flex electronic control equipped engine is characterized by lower smoke emissions at actuation moment and at part-loads. This is very well presented in Fig. 13. Here the smoke measurements of conventional low speed engine are compared with engine RTA58T-B with the flex electronic control system.

A very crucial feature of the flex electronically controlled engine is that it allows for a considerable improvement of operation flexibility and manoeuvring abilities of the vessel. In conventional propulsion system where the propeller is directly driven by the engine itself the flexibility feature has a substantial meaning for full control over manoeuvring during port approaches, in wet dock as well as in emergency situations when the engine must be quickly stopped. Flex system provides the following:

- optimal combustion process at low loads – stable minimal engine speeds at the level of 10 – 12 rpm.; while the minimal engine speeds from conventional engine amount to 30 – 35 rpm,
- improved engine actuation process – fuller control over the starting air supply, low ignition speed, complete combustion process from the very beginning of engine operation.

These two features are remarkably significant engine most extreme ‘emergency manoeuvring’ at full vessel speed (engine operates at speed and power corresponding to the nominal operation point) when the vessel must be stopped in shortest

Te dwa czynniki są szczególnie ważne przy najbardziej ekstremalnym dla silnika „manewrze awaryjnym” – przy pełnej prędkości statku (silnik pracuje z mocą i przy obrotach odpowiadających znamionowemu punktowi pracy) należy w możliwie najkrótszym czasie zatrzymać statek. Realizowane to jest przez podanie powietrza hamującego, uruchomienie go w kierunku przeciwnym i rozpędzenie do znamionowych obrotów w kierunku na wstecz. Poprawne wykonanie tego manewru decyduje o bezpieczeństwie jednostki pływającej. Można więc powiedzieć, że system flex jest optymalnym rozwiązaniem konstrukcyjnym dla dwusuwowego silnika okrętowego dużej mocy zastosowanego do napędu bezpośredniego statku wyposażonego w śrubę stałą.

Zakończenie

Przedstawione powyżej nowatorskie rozwiązania i wynikające z tego cechy silników RT-flex60C skłaniają do stwierdzenia, że silnik pozwala na istotne oszczędności finansowe podczas jego eksploatacji; poprzez redukcję wielu elementów mechanicznych, zwłaszcza sterujących, jest prostszy w obsłudze i niezawodny. Poprawie uległa manewrowość jednostki pływającej ze względu na większą elastyczność pracy silnika, którą do tej pory zapewniały tylko napędy ze śrubą nastawną.

Pierwszy raz system flex do eksploatacji wszedł wraz silnikiem RT-flex58T-B na masowcu 47.950 tdW „Gypsum Centennial”. Przegląd silnika i sterowania flex po pierwszym roku eksploatacji (5295 godzin pracy), wykonany w ubiegłym roku w Tampie na Florydzie wykazał bardzo dobry stan ele-

time possible. This is achieved by supplying the stopping air to the engine, starting the engine in the opposite direction, and run up the engine to the nominal speed astern. correct manoeuvring process decides in that case about the safety of the vessel. Thus, it may be stated that the flex system is most optimal design solution for large two-stroke marine diesel engine applied for the direct drive of the vessel equipped with the fixed pitch propeller.

Conclusion

The innovative solutions presented above and the features of the RT-flex60C engines incline to state that that engine type provide considerable savings during engine operation by the reduction of numerous mechanical components, especially those control ones – the engine is easy to be operated and reliable. Engine manoeuvrability has been considerable improved as regards the higher engine flexibility, which has only been possible with engines driven by the adjustable pitch propeller.

The RT-flex system first entered service in the bulk carrier ‘Gypsum Centennial’ of 47 950 tdW with engine RT-flex58T-B. Inspection of the engine and the flex control system after the first year of operation – 5295 operating hours – was made last year in Tampa, Florida and it confirmed good condition of engine components and control system.

The RT-flex 60C engine are slowly winning the trust of shipowners, the number of contracts signed is increasing. Engines are mainly build in Korea and China. At the beginning of 2004, on 29 January2004, a contract for the next 8 engines

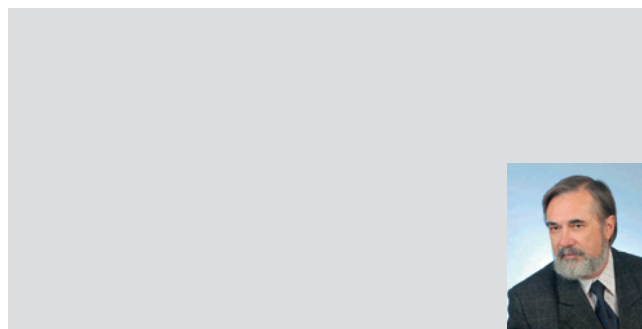
Literatura/Bibliography

- [1] Mańczak J.: Silnik Okrętowy Sulzer RT-flex60 C dla statków średniej wielkości. Referat z Sympozjum Silników Spalinowych, H.Cegielski-Poznań, czerwiec 2003.
 - [2] Huber K., Güttinger B.: First year of service successfull for first Sulzer RT-flex, Wärtsila, Switzerland.
 - [3] Demmerle R.: The first Sulzer RT-flex60C, Wärtsila, Switzerland.
 - [4] Aeberli K.: Expanded Sulzer RT-flex engine range, Wärtsila Switzerland.
 - [5] Aeberli K., McMillan J.: Common Rail At Sea: The Sulzer RT-flex Engine, Wärtsila, Switzerland.
 - [6] Sulzer RT-flex60C – Technology Review – Wärtsila Corporation.
 - [7] Sulzer RT-flex low-speed engines – Wärtsila Corporation.
 - [8] Diesel engines Program 2003 – H.Cegielski – Poznań S.A.
 - [9] Marine Power Systems 2003 – Wärtsila Corporation.
 - [10] Engine Selection and Project Manual – Sulzer RT-flex60C, Wärtsila Corporation.
- Strony internetowe:
www.hcp.com.pl

Skróty i oznaczenia/Nomenclature

Aux. Blower – dodatkowa dmuchawa
Conventional low speed engine – typowa niska prędkość obrotowa silnika
Crank angle sensor – czujnik kąta obrotu wału korbowego
Cylinder pressure – ciśnienie w cylindrze
Exhaust valve actuator – element wykonawczy zaworu wylotowego
Fuel injection – wtrysk paliwa
Fuel pressure rail – ciśnienie paliwa w akumulatorze
Individual, hydraulically operated, electronically controlled fuel injection pumps – indywidualne, hydrauliczne, sterowane elektronicznie pompy wtryskowe paliwa
Injection pressure – ciśnienie wtrysku
Needle lift – wznios iglicy wtryskiwacza
Smoke visibility limit – granica dymienia
Starting air – powietrze rozruchowe

Volumetric fuel injection control unit – jednostka objętościowego sterowania wtryskiem paliwa
TDC – *Top Dead Center* – górne martwe położenie tłoka
Top Ring – górny pierścień tłoka



Andrzej KRUPA*

Silniki sterowane elektronicznie – zaawansowanie wdrożenia

W artykule przedstawiono koncepcję okrętowego dwusuwowego silnika MAN B&W Diesel bez wału rozrządu, sterowanego elektronicznie, pierwsze doświadczenia eksploatacyjne oraz zasady jego pracy.

Słowa kluczowe: silniki okrętowe, elektronicznie sterowany wtrysk paliwa, elektronicznie sterowany rozrząd

State of the Art of electronically controlled Engines

The paper presents technical concept of MAN B&W Diesel electronically controlled camshaft-less marine two-stroke diesel engine, its operating principles and first service experience.

Key words: ship engines, electronic controlled injection, electronic controlled valve lift and timing

Wstęp

W grudniu 2003 roku łączna moc zamówionych dwusuwowych wolnoobrotowych silników MAN B&W Diesel z rodziny MC osiągnęła historyczny poziom 100 GW. Od 1982 roku, to znaczy od czasu uruchomienia pierwszego silnika z rodziny MC, ponad 8000 silników zostało zamówionych lub dostarczonych do klientów na całym świecie. To wydarzenie wiąże się także z sukcesem wprowadzenia na rynek przez firmę MAN B&W Diesel dwusuwowych, wolnoobrotowych, sterowanych elektronicznie silników bez wału rozrządu. Zasluguje to na wzmiankę w historii tak, jak pierwszy silnik Rudolfa Diesla testowany w Augsburgu, pierwszy pełnomorski statek napędzany silnikiem Diesla, Selandia z 1912 roku, wprowadzenie w 1954 roku turbodoładowania do silników dwusuwowych czy pierwszy system SCR (selektywnej redukcji katalitycznej) zainstalowany na statku w 1989 roku.

Sterowanie elektroniczne powoli lecz w sposób ciągle opanowuje świat żeglugi morskiej. Sterowanie z mostka, systemy alarmowe i regulatory od długiego czasu wykorzystują elektronikę. Elektronika na pokładach statków osiągnęła wysoki poziom i podobny proces dotyczy obecnie bezpośrednio silnika. Artykuł niniejszy opisuje zaawansowanie wdrożenia sterowania elektronicznego dwusuwowych okrętowych silników MAN B&W Diesel typu MC. Ich wersja elektroniczna została oznaczona jako silniki ME.

W silnikach ME elektronika jest wykorzystywana do kontroli procesu wtrysku, sterowania zaworem wylotowym i zintegrowanego procesu sterowania silnikiem. Poprawiono elastyczność pracy silnika, dając armatorowi wiele korzyści opisanych w artykule. Doświadczenia eksploatacyjne z pierwszych 17.000 godzin pracy silnika ME znalazły także swoje odzwierciedlenie w artykule. Koncepcja silnika i pozytywne doświadczenia eksploatacyjne zostały potwierdzone rosnącą liczbą zamówień na silniki ME.

Silniki ME

Firma MAN B&W przedstawiła propozycję handlową dotyczącą silników ME w 2002 roku. Silniki ME będą promowane równolegle z rodziną silników MC. Program produkcyjny silników pokazano na rys. 1. Oznaczenie „E” wskazuje, że silnik jest „Elektroniczny”, „Ekologiczny”, „Ekonomiczny”.

Silnik nawiązuje także do koncepcji silnika inteligentnego, wykorzystującego elektroniczny układ do sterowania hydraulicznie napędzanego systemu wtrysku paliwa i hydraulicznie napędzanego zaworu wylotowego. Energia uruchamiająca

Introduction

In December 2003 MAN B&W Diesel A/S engine orders have reached the historical output figure of 100,000,000 kW with the company's range of low speed two-stroke MC engines. About 8,000 MC type engines have been ordered or delivered to customers all over the world since the first MC engine started in 1982. This historical milestone connects with the successful introduction of the MAN B&W Diesel A/S electronically controlled camshaft-less low speed diesel engines. It deserves a place in history like Rudolf Diesel's first engine in Augsburg, the 1912 motor vessel Selandia, the introduction of turbocharging on two-stroke diesels in 1954, and the first SCR (Selective Catalytic NO_x Reduction) system on ships in 1989.

Electronic control has slowly but steadily penetrated the maritime world. Bridge control, alarm system and governors have for a long time utilized electronics. Electronics onboard ships have matured and a similar development is now coming to the engine itself. This paper describes the state of the art of the electronic development of MAN B&W two-stroke MC type diesel engines, the electronic version of which are designated the ME engines.

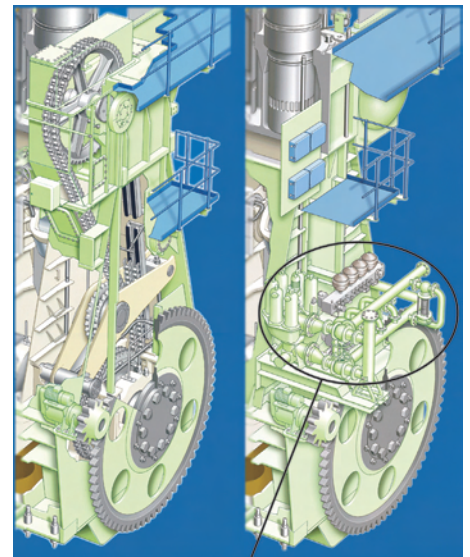
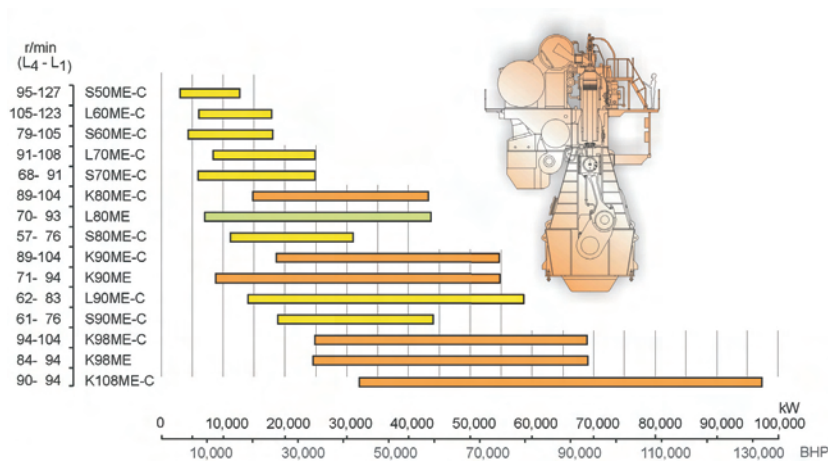
With the ME engines, electronics is now utilized to control the injection and exhaust valve and maneuvering system. The flexibility of the engine has been significantly improved, giving the shipowner a number of benefits as described in this paper. Service experience of the first 17,000 hours of the ME engine is being presented. The design and service experience has been acknowledged by growing order book for ME engines.

ME Engines

MAN B&W commercialized its so-called ME range of engines in 2002. The ME engines will be marketed in parallel with the Company's MC range. The engine program is shown in Fig. 1. The “E” in the name implies that these engines are “Electronic”, “Ecological” and “Economical”.

The engines, also referred to as Intelligent Engines, apply an electronic control system for their hydraulically operated fuel injection system and their hydraulically operated exhaust valve. The driving force comes from an engine driven common rail hydraulic oil loop with a pressure of about 200 bar, Fig. 2.

The fuel injection and exhaust valve activation are controlled by fast-acting high pressure valves referred to as Electronic Fuel Injection and Electronic Exhaust Valve Acti-



Hydraulic Power Supply

oba systemy pochodzą z napędzanego od silnika układu hydraulicznego rozprowadzającego wspólnym przewodem olej o ciśnieniu 200 bar (rys. 2).

Wtrysk paliwa i uruchomienie zaworu wylotowego są sterowane przez szybko działające, wysokociśnieniowe zawory nazwane odpowiednio *elektryczny wtrysk paliwa* i *elektryczne uruchamianie zaworu wylotowego*.

Jak można zauważyć na rys. 2, silniki serii ME nie posiadają wału rozrządu. W zamian dla doprowadzenia energii do wtrysku paliwa i podniesienia zaworu wylotowego wykorzystują system mechaniczno-elektryczny. Tradycyjny układ paliwa ciężkiego dla silnika jest pozostawiony tak, jak dla silników sterowanych mechanicznie. Zastosowano indywidualne tłoczkowe pompy wtryskowe z hydraulicznym napędem. Zabezpieczono układ hydrauliczny przed możliwością dostania się paliwa. Taki, bardzo elastyczny system pozwala modelować dowolny profil wtrysku (włączając w to uzyskiwany w systemie common rail) dla optymalnego jego dopasowania do stawianych wymagań pracy (rys. 3).

Korzyści wynikające z zastosowania silnika ME

Przewaga zastosowania silników z serii ME wynika z możliwości optymalnego doboru czasu, dawki i sposobu

vation.

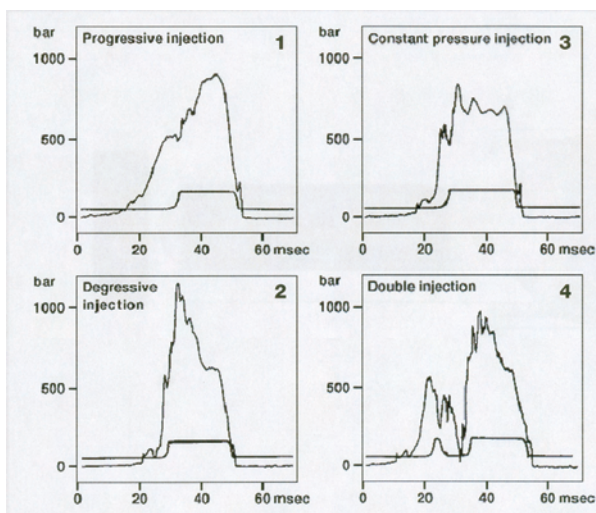
Hence, as seen in Fig. 2, the ME series of engines have no camshaft. Instead, to provide power for fuel injection and exhaust valve lifting, they utilize a mechatronic system. The loop for heavy fuel oil is retained, as on mechanically controlled engines, i.e. individual plunger type fuel pumps with hydraulic activation are used. Hence, no fuel oil will enter the hydraulic loop. This very flexible system makes it possible to model any injection pattern (including the one used in common rail systems) for optimum rate shaping, Fig. 3.

Benefits of the ME Engine

The advantages of the ME series of engines come from the fact that the timing and intensity of fuel oil injection and exhaust valve timing are kept optimal at all steady as well as transient conditions. This give lower fuel oil consumption and lower exhaust gas emissions.

The main development goals are enhanced reliability and operational flexibility, reduced operational costs and simplicity. In summary, the advantages of the ME engine are:

- well-proven traditional fuel injection pattern, Fig. 3, picture 1, and technology with increased fuel injection rate; all the knowledge and experience gained over many years on traditional engines can therefore be transferred to the ME engine,
- high injection pressure also at low load, Fig. 4,
- variable electronically controlled timing of fuel injection and exhaust valve opening, for lower SFOC and better performance parameters,
- slide-type fuel valves with zero sac volume, reducing fuel consumption and particle emission, Fig. 5,
- control system offering timing that is more precise, and thereby providing better engine balance and equalised thermal load in and between cylinders. Uniform combustion and heat load over the whole load spectrum. All minimise the risk of premature need for overhaul, and thus extend the lifetime of combustion chamber components,



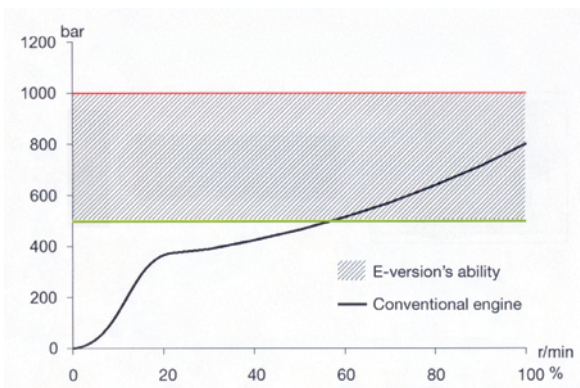
doprowadzenia dawki paliwa i czasu otwarcia zaworu wylotowego dla stabilnych i zmiennych warunków pracy silnika. Pociąga to za sobą obniżenie zużycia paliwa i obniża emisję szkodliwych związków.

Głównym celem rozwoju nowej konstrukcji było podniesienie pewności i elastyczności pracy silnika, zredukowanie kosztów obsługi oraz jej uproszczenie. Korzyści wynikające z zastosowania silnika ME są następujące:

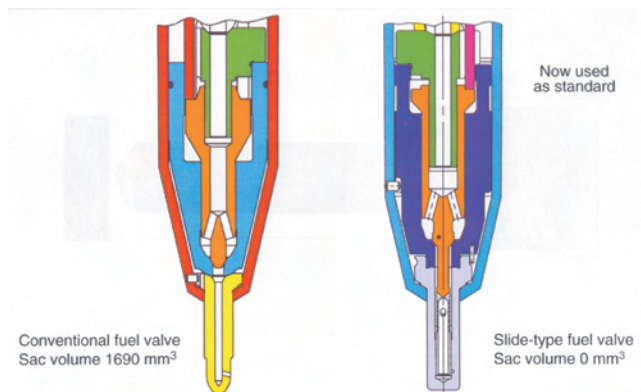
- wykorzystanie potwierdzonego w praktyce, tradycyjnego profilu wtrysku, rys. 3, wykres 1, z rosnącą dawką paliwa w czasie wtrysku; wiedza i doświadczenie zebrane przez wiele lat eksploatacji silników sterowanych mechanicznie może więc być przeniesiona na silniki z rodziny ME,
- wysokie ciśnienie wtrysku także dla obciążeń częściowych, rys. 4,
- zmienne, elektroniczne sterowanie czasem wtrysku paliwa i czasem otwarcia zaworu wylotowego prowadzi do uzyskania niższego zużycia paliwa i lepszych parametrów pracy silnika,
- końcówka wtryskiwacza typu *Slide* z zerową objętością części wylotowej (tzw. bezstudzienkowa), redukująca zużycie paliwa i emisję cząstek stałych, rys. 5,
- system sterowania czasem wtrysku paliwa i czasem otwarcia zaworu wylotowego jest bardziej dokładny, zapewnia lepsze wyrównoważenie silnika i wyrównanie obciążeń cieplnych w cylindrach i pomiędzy nimi; proces spalania w cylindrach jest bardzo podobny; wszystko to minimalizuje ryzyko przedwczesnej potrzeby przeglądu i przedłuża żywotność elementów komory spalania,
- znacząca poprawa pracy przy bardzo małych prędkościach obrotowych ze stabilnym ich utrzymaniem,
- szybsze uzyskiwanie znamionowej prędkości obrotowej (dobra akceptacja wzrostu obciążenia) silnika poprzez modyfikację czasu otwarcia zaworu wylotowego co powoduje dostarczenie większej ilości energii do turbosprężarki,
- lepsza nawrotność silnika i awaryjne zatrzymanie statku ze względu na optymalizację czasu otwarcia zaworu i czasu wtrysku paliwa w czasie trwania tych procesów,
- lepsze charakterystyki emisji zanieczyszczeń, mniejsza emisja NO_x i mniejsze dymienie silnika,
- oprogramowanie sterowania może być uaktualnione, gdy zostaną wprowadzone nowe przepisy dotyczące ochrony środowiska lub gdy zostanie osiągnięty postęp w dziedzinie poznania procesów spalania; w rezultacie, silnik pozostanie nowoczesny przez długi okres czasu,
- usunięcie części mechanicznych i zastąpienie ich blokami sterowania elektronicznego, wszystkich tego samego typu; oznacza uproszczenie urządzenia,
- każdy element elektroniczny, jeżeli jest taka potrzeba, może być wymieniony bez zatrzymywania silnika, który automatycznie powróci do normalnej pracy po wymianie uszkodzonego elementu. Taki system nazywa się *plug and play*.

Zasady pracy silnika ME

W dwusuwowym konwencjonalnym silniku typu MC wał rozrządu mechanicznie uruchamia pompę wtryskową paliwa i mechanizm otwarcia zaworu wylotowego. W działaniu, to mechaniczne związanie limituje elastyczność sterowania.



- significantly improved dead slow running with low and stable minimum rpm,
- faster acceleration (good load acceptance) of the engine by modifying the exhaust valve timing, thereby supplying more energy to the turbocharger,
- better astern and crash stop performance due to the optimised exhaust valve and injection timing,
- improved emission characteristics, lower NO_x and smokeless operation,
- the control software can be upgraded if new environmental regulations come into force and when new knowledge regarding combustion is achieved; the engine consequently remains up-to-date for a longer period of time,
- removing mechanical components and replacing them with electronic control units, all of which are of the same execution, means increased simplicity,
- any electronic part can, if necessary, be replaced without stopping the engine, which will automatically revert to normal operation after replacement of a defective unit; this is commonly referred to as a *plug and play* system.



Operating Principle of the ME Engine

In a conventional two-stroke MC diesel engine, the camshaft mechanically controls the fuel injection and the exhaust valve operation. In operation, this mechanical linkage limits timing flexibility.

Silnik ME jest wyposażony w oddzielne urządzenia mechaniczno-hydrauliczne współpracujące z elektronicznymi blokami i oprogramowaniem. Dla nazwania tych elementów wprowadzono nową terminologię, która jest zastosowana i wyjaśniona poniżej. Wprowadzenie elektronicznej kontroli procesu wtrysku i otwarcia zaworu wylotowego pozwala na indywidualną i ciągłą regulację parametrów pracy każdego cylindra podczas pracy silnika. Różnice pomiędzy silnikiem typu MC i ME to:

- napęd łańcuchowy wału rozrządu,
- wał rozrządu z krzywkami paliwowymi i krzywkami zaworów wylotowych,
- mechanizm napędu pompy wtryskowej,
- konwencjonalne pompy wtryskowe,
- mechaniczny napęd zaworów wylotowych i prowadnic rolek,
- rozdzielacz powietrza rozruchowego napędzany od silnika,
- regulator elektroniczny z aktuatorem (urządzeniem wykonawczym),
- wałek regulacyjny,
- pulpity sterujące silnikami,
- mechaniczne pompy dla oleju smarującego cylindry.

System sterowania silnika (rys. 6) jest przystosowany do standardowego układu zdalnego sterowania i posiada połączenie do układu sterowania z mostka, pulpitu sterowania w CMK i lokalnego stanowiska sterowania. Lokalne, awaryjne, stanowisko sterowania może być umieszczone w dowolnym miejscu w siłowni lub na silniku i zastępuje tradycyjną konsolę sterowania umieszczoną na silniku typu MC.

Cele projektu w postaci zwiększonej pewności pracy silnika, zmniejszenia kosztów eksploatacyjnych i uproszczenia konstrukcji osiągnięto poprzez uzyskanie wysokiego stopnia niezawodności połączonego z uproszczonymi naprawami, tak jak to opisano poniżej.

Centrala manewrowo-kontrolna. W *centrali manewrowo-kontrolnej* umieszczone są dwa komputery klasy PC. Jeden jest zainstalowany w głównym pulpicie sterowania. Pozwala on obsłudze statku przekazywać komendy sterowania, regulować parametry pracy silnika, wybierać rodzaj pracy, obserwować status systemu sterowania itd. Drugi jest komputerem administracyjnym i służy jako zabezpieczenie dla głównego komputera i obsługuje system CoCoS (*Computer Controlled Surveillance*) w przypadku jego zainstalowania.

Jednostka kontroli silnika. Dla pewności pracy w skład systemu kontroli wchodzi dwie *jednostki kontroli silnika* pracujące równolegle i wykonujące te same działania. Duplekują się wzajemnie i jeden jest w „gorącej rezerwie” dla drugiego. Jeżeli ulegnie uszkodzeniu działająca *jednostka kontroli silnika*, druga będąca w „gorącej rezerwie” przejmuje działanie bez jakiegokolwiek przerwania w ciągłości sygnału sterowania.

Jednostka kontroli silnika wykonuje następujące działania:

- funkcje regulatora prędkości obrotowej, rozkazy start/stop, określenie czasu i rodzaju wtrysku paliwa, określenie czasu otwarcia zaworu wylotowego, określenie czasu otwarcia zaworów rozruchowych, itp,

The ME engine is equipped with distinct hydraulic-mechanical equipment and its associated electronic hardware and software. For these parts, a new terminology has been introduced, which is explained and used in the following. The introduction of electronically controlled fuel injection and exhaust valve actuation permits individual and continuous adjustment of the timing for each cylinder while the engine is running. The differences between the MC and ME engines are:

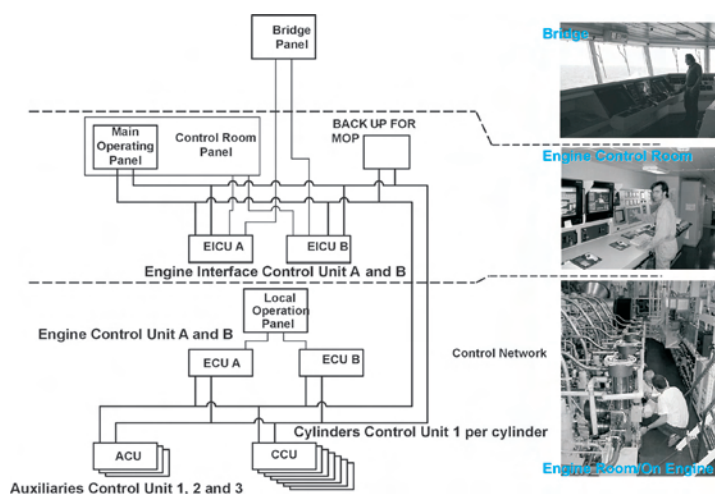
- chain drive for camshaft,
- camshaft with fuel cams and exhaust cams,
- fuel pump actuating gear,
- conventional fuel injection pump,
- exhaust valve actuating gear and roller guides,
- engine driven starting air distributor,
- electronic governor with actuator,
- regulating shaft,
- engine side control console,
- mechanical cylinder lubricators.

The Engine Control System (Fig. 6), is prepared for normal remote control, having an interface to the Bridge Control System, the Engine Room Control console and the Local Operating Panel. The latter can be placed anywhere in the engine room or on the engine, replacing the Engine-Side Control console of the MC engines.

The development goals of enhanced reliability, reduced operational costs and simplicity are achieved by a high degree of redundancy combined with simplified maintenance, as described in the following.

Engine Control Room. In the Engine Control Room, two Personal Computers (PC's) are located. One is located in the Main Operating Panel, i.e. a PC that allows the engineer to carry out all engine commands, adjust the engine parameters, select the running modes, and observe the status of the control system, etc. The other is an administration PC, also located in the Engine Control Room, to serve as back up for the operational PC and to run the CoCoS (Computer Controlled Surveillance) system, if installed.

Engine Control Unit. For redundancy purposes, the control system comprises two Engine Control Units operating in parallel and performing the same task. As they are duplicates



- ciągła kontrola pracy funkcji pomocniczych sterowanych przez *jednostki kontroli urządzeń pomocniczych*,
- połączenie do systemu monitoringu i bezpieczeństwa,
- połączenie do systemu *lubrykatorów alpha*,
- alternatywne rodzaje pracy.

Jednostka kontroli połączeń silnika. *Jednostka kontroli połączeń silnika* działa jako połączenie pomiędzy: *systemem sterowania z mostka* i panelem sterowania w *centrali manewrowo-kontrolnej*. Dwie niezależne *jednostki kontroli połączeń silnika* działają równolegle.

Jednostka kontroli urządzeń pomocniczych. W normalnym stanie pracy sterowanie urządzeniami pomocniczymi jest podzielone pomiędzy trzy jednostki. W przypadku awarii jednej jednostki jest wystarczające zabezpieczenie dla zapewnienia ciągłej pracy silnika.

Jednostki kontroli urządzeń pomocniczych prowadzą nadzór nad startem/stopem dmuchaw pomocniczych, kontrolują elektryczne i napędzane od wału korbowego silnika pompy olejowe *hydraulicznego układu zasilania*, itd.

Jednostka kontroli cylindra. System kontroli silnika zawiera jedną *jednostkę kontroli cylindra* na każdy cylinder silnika. *Jednostka kontroli cylindra* kontroluje *elektroniczny wtrysk paliwa, elektroniczne uruchamianie zaworu wylotowego i zawór powietrza rozruchowego* zgodnie z poleceniami od *jednostki kontroli silnika*.

Wszystkie *jednostki kontroli cylindra* są identyczne i w przypadku uszkodzenia *jednostki kontroli cylindra* jednego cylindra, tylko ten cylinder będzie wyłączony z działania.

Należy zwrócić uwagę, że każda jednostka kontroli może być wymieniona bez zatrzymywania silnika, który wraca do normalnego stanu pracy natychmiast po wymianie uszkodzonej jednostki.

Hydrauliczna jednostka cylindra. *Hydrauliczna jednostka cylindra*, jedna na cylinder, składa się z bloku podstawy, na którym zamontowany jest blok rozdzielacza. Blok rozdzielacza połączony jest z kilkoma akumulatorami dla zabezpieczenia odpowiedniego dopływu oleju w momencie poboru przez *elektroniczny wtrysk paliwa i elektroniczne uruchamianie zaworu wylotowego* (rys. 7).

Blok rozdzielacza służy jako podstawa dla hydraulicznie uruchamianej pompy wtryskowej paliwa i hydraulicznie napędzanego urządzenia do otwierania zaworu wylotowego.

Proporcjonalny zawór szybkiego działania (zawór *elektronicznego wtrysku paliwa*) steruje ruchem tłoka pary precyzyjnej pompy wtryskowej, podczas gdy elektroniczny zawór „włącz / wyłącz” (zawór *elektronicznego uruchomienia zaworu wylotowego*) steruje serwo-tłokiem pompy urządzenia otwierającego zawór.

Hydrauliczny układ zasilania. Zadaniem *hydraulicznego układu zasilania* jest dostarczenie wymaganej ilości oleju hydraulicznego o wymaganym ciśnieniu 200 bar do *elektronicznego wtrysku paliwa i elektronicznego uruchamiania zaworu wylotowego*, podczas uruchamiania silnika i w czasie normalnej pracy. Olej do systemu hydraulicznego pobierany jest z głównego systemu smarowania silnika. System pokazano na rys. 2 i rys. 8.

W skład *hydraulicznego układu zasilania* wchodzi:

- jeden filtr automatyczny i filtr zapasowy,
- dwie pompy napędzane elektrycznie,

of each other, the one serves as a hot stand-by for the other. If the active Engine Control Unit fails, the stand-by unit will take over the control without any interruption.

The Engine Control Units perform such tasks as:

- speed governor functions, start/stop sequences, timing of fuel injection, timing of exhaust valve activation, timing of starting valves, etc.,
- continuous running control of auxiliary functions handled by the Auxiliary equipment Control Units,
- interface to monitoring and safety systems,
- interface to Alpha Lubricator system,
- alternative running modes and functions.

Engine Interface Control Unit. The Engine Interface Control Units perform such tasks as interface with the outer control stations: Bridge Control System, and Engine Room Control console. The two redundant Engine Interface Control Units operate in parallel.

Auxiliary equipment Control Unit. Normally, the control of the auxiliary equipment is divided among three Auxiliary Control Units so that, in the event of a failure of one unit, there is sufficient redundancy to permit continuous operation of the engine.

The Auxiliary Control Units perform the control, starting/stopping of the auxiliary blowers, the control of the electrically and engine driven control oil pumps of the Hydraulic Power Supply unit, etc.

Cylinder Control Unit. The control system includes one Cylinder Control Unit per cylinder. The Cylinder Control Unit controls the Electronic Fuel Injection, the Electronic exhaust Valve Activation and the Starting Air Valve, in accordance with the commands received from the Engine Control Unit.

All the Cylinder Control Units are identical, and in the event of failure of the Cylinder Control Unit for one cylinder, only this cylinder will automatically be cut out of operation.

It should be noted that any individual electronic unit can be replaced without stopping the engine, which will revert to normal operation immediately after replacement of the defective unit.

Hydraulic Cylinder Unit. The Hydraulic Cylinder Unit, one per cylinder, consists of a support console on which a distributor block is mounted. The distributor block is fitted with a number of accumulators to ensure that an adequate hydraulic control oil peak flow is available for the Electronic Fuel Injection and the Electronic exhaust Valve Activation systems, see Fig. 7.

The distributor block serves as a mechanical support for the hydraulically activated fuel injection pump and the hydraulically activated exhaust valve actuator.

A fast-acting proportional valve (the Electronic Fuel Injection valve) controls the movement of the fuel injection pump plunger, whereas an electronic on/off valve (the Electronic exhaust Valve Activation valve) controls the servo piston of the exhaust valve actuator pump.

Hydraulic Power Supply. The purpose of the Hydraulic Power Supply is to deliver the necessary high-pressure control oil flow to the Electronic Fuel Injection and the Electronic exhaust Valve Activation at the required 200 bar, during start-up as well as in normal service. The control oil is taken from the main lubricating oil system of the engine. The system is

- trzy pompy napędzane przez silnik,
- blok akumulatorów olejowych.

Układ wielu pomp z pompami rezerwowymi zapewnia zabezpieczenie jeśli chodzi o dostarczanie energii hydraulicznej. Pompy hydrauliczne podzielone są na trzy grupy, każda grupa sterowana jest przez osobną *jednostkę kontroli urządzeń pomocniczych*. Przewody wysokiego ciśnienia pomiędzy *hydraulicznym układem zasilania* a *hydrauliczną jednostką cylindra* posiadają podwójne ścianki i czujnik przecieków. Dopuszczalna jest awaryjna praca układu, gdy ciśnienie oleju hydraulicznego oddziałuje na zewnętrzne ścianki podwójnego przewodu. Wielkość i wydajność *hydraulicznego układu zasilania* zależna jest od typu silnika.

Lubrykatory alpha. Sterowane elektronicznie *lubrykatory alpha* oleju cylindrowego, oferowane jako opcja dla silników z rodziny MC, są standardem dla silników ME, łącznie z systemem sterowania.

Zawory powietrza rozruchowego. Konwencjonalny dystrybutor powietrza rozruchowego silnika MC został zastąpiony przez jeden zawór elektromagnetyczny na cylinder, sterowany przez *jednostkę kontroli cylindra systemu kontroli silnika*.

Powolny obrót wału korbowego przed uruchomieniem silnika jest programowo włączony w *system kontroli silnika*.

Pewność pracy systemu kontroli silnika. Dla zabezpieczenia pracy silnika w przypadku odosobnionej awarii wprowadzono poniższe zabezpieczenia konstrukcyjne:

- zdwojono *jednostkę kontroli połączeń silnika*,
- zdwojono *jednostkę kontroli silnika*,
- uszkodzenie jednej *jednostki kontroli cylindra* nie zatrzymuje silnika,
- zdwojono sieć komunikacji,
- zdwojono *hydrauliczny układ zasilania*,
- zdwojono czujniki,
- zastosowano podwójne ścianki przewodów wysokociśnieniowych,
- zdwojono system zasilania elektrycznego.

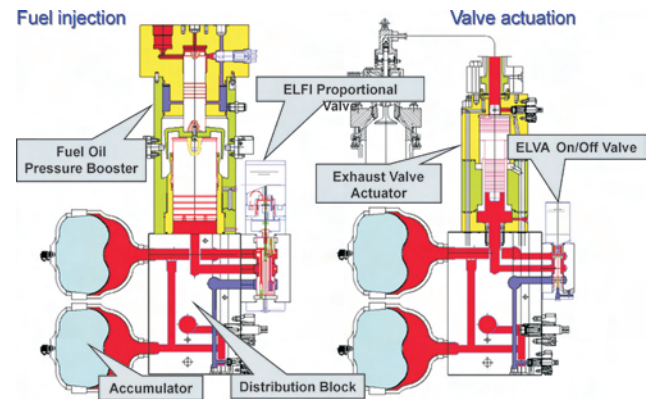
Zasilanie elektryczne jest połączone do dwóch niezależnych źródeł energii z osobnymi zabezpieczeniami.

Panel sterowania miejscowego. Silnik jest normalnie sterowany z mostka lub z *centrali manewrowo-kontrolnej*.

Alternatywnie może być uruchomiony *panel sterowania miejscowego*. Może on być uważany za równoważny *stanowisku miejscowego sterowania* montowanemu bezpośrednio na silniku typu MC.

W wersji elektronicznej stanowisko może być umieszczone w dowolnym miejscu w siłowni, w osobnym pomieszczeniu sterowania lub bezpośrednio na silniku.

Panel sterowania miejscowego zapewnia



shown in Fig. 2 and Fig. 8.

The Hydraulic Power Supply unit consists of:

- one automatic filter and an emergency filter,
- two electrically driven pumps,
- three engine driven pumps,
- one accumulator block.

The multiple pump configurations with standby pumps ensure redundancy with regard to the hydraulic power supply. The electrical pumps are divided into three groups, each controlled by an Auxiliary Control Unit. The high-pressure pipes between the Hydraulic Power Supply and the Hydraulic Cylinder Unit are of the double-walled type, having a leak detector. Emergency running is possible using the outer pipe as pressure containment for the high-pressure oil supply. The sizes and capacities of the Hydraulic Power Supply depend on the engine type.

Alpha Lubricator. The electronically controlled Alpha cylinder lubricating oil system, available as an option for the MC engines, is applied as standard on the ME engines, including the control system.

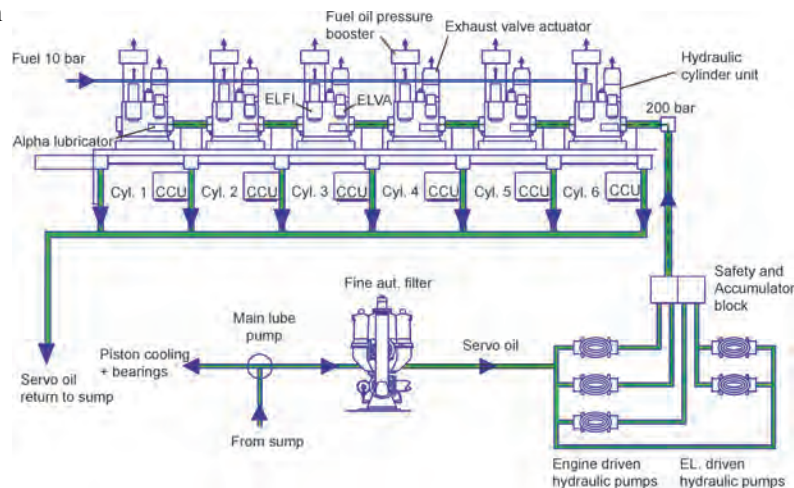
Starting Air Valves. The conventional starting air distributor of the MC engines has been replaced by one solenoid valve per cylinder, controlled by the Cylinder Control Units of the Engine Control System.

Slow turning before starting is a program incorporated into the basic Engine Control System.

Redundancy in the Engine Control System. To ensure

that the engine will continue running in the event of a single failure, the following safeguards are incorporated in the design:

- redundant Engine Interface Control Units,
- redundant Engine Control Units,
- failure of one Cylinder Control Unit does not stop the engine,
- double communication network,
- redundant Hydraulic



dostęp do wszystkich podstawowych funkcji sterowania takich jak: uruchomienie silnika, kontrola prędkości obrotowej, zatrzymanie, nawrót. Na panelu wyświetlane są najważniejsze dane dotyczące pracy silnika.

Blok elektroniczny. W skład systemu kontroli silnika wchodzi elektroniczne jednostki kontroli jak to opisano powyżej. Jednostki te zbudowane są na bazie takiego samego urządzenia komputerowego zwanego *wielofunkcyjną jednostką kontroli*. Jest to komputer klasy PC skonstruowany do zamontowania w skrzynce podłączeniowej do montażu bezpośrednio na silniku dla uproszczenia instalacji.

System kontroli prędkości obrotowej. System kontroli prędkości obrotowej jest niezbędnym elementem systemu kontroli silnika, odpowiedzialnym za dostarczenie sygnału określającego prędkość obrotową i położenie kątowe wału korbowego. Uzyskuje się to poprzez generowanie ciągu impulsów i ich zliczaniu. Położenie początkowe oznaczone jest specjalnym impulsem. Dla określenia kierunku obrotów zastosowano drugi ciąg impulsów a dla uruchomienia systemu dodatkowy specjalny impuls początkowy.

Dla bezpieczeństwa system kontroli prędkości obrotowej jest zdublowany, co w sumie powoduje zainstalowanie aż ośmiu czujników.

Doświadczenia eksploatacyjne z silnikami typu ME

Zdecydowano, że pełne długotrwałe badania w warunkach rzeczywistych muszą być przeprowadzone po zakończeniu prac rozwojowych koncepcji silnika ME i badaniach jego zachowania w centrum badawczo-rozwojowym w Kopenhadze.

Do tego celu, w kooperacji z norweskim armatorem Odfjell, wybrano silnik 6L60MC zbudowany przez Hitachi i zainstalowany na statku do przewozu chemikali M/T Bow Cecil, zbudowanym w Norwegii w 1995 roku. Na silniku zainstalowano sterowanie elektroniczne.

Do chwili przygotowywania artykułu silnik przepracował 17.000 godzin jako silnik sterowany elektronicznie po zainstalowaniu systemu pod koniec 2000 roku i jego uruchomieniu do pracy na początku roku 2001.

Zachowanie się silnika 6L60ME można uznać za bardzo satysfakcjonujące. Elektroniczne urządzenia silnika są łatwe do ustawienia zalecanych parametrów pracy i były w stanie utrzymywać bardzo dobre parametry pracy bez dalszych regulacji przez cały okres testu. Średnie i maksymalne ciśnienie spalania jest bardziej wyrównane dla cylindrów niż w silniku sterowanym mechanicznie. W trudnych warunkach pogodowych obserwuje się mniejszą zmienność prędkości obrotowej silnika. Silnik pracował bez przypadków niepracującego cylindra.

Pomiary zużycia paliwa potwierdziły przewidywania. Test wykazał obniżenie emisji szkodliwych produktów spalania. Wielkość zadymienia spalin według skali Boscha została znacząco zredukowana w wyniku zastosowania elektronicznie sterowanego wtrysku i wtryskiwaczy typu *Slide*. Potwierdzona została znacząca poprawa działania silnika przy minimalnej prędkości obrotowej. Silnik może stabilnie pracować przy 10-12% nominalnej prędkości obrotowej.

Medium przenoszącym energię do uruchomienia pom-

Power Supply,

- sensors are duplicated,
- redundant high pressure piping system,
- redundant electrical power supply.

Electrical power is supplied from two power supply units having separate fuses to protect the individual unit.

Local Control Panel. The engine is normally controlled either from the bridge or from the engine control room.

Alternatively, the Local Control Panel can be activated. This back-up control is to be considered as a substitute for the Engine-Side Control console mounted directly on the MC engine.

In this electronic version, the unit can be located in the most convenient position in the engine room, in a separate control room, or on the engine itself.

From the Local Control Panel, all the basic functions are available, such as starting, engine speed control, stopping, reversing, and the most important engine data are displayed.

The Electronic Controller. The engine control system consists of a number of dedicated control units, as mentioned above. These control units are built onto the same computer hardware platform called a Multi-Purpose Controller. This is a PLC-like computer designed to be mounted in a junction box directly on the engine to simplify installation.

Tacho System. The Tacho system is an indispensable part of the control system, responsible for the delivery of signals for determining the speed and angular position of the crankshaft. This is done by generating a pulse train and counting the pulses for the position. A marker pulse finds the initial position. To be able to detect the direction, a second pulse train is added and, for start-up, a second marker signal.

For redundancy, this system is duplicated so that there are a total of eight sensors.

Service Experience with the ME Engines

It was decided that a full-scale long-term service test was to take place after finishing the development of the ME engine and the testing of its features at our R&D centre in Copenhagen.

In cooperation with the Norwegian owner Odfjell, a 6L60MC engine originally built by Hitachi and installed on a chemical carrier, the M/T Bow Cecil, built in Norway in 1995, was selected and rebuilt for electronic control.

At the time of writing, the engine has logged more than 17,000 hrs in the electronic mode after installation and tests in 2000 and operation start in 2001.

The overall performance of the 6L60ME engine is very satisfactory. The electronic features of the engine are very easy to adjust to the prescribed set values, and it was able to keep these very satisfactory values without further adjustments throughout the entire test period. The mean and maximum pressures of the engine are better balanced than on conventional mechanically controlled engines. In rough weather, there is less fluctuation in engine rpm compared with traditional mechanically controlled engine. The engine has been running without any misfiring.

py wtryskowej paliwa i urządzenia do otwierania zaworu wylotowego jest przefiltrowany olej z systemu smarowania silnika. Pozwoliło to uniknąć instalowania osobnego systemu oleju hydraulicznego ze zbiornikiem, pompami, chłodnicami itp. System hydrauliczny wykorzystuje olej smarujący o podniesionym do 160-250 bar ciśnieniu pracy. Zasadniczym czynnikiem zapewniającym długą trwałość i niezawodność systemu hydraulicznego jest czystość oleju. Wymagania dotyczące oleju smarującego silnika nie są tak wysokie jak dla systemu hydraulicznego. Olej do systemu hydraulicznego wymaga więc dodatkowej filtracji. Nie zaobserwowano zjawiska blokowania dodatkowych filtrów oleju.

W ten sposób zostało potwierdzone, że cele projektu nakreślone przez MAN B&W, a polegające na zwiększeniu niezawodności pracy, elastyczności działania, zmniejszeniu kosztów eksploatacyjnych i uproszczeniu budowy silnika zostały osiągnięte.

Załoga jest przekonana co do niezawodności pracy systemu ME i nie uznaje go za bardziej skomplikowany od tradycyjnego sterowania mechanicznego. Wprost przeciwnie, łatwiej jest uregulować średnie i maksymalne ciśnienie pracy silnika.

Armator, który jako pierwszy na świecie posiada rzeczywiste doświadczenia eksploatacyjne, zademonstrował swoje zaufanie do systemu zamawiając następny statek tej samej klasy z silnikiem 7S50ME-C. Silnik ten został zbudowany i przetestowany we Frederikshavn (Dania) na przełomie stycznia i lutego 2003 r. Oficjalna prezentacja silnika miała miejsce 19 lutego 2003 r. Był to pierwszy silnik typu ME.

Wnioski

Prezentacja silnika ME we Frederikshavn otworzyła nowy rozdział w zastosowaniu elektroniki do sterowania silników Diesla. Rozwinięta przez MAN B&W technologia zawierająca zarówno urządzenia komputerowe jak i oprogramowanie zaowocowała powstaniem zintegrowanego *systemu kontroli silnika*. Elastyczność systemu uzyskano dzięki możliwości stosowania różnych trybów pracy, które mogą być wybierane automatycznie, dla zabezpieczenia potrzeb warunków pracy lub przez operatora dla uzyskania konkretnych celów eksploatacyjnych takich jak: niskie zużycie paliwa lub ograniczona emisja szkodliwych produktów spalania.

Skróty i oznaczenia/Nomenclature

Accumulator – akumulator

Auxiliaries control unit – jednostka sterująca urządzeniami pomocniczymi

Control network – sieć połączeń sterujących

Cylinder control unit – jednostka sterująca cylindrem

Degressive injection – wtrysk zmniejszający się

Distribution block – układ rozdzielacza

Double injection – wtrysk podwójny

ELVA – zawór elektronicznego uruchomienia zaworu wylotowego

ELFI – zawór elektronicznego wtrysku paliwa

Engine interface control unit – układ połączeń jednostki sterującej z silnikiem

Exhaust valve actuator – element wykonawczy zaworu wylotowego

E-version ability – dostępność w silniku ME

Fuel injection – wtrysk paliwa

Fuel oil pressure booster – sprężarka paliwa

Measurement of the fuel consumption confirmed expectations. The test confirmed reduced emissions. The Bosch number is significantly reduced as a result of the electronic injection and the use of slide-type fuel valves. Significant improvement has been confirmed for dead slow performance. The engine can run stable at 10-12% of the MCR level.

The power medium employed for operating the fuel injection pumps and the exhaust valves is fine-filtered system oil from the engine, thus avoiding a separate hydraulic oil system with tanks, pumps, coolers, etc. The driving system utilises lube oil at a moderate working pressure (160 -250 bar), but even so, it is essential, for ensuring a long lifetime of such hydraulic systems, that the oil is clean. However, the requirements for the engine system oil are not that strict - nor are they needed for the engine itself; therefore, the oil requires extra filtration. There was no clogging of filters.

It has therefore been confirmed that MAN B&W development goals of enhanced reliability and operational flexibility, reduced operational costs and simplicity have been achieved.

The crew feel confident with the reliability of the ME system, and they do not find it more complicated than a conventional system. It is easier to adjust mean and maximum pressures.

The owner, being the first in the world with real hands-on service experience, has demonstrated his confidence in the system by ordering one more vessel of the same class with a 7S50ME-C engine. This engine was tested at Frederikshavn, Denmark in January/February 2003, and the official presentation took place on 19 February 2003. It was first commercial ME Engine.

Conclusion

The ME presentation at Frederikshavn has opened a new chapter in electronics for diesel engines. The in-house development of both the hardware and the software has resulted in an integrated solution for the Engine Control System. System flexibility is obtained by means of the different running modes, which are selected either automatically, to suit specific operating conditions, or manually by the operator, in order to meet specific operating goals, such as low fuel oil consumption or limited exhaust gas emission.

Hydraulic power supply – zasilanie hydrauliczne

Main operating panel – główny panel sterujący

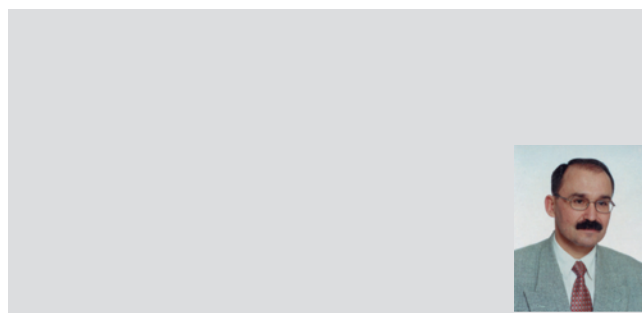
Piston cooling – chłodzenie tłoka

Progressive injection – wtrysk progresywny

Sac volume – objętość studzienki rozpylacza

Safety block – układ bezpieczeństwa

Servo oil – wspomaganie olejowe



Jerzy MERKISZ*

Tendencje rozwojowe silników spalinowych

W artykule przedstawiono najnowsze tendencje w rozwoju silników spalinowych z uwzględnieniem aspektów ekologicznych. Opisano kierunki zmian ich konstrukcji w celu spełnienia drastycznych norm emisji spalin. Porównano emisyjność napędów wykorzystujących silniki spalinowe i przedstawiono kierunki dalszego ich rozwoju.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, ekologia

Some trends in the evolution of combustion engines

The paper presents latest trends in the evolution of the combustion engines and considers some of its ecological aspects. The trends have been analyzed for their effectiveness in the realization of the stringent emission levels. The emissions of combustion engines have been compared and developments in this respect have been demonstrated.

Key words: combustion engine, ecology

1. Wstęp

Przyjmuje się powszechnie, że historia tłokowych silników spalinowych rozpoczęła się w roku 1860, w którym belgijski inżynier Jean Joseph Etienne Lenoir opatentował silnik swojego pomysłu. Choć konstrukcje mniej lub bardziej zasługujące na miano silnika spalinowego pojawiały się już na początku XIX wieku, np. silnik szwajcara Isaaca de Rivaza, to jednak dopiero Lenoirowi udało się osiągnąć rynkowy sukces – w roku 1865 w Paryżu pracowało około 500 silników jego konstrukcji. Od tego czasu silniki spalinowe przeszły skomplikowany proces ewolucji i zupełnie nie przypominają swoich pierwowzorów (rys. 1).

Obecnie także bardzo trudno jest odnieść sukces rynkowy, gdyż wymagania stawiane silnikom spalinowym są nieporównanie większe.

Silnik spalinowy jest podstawowym źródłem napędu pojazdów samochodowych. Napędy wraz z postępem cywilizacji ulegają zróżnicowaniu (rys. 2). Około roku 1900 konkurowały między sobą: napęd parowy, elektryczny i benzynowy. Napęd benzynowy „wyparł konkurentów”, co dało początek różnym nowym technologiom w XX wieku. Należy sądzić, że mimo wad, jeszcze przez wiele lat będzie w tej roli dominował. Silnik jest również tym elementem pojazdu, który podczas ostatnich lat uległ największemu rozwojowi – potencjalnie jest on źródłem największego niekorzystnego wpływu pojazdów na środowisko.

W przeszłości silniki spalinowe były konstruowa-

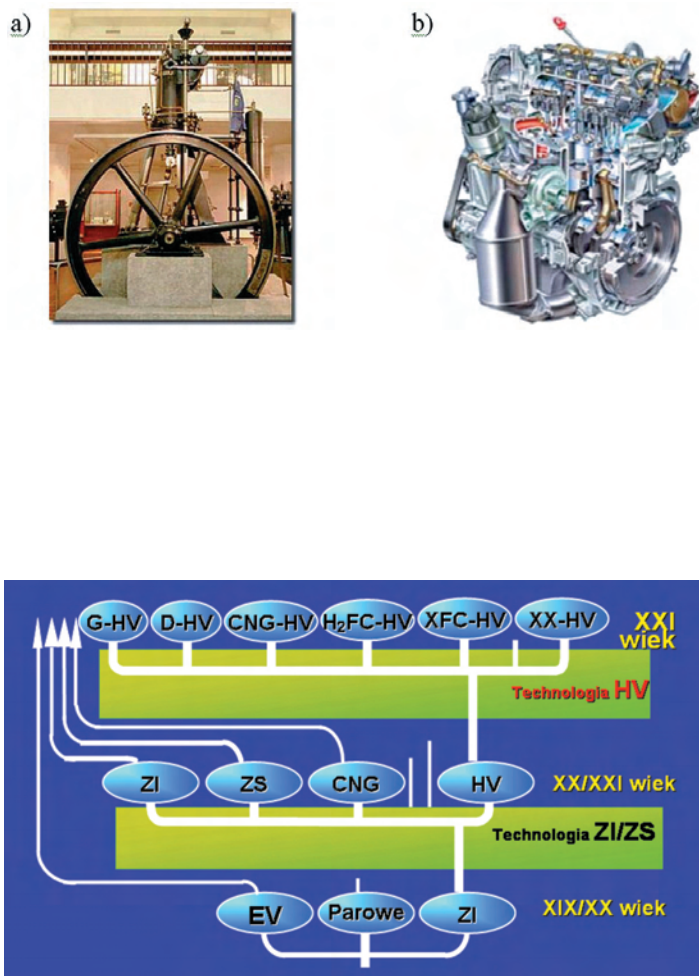
1. Introduction

It is a commonly accepted fact that the history of combustion engines began in 1860, when a Belgian engineer Jean Joseph Etienne Lenoir patented an engine of his own design. Even though, at the beginning of the 20th century other concepts appeared as well, such as the machine by a Swiss engineer Isaac de Rivaz, only Lenoir truly won the market – in 1865 in Paris there were already around 500 engines of his design. Ever since, the engines have gone through a very complex evolutionary process and today they have little in common with their predecessors (Fig. 1).

Nowadays it is, too, quite hard to win the very demanding market as the requirements are way more stringent than those from the past.

A combustion engine constitutes the basic drive unit in motor vehicles. Drive units, along with technology advancement, undergo a divergence process (Fig. 2). Around 1900 three main systems were competing for primacy – steam engines, electric motors and gasoline engines. The combustion engine has outperformed the others and gave way to new technologies of the 20th century. It is not a wrong supposition to state that apart from its drawbacks it is still doomed to prevail for years to come. The engine itself is also a vehicle component, which has undergone the most drastic technological changes in recent years – it is the potential source of the largest negative impact on the environment.

In the past, engines were designed so as to obtain the



ne pod kątem możliwości uzyskiwania wysokich osiągnięć. Aktualnie najważniejszym stimulatorem ich rozwoju jest niewielka uciążliwość dla środowiska naturalnego, czyli jak najmniejsza emisja substancji toksycznych i hałasu oraz małe zużycie paliwa (emisja dwutlenku węgla). Wymagania w zakresie właściwości ekologicznych silników są wysuwane zarówno przez urzędy ochrony środowiska, jak również przez samych użytkowników, co świadczy o wzroście świadomości ekologicznej społeczeństw.

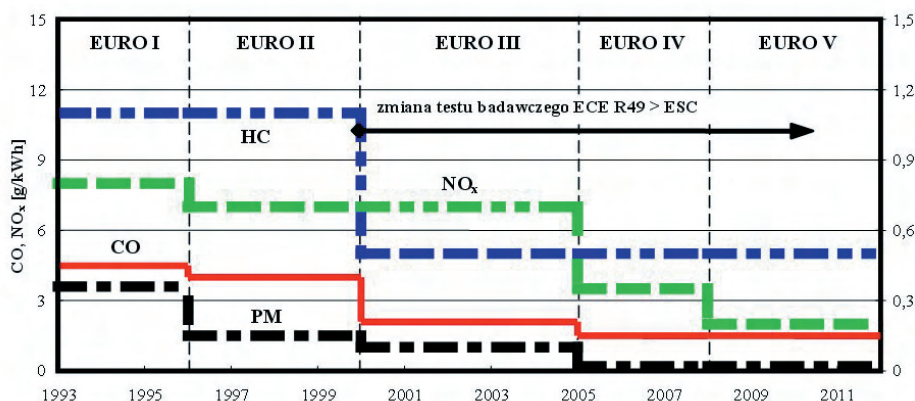
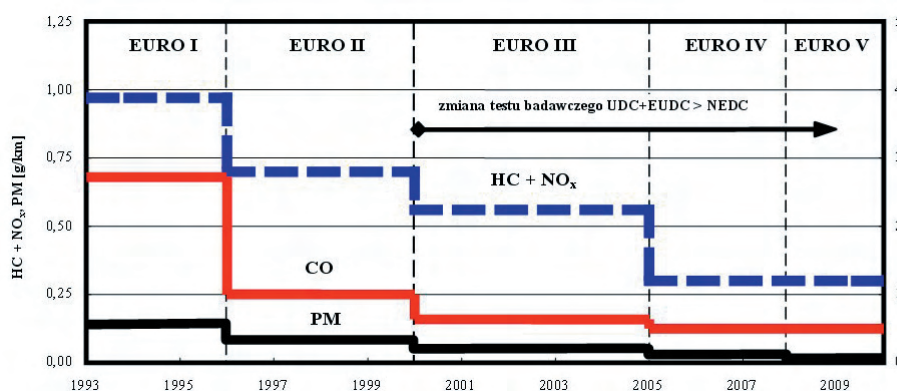
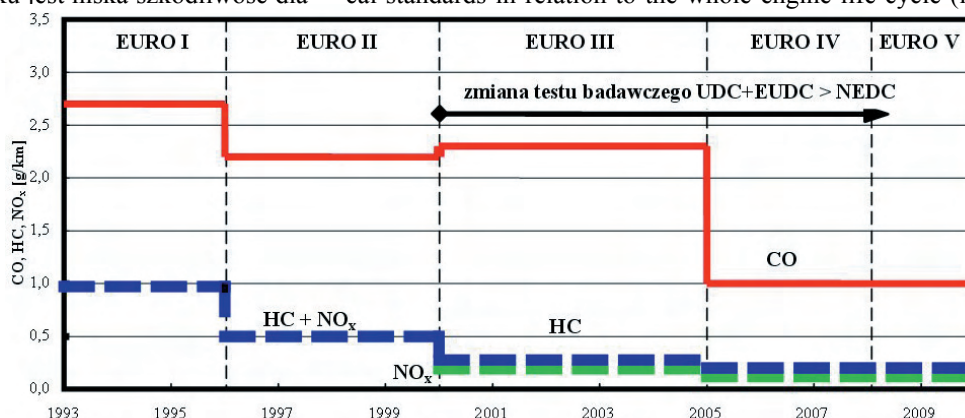
2. Rozwój silników ZI i ZS

Podstawowym czynnikiem decydującym współcześnie nie tylko o sukcesie rynkowym silnika, ale w ogóle o możliwości jego zaistnienia na rynku jest niska szkodliwość dla środowiska naturalnego. Coraz mniejsze limity emisji toksycznych składników spalin (rys. 3–5) i zużycia paliwa, a także duże wymagania ekologiczne dotyczące całego „cyklu życiowego” silnika (w tym recyklingu) zmuszają konstruktorów do stałego doskonalenia jego konstrukcji. Norma Euro VI dla silników ZS HDD przewiduje limity NO_x na poziomie 1,0 g/(kW·h), natomiast cząstek stałych (PM – Particulate Matter) na poziomie 0,002 g/(kW·h).

highest values in terms of their performance. Today the most vital factor influencing the design of contemporary engines is their impact on the environment, i.e. minimized toxic compounds and noise emission, let alone fuel economy (CO emission). The demands in terms of environment protection are put forward not only by environment protection agencies but the vehicle users themselves, which shows growth of ecological awareness within contemporary communities.

2. Evolution of SI and CI Engines

The very basic factor influencing not only market success but a successful product launch is low toxicity. Lower emission limits (Fig. 3–5) and fuel consumption as well as high ecological standards in relation to the whole engine life cycle (in-



cluding recycling) have forced the designers to continuously perfect their products. The Euro VI standard for CI HDD engine sets the NO_x emission limits on the level of 1,0 g/(kW·h) and PM (Particulate Matter) on the level of 0,002 g/(kW·h). Despite a tremendous progress the problem of engine effect on the environment has still not been resolved. Even California, a leading environment protector globally, still wrestles with the health problems arising from engine toxic emissions.

The turn of the XX/XXI centuries will inevitably constitute a time of intense research and development works on vehicles of low or even zero emission, running on alternative fuels and employing unconventional drive units. The main reason for such intensity is the increasing awareness of the environmental perils – so as to protect the environment,

Mimo bardzo dużego postępu, problem oddziaływania silników na środowisko wciąż nie został rozwiązany. Nawet w Kalifornii, która jest światowym liderem w zakresie ochrony środowiska, straty zdrowotne wynikające z narażenia ludzi na spaliny silnikowe są nadal wysokie.

Przełom XX/XXI wieku przejdzie z pewnością do historii rozwoju motoryzacji jako okres intensywnych prac badawczo-rozwojowych nad pojazdami o niskiej lub wręcz zerowej emisji toksycznych składników spalin, zasilanych paliwami alternatywnymi i wykorzystującymi niekonwencjonalne źródła napędu. Głównym aspektem tych działań jest wzrastająca świadomość zagrożeń dla środowiska naturalnego – w jego obronie tworzą się akty prawne, określające poziomy dopuszczalnych emisji toksycznych składników spalin w określonych grupach i kategoriach pojazdów.

Wobec przewidywanego wzrostu liczby pojazdów na świecie oraz zapotrzebowania na paliwa silnikowe można sądzić, że globalna emisja spalin silnikowych będzie nadal wzrastać, a ekologiczna presja wywierana na producentów silników będzie się nasilać. Dla spełnienia wymagań ekologicznych nie wystarczają już pojedyncze środki – niezbędne są rozwiązania kompleksowe. Obserwuje się „zbliżenie” konstrukcyjne silników ZI i ZS, prowadzące do wykorzystania zalet i eliminacji wad obu typów silników. Obejmuje ono obecnie przede wszystkim rozwiązania konstrukcyjne (rys. 6), ale w przyszłości obejmie szczególnie proces spalania, czego przykładem są systemy spalania CAI (*Controlled Auto-Ignition* – sterowany samozapłon paliwa) i HCCI (*Homogenous Charge Compression Ignition*) – system spalania ładunku homogenicznego w silniku ZS (rys. 7).

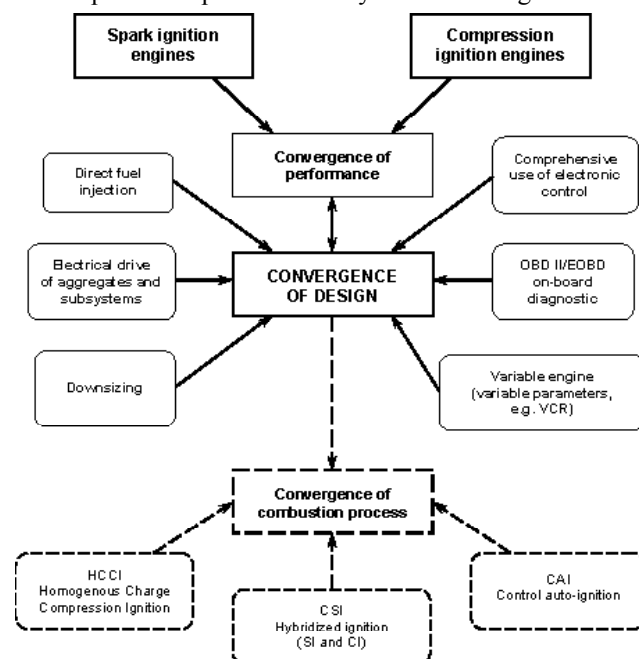
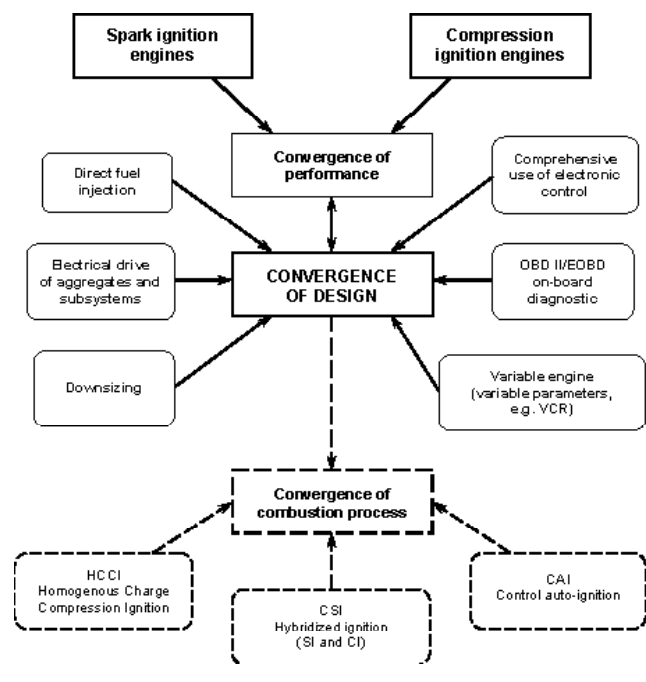
W systemie HCCI paliwo jest wtryskiwane w kolektorze dolotowym, w celu uzyskania częściowej homogenizacji ładunku przed wystąpieniem spalania. Początkiem spalania steruje się na drodze pośredniej przez wpływ na parametry termodynamiczne ładunku (ujednorodnienie stężenia par paliwa, tak aby ich wartości w różnych miejscach komory spalania nie odbiegały od wartości średnich). Lokalnie

a variety of legal acts are being created that determine permissible emission levels for groups and categories of vehicles in particular.

Judging from the forecasted increase in vehicle number globally and the demand for engine fuels we may anticipate that global engine emissions will continue escalating and the environment related pressure exerted on the car manufacturers will grow. In order to meet the ecological requirements simple measures are no longer an option – complex solutions are indispensable. We are observing a convergence of SI and CI engines aiming at eliminating the low points and augmenting the advantages of both engines. This mainly pertains to the structural solutions (Fig. 6) but will, in the nearest future, focus on the combustion processes such as Controlled Auto-Ignition and Homogenous Charge Compression Ignition (Fig. 7).

In the HCCI system, the fuel is injected in the inlet manifold so as to obtain partial charge homogenization before combustion. The onset of combustion is controlled indirectly through interference in the thermodynamic parameters of the charge (homogenization of fuel vapor so as to ensure mean values all over the chamber. Locally there must be $\lambda < 1$ spots, if the self-ignition is to take place at all. Apart from this, it is unacceptable to allow heat formation as a result of homogenization, as it would lead to an excessive development of NO_x . During the whole cycle, the average temperature is to be lower than 2000 K, while there is more oxygen than necessary to burn the entire injected fuel dose. If the combustion process took place in the entire volume of the combustion chamber the temperatures would be too low for NO_x to form, and the excess oxygen would prevent the formation of PM. This method speeds up the combustion process and improves temperature distribution in the combustion chamber. It also enables burning large fuel doses simultaneously limiting the in-flame injection. The research centers focused on the development of the CAI and HCCI combustion indicate a need for developing brand new fuels – fuels that combine excellent evaporative properties with high self-ignition capacity.

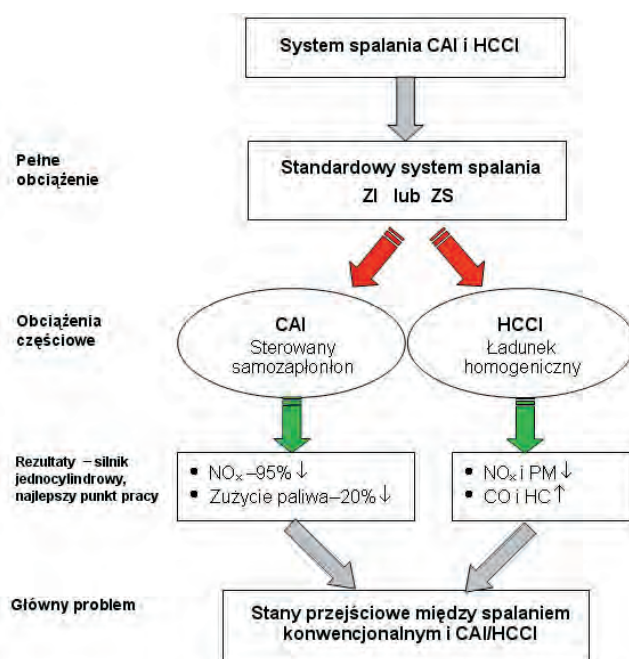
A rapid development of fuel systems in SI engines has led



muszą oczywiście istnieć niewielkie strefy z $\lambda < 1$, aby w ogóle wystąpił samozapłon. Poza tym nie można dopuścić do wzrostu szybkości wywiązywania się ciepła w wyniku homogenizacji, bo spowodowałyby to intensywne tworzenie się tlenków azotu. Podczas całego obiegu średnia temperatura ma być niższa od 2000 K, a tlenu powinno być więcej niż potrzeba do całkowitego spalania wtrysniętej dawki paliwa. Jeżeli spalanie zachodziłoby więc w całej objętości komory spalania, panujące temperatury byłyby za niskie, aby mogły wytworzyć się NO_x , a dzięki dużemu nadmiarowi tlenu nie doszłoby do powstania PM. Metoda ta przyspiesza spalanie i polepsza rozkład temperatury w przestrzeni spalania, jednocześnie pozwala spalać duże dawki paliwa z ograniczeniem wtrysku paliwa do płomienia. Ośrodki rozwijające koncepcję spalania CAI i HCCI coraz częściej wskazują na potrzebę opracowania nowego paliwa, łączącego dobrą odparowalność z dużą zdolnością do samozapłonu.

Szybki rozwój układów zasilania silników ZI spowodował, że stosowany od prawie stu lat gaźnik zastąpiono najpierw układem wtrysku jednopunktowego SPI (*Single Point Injection*), a następnie wtrysku wielopunktowego MPI (*Multi Point Injection*) do kanału dolotowego, który obecnie dominuje. Od kilku lat jest stosowany z różnym powodzeniem bezpośredni wtrysk benzyny do cylindrów GDI (*Gasoline Direct Injection*), a oferta silników z tego typu układem zasilania stale się zwiększa. Badania nad bezpośrednim wtryskiem benzyny są prowadzone zasadniczo w dwu kierunkach. Pierwszy, przyjęty głównie przez konstruktorów japońskich (m.in. Mitsubishi, Toyota, Nissan), adaptowany z silników o zapłonie samoczynnym, polega na wtrysnięciu dawki benzyny do cylindra pod koniec suwu sprężania, gdy zawory dolotowe i wylotowe są zamknięte. W celu lepszego przygotowania mieszanki palnej, powietrze zasysane do cylindra jest rozpędzane w kanale dolotowym i wprowadzane w ruch wirowy przez specjalnie ukształtowane denko tłoka. Zaletą tego systemu jest możliwość spalania mieszanek bardzo ubogich, wadą – konieczność stosowania wysokich ciśnień wtrysku, problemy z redukcją tlenków azotu, rozbudowany układ neutralizacji składników toksycznych.

Drugie rozwiązanie bezpośredniego wtrysku benzyny, nad którym pracują konstruktorzy europejscy (m.in. Renault), opracowano na podstawie dobrze znanego i powszechnie stosowanego wtrysku wielopunktowego MPI, w którym paliwo jest wtryskiwane podczas suwu dolotu w okolicach zaworu dolotowego, a wpływające do cylindra powietrze porzywa paliwo i się z nim miesza. Wtrysk bezpośredni rozwiązano podobnie, z tym że wtryskiwacz umieszczono w komorze spalania. Wtrysk paliwa rozpoczyna się w połowie suwu dolotu, przy otwartym zaworze dolotowym. Struga paliwa wpada na strumień powietrza wewnątrz cylindra. Praca wtryskiwaczy kończy się z chwilą zamknięcia zaworu. W tym systemie spalana w silniku mieszanka jest zawsze homogeniczna. Zalety takiego rozwiązania to: niskie ciśnienie wtrysku, długi czas wtrysku umożliwiający dokładne dozowanie dawki paliwa, bardzo dobre wymieszanie paliwa z powietrzem i stosowanie konwencjonalnego trójfunkcyjnego katalitycznego reaktora spalin oraz mniejsze wymagania do jakości paliwa. Wadami są: konieczność spalania mieszanek bogatszych niż we wcześniej opisanym rozwiązaniu, wymagany silny ruch wirowy



to a replacement of a long established carburettor, initially with a single point injection SPI, and then consequently with multi point injection MPI (currently prevailing). For some years, gasoline direct injection has also been applied in the engines with a moderate success in the market, but the variety of engines with this type of fuel system is getting larger. The research on gasoline direct injection is currently being carried out in two directions. The first, adopted by Japanese engineers (Mitsubishi, Toyota, Nissan) from diesel engines, is based on fuel injection at the end of the compression stroke, while the inlet and exhaust valves are closed. In order to prepare the mixture more efficiently, the inlet air gains speed in the inlet manifold and is put into a swirl thanks to a specially designed piston crown. The advantage of this system is the possibility to burn very lean mixtures; the disadvantages – the necessity to apply very high injection pressures, NO_x reduction problems and a complex exhaust gas aftertreatment system.

The second solution regarding gasoline direct injection, thoroughly researched by European engineers (Renault), is based on a well known multipoint injection, in which the fuel is injected during the inlet stroke in the immediate vicinity of the inlet valve, while the inlet air entrains the fuel and mixes with it. Gasoline direct injection has been developed similarly, only the injectors are located in the combustion chamber. The fuel injection is initiated halfway of the inlet stroke while the inlet valve remains open. The fuel jet strikes the air inside the combustion chamber. The work of the injectors is done after the inlet valves have been closed. The mixture in this system is always homogenous. The advantages of this system are: low injection pressure, long time of injection (enabling a very precise fuel dosage), very thorough fuel and air mix, the application of a conventional three-way catalytic converter and lower fuel quality requirements. The disadvantages are: the necessity to burn richer mixtures than in the previous solution, a strong mixture swirl during compression, higher hydrocarbon emission, a complex multisensor injector control

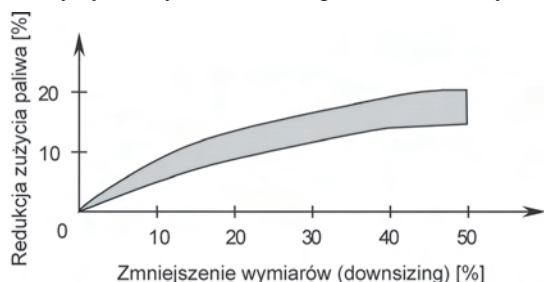
mieszanki w cylindrze podczas sprężania, większa emisja węglowodorów, skomplikowany, wieloczuJNIKOWY system sterowania pracą wtryskiwaczy.

Rozwój światowej motoryzacji musi mieć na względzie ochronę środowiska. Coraz większy nacisk kładzie się na zmniejszenie emisji CO₂; od roku 2008 limit zbiorczy emisji dla floty pojazdów osobowych danego producenta będzie wynosił 140 g/km, a od 2012 – 120 g/km (rys. 8). Dąży się do obniżenia nie tylko emisji CO₂ w spalinach pojazdu, ale w całym cyklu życia – *from well to wheel*. Zakłada się, że odpowiednia polityka legislacyjna umożliwi w ciągu najbliższych 20 lat obniżenie całkowitej emisji z pojazdów 3–5 razy. Służyć temu będzie między innymi wprowadzanie kolejnych norm emisji oraz integracja przepisów.

Dla pojazdów typu LDV w roku 2020 emisja CO₂ ma być ograniczana do wartości 95 g/km (limit dla floty pojazdów danego producenta), a w roku 2030 do 80 g/km. Przewiduje się, że emisja dwutlenku węgla dla pojazdów ciężarowych będzie ograniczona o 10% w stosunku do obecnych limitów, a dla autobusów o 40%. Limity emisji składników toksycznych w roku 2020 mają wynosić: 50% normy Euro IV z jednoczesną kontrolą emisji PM_{0,1} dla pojazdów LDV, a dla HDV wartości te mają wynosić: NO_x – 25% normy Euro IV, PM – 50% Euro IV.

W najbliższej przyszłości następować będzie zmniejszenie wymiarów głównych silników (głównie zmniejszenie pojemności skokowej) – *downsizing*; będzie się ono często łączyć z turbodoładowaniem lub doładowaniem mechanicznym, a także z przeprojektowaniem silnika. W porównaniu do dzisiejszych wartości możliwe jest zmniejszenie silników ZI o ponad 40%, co powinno łączyć się ze zmniejszeniem zużycia paliwa o około 20% i docelową mocą jednostkową 150 kW/dm³. Szerokie wprowadzenie bezpośredniego wtrysku benzyny będzie się jednak opóźniać do czasu opracowania tanich i skutecznych układów oczyszczania spalin pracujących przy mieszankach ubogich.

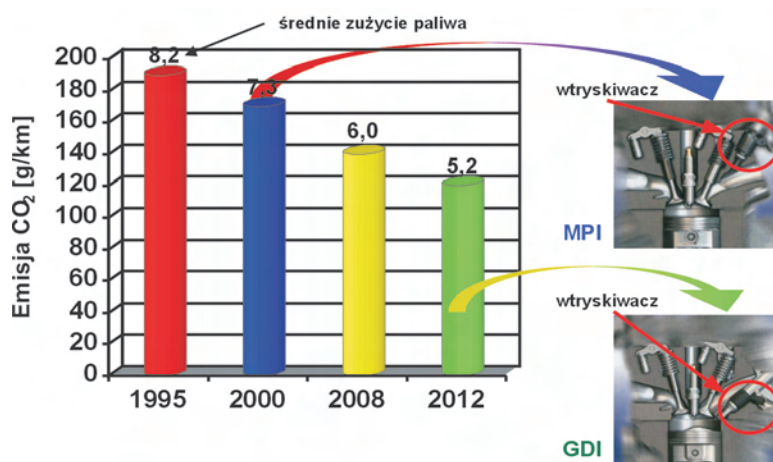
Downsizing dotyczy również silników ZS do pojazdów LDV i także będzie wymagać wzrostu stopnia doładowania silnika, a także z elektrycznym wspomaganie turbosprężarki. Razem z obniżonymi stratami tarcia w silniku przewiduje się obniżenie zużycia paliwa o 25% (rys. 9) i uzyskanie wysilenia na poziomie 70 kW/dm³. Dynamiczny rozwój układów wtryskowych, zapewniających niemal dowolne kształtowanie charakterystyki wtrysku, a także wprowadzenie wtryskiwaczy



systems.

The advancement of the automotive industry worldwide must take environment protection into account. Greater emphasis is being put on the reduction of CO₂ emission; beginning from 2008 the collective emission limit for a vehicle fleet of a single manufacturer will amount to 140 g/km, from 2012 – 120 g/km (Fig. 8). The CO₂ reduction is to be made not only in the vehicle's tailpipe emissions but in the whole life cycle – *from well to wheel*. Supposedly an appropriate legislative policy will allow, within the next 20 years, a total reduction of emission from vehicles 3–5 times. Further emission standards will inevitably be a factor in this process as well as the integration of the regulations.

For LDV vehicle types in 2020 the CO₂ emission is to be limited to 95 g/km (a limit for a vehicle fleet of a single manufacturer), in 2030 to 80 g/km. It is forecasted that the



emission of carbon dioxide for heavy duty vehicles will be limited by 10%, as opposed to current limits and for buses and coaches by 40%. The limits of toxic compounds in 2020 are to be: 50% of Euro IV standard along with PM_{0,1} control for LDV vehicles, for HDV the values are: NO_x – 25% of Euro IV standard, PM – 50% of Euro IV standard.

In the nearest future a process of downsizing is to take place; it will mostly be accompanied by turbocharging or supercharging including engine redesign. As compared to current engines sizes, it is feasible that the size reduction of SI engines can go as far as 40%, which should result in a decrease in fuel consumption by 20% and the specific power output increase up to 150 kW/dm³. A wide introduction of gasoline direct injection will, however, be delayed until cheap and efficient lean burn exhaust gas aftertreatment systems are developed.

Downsizing will also affect CI LDV engines and will require increase in engine boost and electric turbochargers. Along with the decrease in friction losses, fuel consumption will drop by 25% (Fig. 9) and the power output will rise to approximately 70 kW/dm³. Dynamic advancement of fuel injection systems that allows practically any fuel injection characteristics, the introduction of variable fuel injectors and the increase in injection pressure to 300 MPa will guarantee

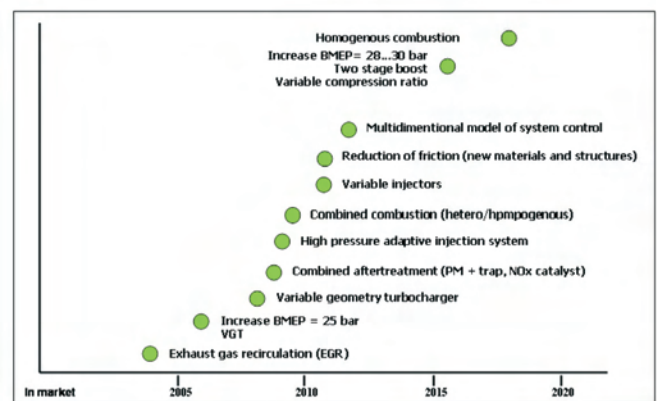
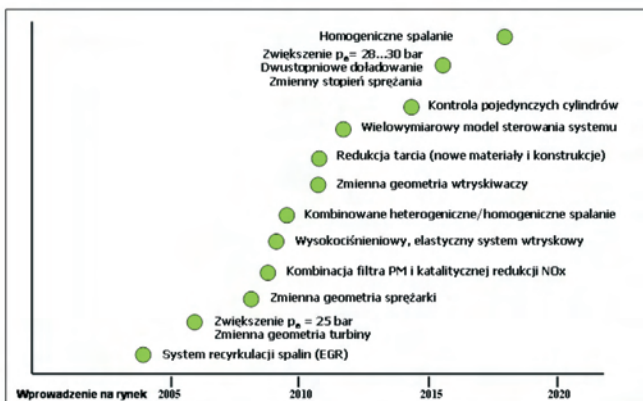
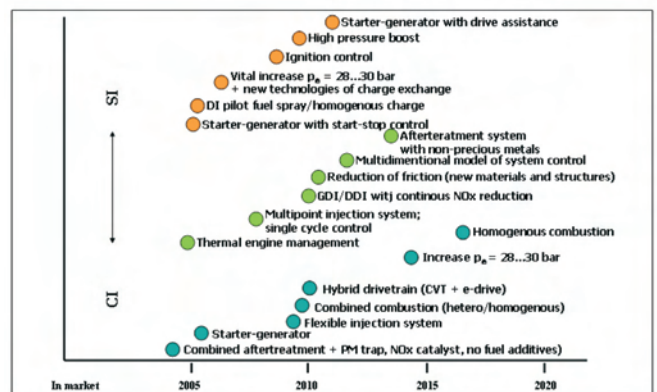
o zmiennym przekroju wypływu paliwa i wzrost ciśnienia wtrysku do 300 MPa zapewni tak niską emisję NO_x i PM z silników LDD, że nie będą potrzebne układy pozasilnikowego usuwania tych substancji. Dalsze obniżenie zużycia paliwa wymagać będzie obniżenia strat w silniku – mechanicznych, chłodzenia i na napęd osprzętu. Redukcja zużycia paliwa i emisji toksycznych składników spalin będzie wymagała możliwie pełnej kontroli przebiegu procesu spalania, obejmującej pojedyncze obiegi.

Od roku 1997, tj. od wprowadzenia pierwszych wersji akumulatorowego wtrysku paliwa, obserwowany jest ciągły rozwój i coraz szersze wprowadzanie na rynek nowoczesnych rozwiązań silników ZS (rys. 10, 11). Obecnie większość europejskich producentów posiada w swojej ofercie samochody z jednostkami napędowymi typu CR DDI (*Common Rail Diesel Direct Injection*). Wynika to z mniejszego zużycia paliwa w porównaniu z silnikami benzynowymi oraz z korzystnych parametrów uzyskiwanych przez te silniki. Przewiduje się, że w kolejnych latach tendencja będzie się utrzymywała i nastąpi dalszy wzrost sprzedaży samochodów napędzanych takimi jednostkami. Według przewidywań, w roku 2006 połowa nowo sprzedawanych samochodów w Europie będą to pojazdy wyposażone w silniki o zapłonie samoczynnym. Prognozy dalszego wzrostu udziału silników ZS na rynku samochodów osobowych są uzasadnione wobec ciągłego limitowania emisji CO_2 .

so low emission of NO_x and PM in LDD engines that other aftertreatment systems will no longer be necessary. Further increase in fuel economy will require a reduction in energy losses – mechanical, cooling and aggregate drive related ones. The reduction of fuel consumption and level of toxic emissions will require full control of the combustion process in its all stages.

Since 1997, i.e. since the introduction of first electrically controlled fuel injection, a constant evolution of CI engines and respectively more technical solutions being launched into the market are observed (Fig. 10, 11). Currently, the majority of European car manufacturers have, in their offer, vehicles fitted with CR DDI (Common Rail Diesel Direct Injection). This is due to lower fuel consumption (as opposed to gasoline engines) and very favorable performance values. As it is forecasted, these trends will continue and further sales increase of these engines will ensue. As the forecasts have it, in 2006 half of the new vehicles in Europe will be fitted with CI engines. The prognoses relating to the increase in the market share of CI engines are well substantiated, judging from the continual limitation of CO_2 emission.

The fulfillment of the requirements regarding emissions (including CO_2) will be a vital criterion deciding about the future trends in the development of CR DDI engines for passenger cars. Another important issue is the reduction of the costs of production and vehicle operation/maintenance to a



Spełnienie przyszłych wymagań dotyczących emisji (w tym także CO₂) będzie podstawowym kryterium wyznaczającym kierunki rozwoju silników CR DDI stosowanych do napędu samochodów osobowych. Ważnym zagadnieniem jest również obniżanie kosztów wytwarzania i eksploatacji do takiego poziomu, aby silniki te mogły konkurować z silnikami ZI, które stanowią dużą konkurencję w przedziale małych i średnich pojazdów. Spełnienie przedstawionych wymagań będzie możliwe do osiągnięcia dzięki dalszemu unowocześnianiu opisywanych systemów wtryskowych w połączeniu z modernizacją konstrukcji silnika. Obecnie prowadzone są badania nad opracowaniem systemu spalania homogenicznej mieszanki w silnikach o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa.

Kolejne rozwiązanie umożliwiające spełnienie normy Euro IV, to zastosowanie głowic wielozaworowych i stosowanie kontrolowanego spalania. Również coraz częściej mówi się o wprowadzeniu systemu zmiennych faz rozrządu do silników o zapłonie samoczynnym (rys. 12).

Postęp technologiczny w dziedzinie silników ZS doprowadził do znacznego wzrostu zainteresowania tego rodzaju napędem. Najnowsze konstrukcje silników ZS różnią się bardzo od hałaśliwych jednostek produkowanych według tradycyjnych rozwiązań konstrukcyjnych. Szczególnie turbodoładowane silniki o wtrysku bezpośrednim (DI – *Direct Injection*), w tym silniki wykorzystujące bezpośredni wtrysk *Common Rail*, odznaczają się bardzo dużym średnim ciśnieniem użytecznym, zapewniającym wyjątkowo dobre osiągi przy zachowaniu małego jednostkowego zużycia paliwa.

Już kilkadziesiąt lat temu wygłaszano opinie, iż silnik spalinowy osiągnął szczyt swego rozwoju. W rzeczywistości dokładnie nie wiadomo, jaki potencjał tkwi jeszcze w silniku spalinowym. Osiągi i rozwiązania, które niedawno wydawały się niemożliwe, dziś występują już w silnikach seryjnych. Przykładem może być ciśnienie wtrysku w silnikach ZS, które w ciągu ostatnich kilku lat wzrosło prawie dziesięciokrotnie (rys. 13).

Turbodoładowanie jest szeroko stosowanym sposobem zmniejszenia zużycia paliwa i emisji substancji toksycznych przez silniki ZS (rys. 14), przy jednoczesnym zwiększeniu objętościowego wskaźnika mocy. Pełne wykorzystanie możliwości wynikających z doładowania wymaga zapewnienia

level that will facilitate CI engines in the competition with SI engines, currently being highly competitive in the sector of passenger cars. The fulfillment of the said requirements will only be possible if further development of the described fuel injection systems proceeds together with engine remodelling. Currently, research is carried out on homogenous mixture burn in CI direct injection engines.

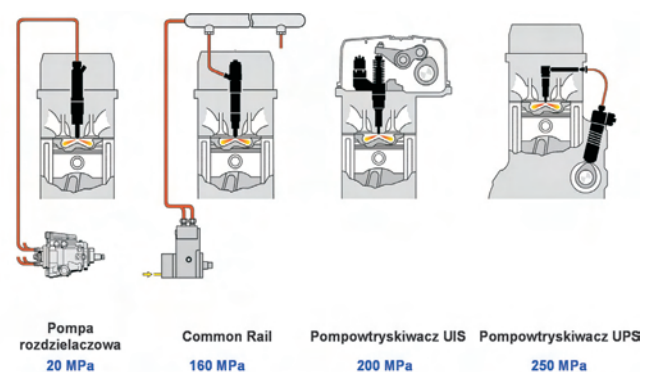
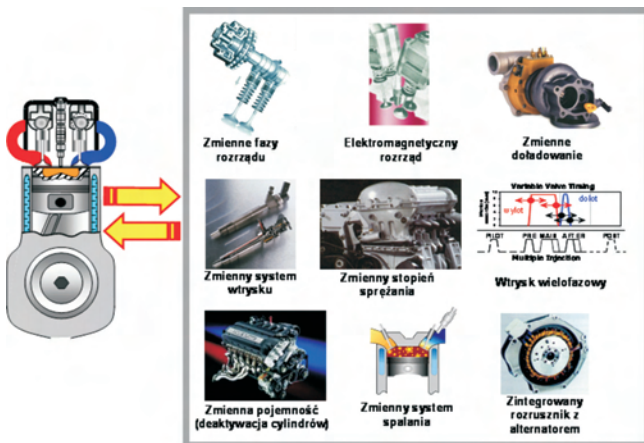
Yet another solution leading to Euro IV standard compliance is the application of multi-valve heads and controlled auto ignition. Engineers more frequently discuss the possibility of introduction of variable valve timing in CI engine (Fig. 12).

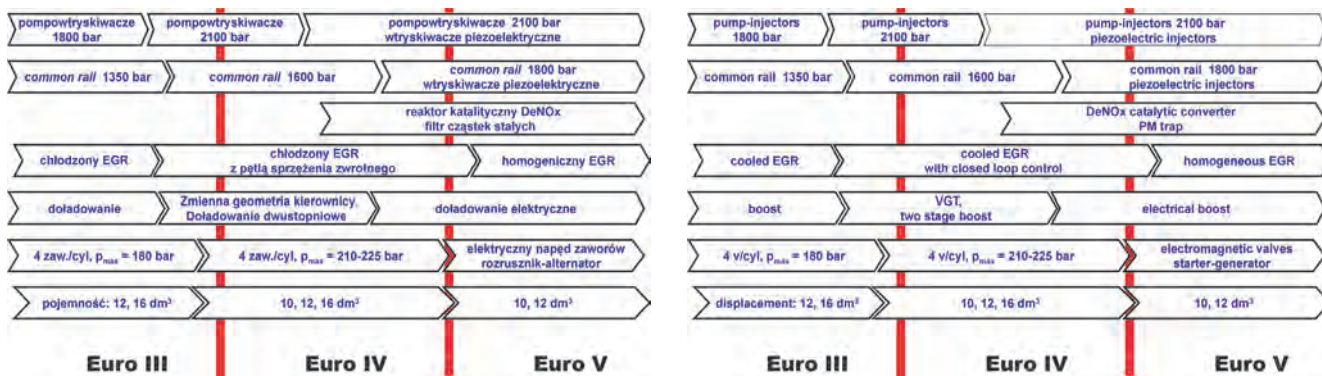
Technological advancement in CI engines has led to a growth in interest for this type of drive. The latest CI engines differ considerably from their noisy predecessors manufactured according to old technological solutions. Particularly turbocharged direct injection engines, including DI Common Rail types are distinguished by a high mean effective pressure guaranteeing excellent performance at a relatively low specific fuel consumption.

It has been a couple of decades since first opinions came that the combustion engine has reached its maximum level of development. Actually, it can never be ascertained what potential there is in a combustion engine, still to be exploited. The engine performance and solutions, not so long ago construed as impossible, are now implemented in serial production. Let us take the injection pressure in CI engines as an example, which has risen almost ten times for the last couple of years (Fig. 13).

Turbocharging is a widely applied measure to minimize fuel consumption and level of toxic emissions in CI engines (Fig. 14). It also increases volumetric power output. Full exploitation of the possibilities arising from the application of a turbocharger requires appropriate efficiency in the whole range of engine revolutions and engine loads. Only variable geometry turbochargers or variable flow turbochargers allow that. Thanks to such turbochargers the engine promptness in reacting to the changing parameters and the torque in the whole range of engine revolutions increase. Besides, adjusting the turbocharger efficiency to a momentary air demand leads to a drop in NO_x emission and fuel consumption at high engine speeds and low engine loads.

Intercooling increases the mass of the cylinder charge and results in a lower temperature in the combustion chamber,



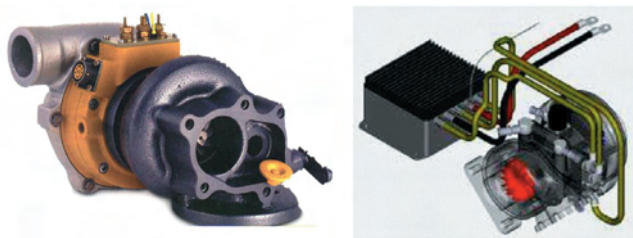


odpowiedniej wydajności w całym zakresie prędkości obrotowych i obciążenia silnika. Spełnienie tego warunku umożliwiają turbosprężarki o zmiennej geometrii kierownicy VGT (*Variable Geometry Turbocharger*) lub zmiennym przepływie VFT (*Variable Flow Turbocharger*). Wzrasta dzięki temu szybkość reagowania silnika na wszelkie zmiany warunków pracy oraz moment obrotowy w całym zakresie prędkości obrotowych. Oprócz tego dostosowanie wydajności sprężarki do chwilowego zapotrzebowania powietrza pozwala zmniejszyć emisję NO_x, a także zużycie paliwa w zakresie dużych prędkości obrotowych i małych obciążeń silnika.

Chłodzenie powietrza doładowanego zwiększa masę ładunku cylindra i powoduje obniżenie temperatury panującej w komorze spalania, co sprzyja redukcji emisji tlenków azotu. Obecnie testowane są turbosprężarki wspomagane elektrycznie (rys. 15), które np. włączone podczas zimnego rozruchu silnika uzyskują temperatury powietrza doładowującego powyżej 100°C po 1 s pracy (dla temperatury otoczenia -25°C po 10 cyklach pracy silnika).

Emisja tlenku węgla i węglowodorów przez współczesne silniki ZS osiąga wartości zbliżone do notowanych w silnikach ZI wyposażonych w trójfunkcyjny reaktor katalityczny, a jej dalsza redukcja nie stwarza większych problemów. Najwięcej trudności sprawia natomiast ograniczenie emisji tlenków azotu i cząstek stałych. Silniki ZS mogą być wyposażone w reaktory katalityczne spalin typu Oxicat (*Oxidation Catalyst* – reaktor katalityczny utleniający) i DeNOx oraz filtry cząstek stałych. Reaktor DeNOx ulega stopniowo zatruciu zawartą w paliwie siarką, natomiast filtr ulega zapełnieniu cząstkami. Aby zapewnić skuteczną pracę tych urządzeń, ich efektywność musi być stale monitorowana, by w razie jej zmniejszenia uruchomić procedurę regeneracji.

Coraz większą uwagę zwraca się na ograniczanie emisji podczas zimnego rozruchu oraz nagrzewania silnika ZS i dlatego wyposaża się go w układy skracające czas nagrzewania i



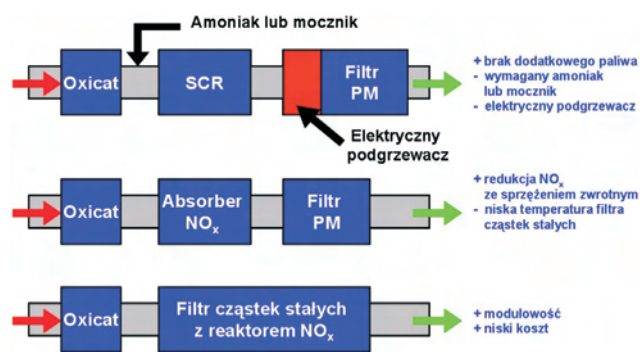
which lowers the NO_x emission. Currently, electric variable turbochargers are being tested (Fig. 15) that, when actuated at a cold start, can generate temperatures of the charged air around 100°C after 1 s of operation (at ambient temperature -25°C after ten engine cycles).

Carbon monoxide and hydrocarbon emissions generated by modern CI engines nearly equal those of SI engines that are fitted with three-way catalytic converters and further reduction of those emissions is due. The biggest issue, however, is the reduction of NO_x and particulate matter. CI engines can be fitted with Oxicat catalytic converters (Oxidation Catalyst), DeNOx catalysts and particulate traps. DeNOx will gradually get „contaminated” by the sulphur contained in the fuel and the particulate trap will eventually get filled by particulates. In order to ensure proper operation of these components, their effectiveness must be monitored on a continuous basis, so as to enable the regeneration procedure, if necessary.

More attention has recently been drawn to emission reduction at cold start and warm up cycles in CI engines. That is why the systems are equipped with catalyst conditioning devices (Fig. 16).

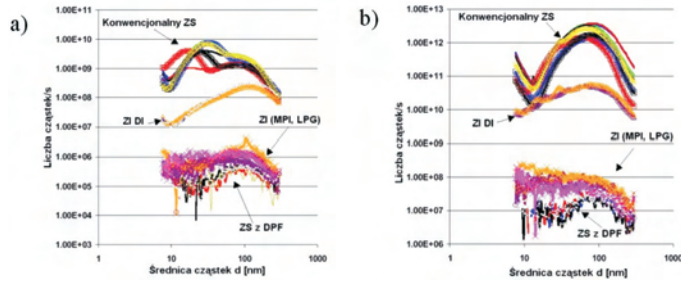
Particulate matter emission is largely influenced by the type of fuel applied. In the case of diesel engines with direct fuel injection and gasoline engines with low sulphur fuels a drop in number of particles and their mass is observed. The particle mass and content generated by direct gasoline injection engines are similar to those generated by diesel engines fitted with diesel particulate filter. Particulate matter emissions for selected engine technologies in different conditions are presented in Fig. 17.

3. Some trends in the development of combustion



podjęcia pracy przez układy oczyszczania spalin (rys. 16).

Duży wpływ na emisję cząstek stałych ma rodzaj stosowanego paliwa. W przypadku pojazdów z silnikami z bezpośrednim wtryskiem oleju napędowego oraz benzyny o niskiej zawartości siarki następuje znaczne zmniejszenie liczby cząstek i ich masy w emitowanych spalinach. Emitowane cząstki



z pojazdu wyposażonego we wtrysk bezpośredni benzyny są na podobnym poziomie ze względu na masę i skład, jak pochodzące z pojazdu z silnikiem ZS wyposażonym w filtr cząstek stałych (DPF – Diesel Particulate Filter). Emisję cząstek stałych dla wybranych technologii silników w różnych warunkach pracy przedstawiono na rysunku 17.

3. Perspektywy rozwoju silników spalinowych

Znacznie mniejsze zużycie paliwa, a w konsekwencji mniejsza emisja CO₂ oferowana przez silniki o bezpośrednim wtrysku paliwa, doprowadzi przypuszczalnie do stopniowej eliminacji silników o innych układach zasilania, przy czym w dziedzinie silników ZI będzie to zapewne proces długofalowy.

Konwencjonalne silniki spalinowe jeszcze długo pozostaną podstawowym źródłem napędu pojazdów. Ze względu na wymagania ekologiczne (kolejne normy ograniczające emisję składników szkodliwych), producenci zmuszeni są do poszukiwania różnych form zmniejszenia szkodliwego oddziaływania silników na środowisko. Po wprowadzeniu na przełomie lat siedemdziesiątych i osiemdziesiątych zasilania wtryskowego i trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego rozwój silników o zapłonie iskrowym osiągnął pewną stagnację, która trwała mniej więcej do połowy lat dziewięćdziesiątych. W tym czasie silniki ZS zbliżyły się do silników ZI pod względem osiągnięć, cały czas oferując znacznie mniejsze zużycie paliwa. Spowodowało to, że silniki ZI przestały być konkurencyjne wobec ZS i zaczęły tracić rynek, nawet tam, gdzie ich pozycja nie była wcześniej zagrożona (samochody osobowe). Prognozy długoterminowe wskazują jednak, że sprzedaż silników ZS będzie się zwiększała kosztem silników ZI (rys. 18).

Obecnie w pojazdach coraz częściej stosuje się (rys. 19–21):

- zintegrowane sterowanie elektroniczne,
- turbosprężarki wspomagane elektrycznie (EVGT),
- układy zmiany faz rozrządu i wzniosu zaworów,
- wtryskiwacze o zmiennym przekroju przepływu i geometrii strugi na obciążeniach częściowych.

engines

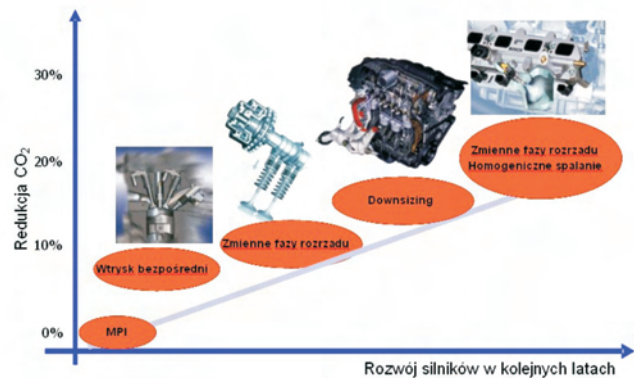
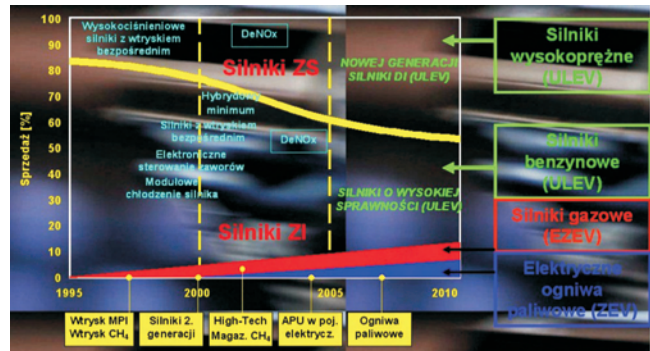
A sizeable fuel economy increase and, consequently, lower CO₂ emission in direct injection engines, will likely lead to a gradual elimination of engines of any other fuel systems. In the case of CI engines, however, this will be a long term process.

Conventional combustion engines will, for a long time to come, remain the most commonplace source of vehicle drive. Due to ecological requirements (further emission standards), the manufacturers are forced to seek a variety of methods to reduce harmful impact of combustion engines on the environment. After the introduction of fuel injection systems and three-way catalytic converters at the end of 1970's the development of gasoline engines, somewhat, came to a deadlock which lasted until mid 90's. In this time the CI engines converged technologically with SI engines in terms of performance, still offering a much lower fuel consumption. It led to a situation where SI engines were no longer competitive as compared to CI engines, which started to gain their market share, even in the sector where their position was not at all jeopardized (passenger cars). Long term forecasts indicate that the sales of CI engines are to grow at the cost of SI engines (Fig. 18).

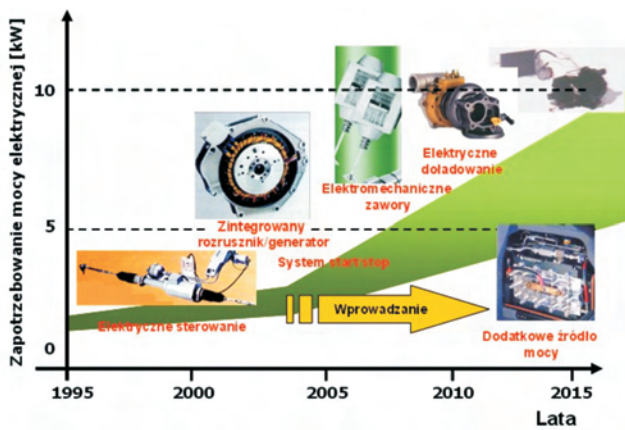
At present, vehicles are often equipped with (Fig. 19–21):

- integrated electronic control,
- electric variable turbochargers,
- variable valve timing and valve lift control,
- variable injectors at partial loads.

Technological advancement, which is currently in prog-



Postęp technologiczny, jaki dokonuje się w tej dziedzinie musi uwzględniać uzyskanie odpowiedniego poziomu



osiągów pojazdu, jego niezawodności, bezpieczeństwa oraz atrakcyjności handlowej.

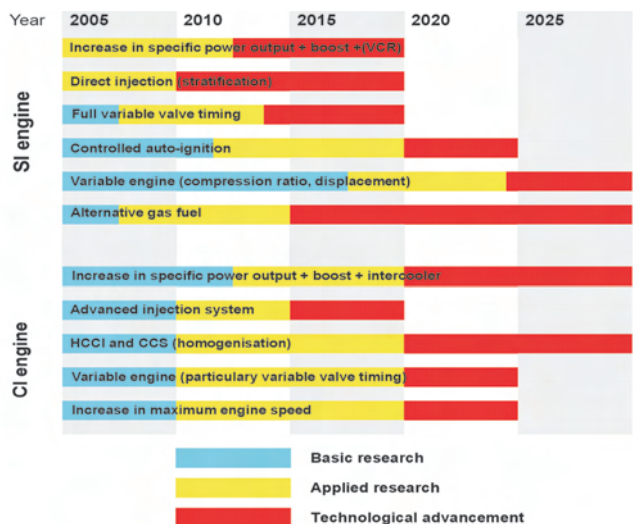
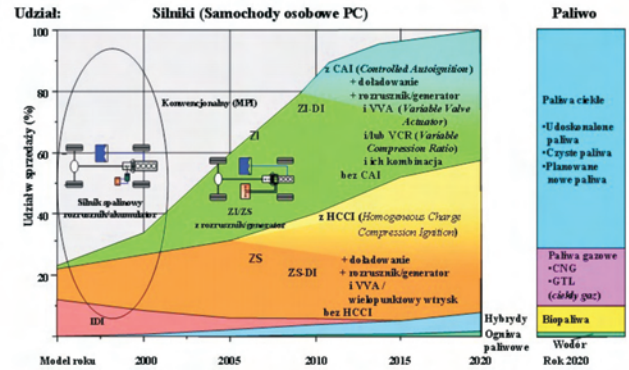
Początek trzeciego tysiąclecia to okres wyjątkowo intensywnego rozwoju silników spalinowych, a także największej jak dotąd ich produkcji. Prognoza nakreślona przez FUIORE (*Future Road Vehicle Research* – organizacja analizująca przyszłość transportu drogowego działająca pod auspicjami Komisji Europejskiej), przewiduje na najbliższe 30 lat szeroki rozwój tłokowych silników spalinowych (rys. 22).

4. Zakończenie

Spełnienie przyszłych wymagań dotyczących zmniejszenia emisji (w tym także CO₂) będzie podstawowym kryterium wyznaczającym kierunki rozwoju silników stosowanych do napędu pojazdów (rys. 23). Prognozy przedstawiane przez organizację EARPA (*European Automotive Research Partners Association* – Europejski Związek Ośrodków Badawczych Pojazdów) przewidują, że po wprowadzeniu norm Euro V,

ress, must take into account level of performance, reliability, safety and affordability.

The beginning of the third millennium is a period of extraordinarily rapid and intense development of combustion engines and their largest production ever. FUIORE (Future Road Vehicle Research – an organization analyzing the future of road transportation operating under the auspices of Euro-

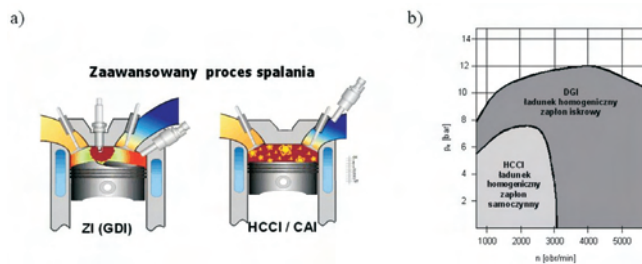
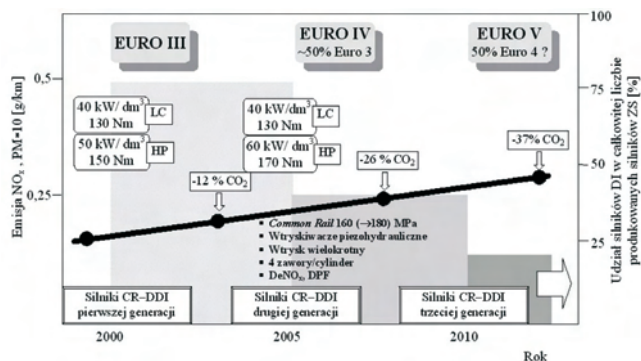


pean Commission), forecasts, for the next 30 years, a wide evolution of piston engines (Fig. 22).

4. Conclusion

The fulfillment of future emission requirements (including CO₂) will be the basic criterion for the development of vehicle engines (Fig. 23). The forecasts presented by EARPA (European Automotive Research Partners Association) show that having introduced the Euro V standard, the only remaining issue will be the increase in fuel economy.

The cost reduction process in terms of production and subsequent maintenance is not devoid of importance. Namely, the costs should be reduced to a level that will allow CI engines to compete with SI engines, which in the sector of light duty vehicle constitute a rival. First solutions have also appeared



kolejnym etapem będzie już tylko obniżanie limitów zużycia paliwa.

Ważnym zagadnieniem jest również obniżanie kosztów wytwarzania i eksploatacji do takiego poziomu, aby silniki ZS mogły konkurować z silnikami ZI, które w przedziale małych i średnich pojazdów stanowią dużą konkurencję. Po-

that aimed at converging the combustion processes of both CI and SI engines. This applies particularly to compression ignition, in the case of which, efforts are made to obtain homogenous combustion, as is in the case of SI engines (Fig. 24). It is because the formation of particulate matter and NO_x (the hardest to eradicate) is largely due to the heterogenous character of the combustion process [4].

The fulfillment of the said requirements will be possible thanks to further development of fuel injection systems along

Wielkość	V6 2,5 TDI	V6 3,0 TDI
Objętość skokowa [cm ³]	2496	2967
Średnica cylindra x Skok tłoka [mm]	78,3 x 86,4	83,0 x 91,4
Stopień sprężania	18,5	17,0
Moc maksymalna [kW] przy prędkości obrotowej [obr/min]	132/4000	171/4000
Maks. moment obrotowy [N*m] przy prędkości obrotowej [obr/min]	370/1500-2500	450/1400-3250
Objętościowy wskaźnik mocy [kW/dm ³]	52,9	57,6
System zasilania	Pompa rozdzielacza Bosch VP44	Common Rail Bosch CRIP II+
Maksymalne ciśnienie wtrysku [MPa]	145	160

Engine	Stage I	Stage II
SI	Downsizing up to 40% (CO ₂ drop by 20%) Boosting (supercharging, turbo charging and VGT) Direct injection (DI) - λ = 1 and λ > 1 Variable valve timing and lift control (CO ₂ drop by 10%) Variable compression ratio ε = 8-14 42 V electric system (braking energy recuperation, starter-alternator, semi-hybrid)	Adaptive control Flexible engines subsystems New combustion systems Increase in engine effectiveness (including full load) Operation on CNG and hydrogen Charged lean burn engines A single controller management of the whole drivetrain X-by-wire control
CI	LDD DI	Adaptive engine control in the whole range of operation Downsizing More boost (better materials in terms of strength/durability) Strategy of control of single work cycles Homogenous charge application at partial loads New combustion systems with automatic ignition control (NO _x and PM reduction)
	HDD DI	Reduction of engine displacement High boost level EVGT EGR- intercooled Variable valve timing Particulate trap, selective catalytic reduction (urea application) Advanced fuel injection systems Variable injectors Increase in fuel economy Improvement of combustion process Adaptive maximum fuel injection pressure Emphasis on maintenance cost reduction

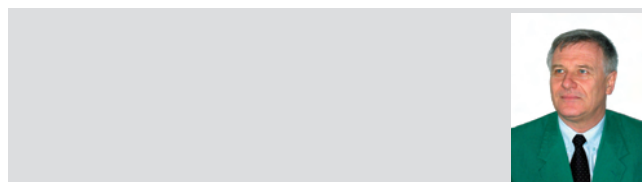
Literatura/Bibliography

- [1] Anderson J., Wedekind B.: Particulate Research Programme 1998–2001, Summary Report, DETR/SMMT/CONCAVE, no. 5, 2001.
- [2] AVL Regulations & Standards, Current and Future Exhaust Emission Legislation AVL, Graz 05.2003.
- [3] FUIRORE – Future Road Vehicle Research: R&D Technology Roadmap. 10.2003.
- [4] Fürhapter A., Pioch W., Fraidl G.: Homogene Selbst-zündung. Die praktische Umsetzung am transienten Vollmotor. Motortechnische Zeitschrift, No. 2/2004.
- [5] Imarisio R., Rossi S.: Potential of Future Common Rail DI Diesel Engine. Ingenierus de l'Automobile, no. 10, 2001.
- [6] Materiały firmy Bosch.
- [7] Rault A.: Midl and Long Term Powertrains Evolution, Associated Fuels, Eucar, European Council for Automotive R&D, 20.02.2002.
- [8] Watanabe H.: Hybrid Vehicles – the Mainstream Eco-Vehicle of Tomorrow. F2000PA02, Fisita World Automot-

Skróty i oznaczenia/Nomenclature

- APU *Auxiliary Power Unit* – dodatkowe źródło zasilania
- CAI *Controlled Auto-Ignition* – sterowany samozapłon paliwa
- CCS *Combined Combustion System* – system spalania ładunku homogenicznego silniku ZS, rozwinięcie systemu HCCI z wtryskiem paliwa bezpośrednio do cylindra
- CNG *Compressed Natural Gas* – sprężony gaz ziemny
- CNG-HV *Compressed Natural Gas-Hybrid Vehicle* – pojazd o napędzie hybrydowym z silnikiem zasilanym CNG
- CR DDI *Common-Rail Diesel Direct Injection* – akumulacyjny wtrysk paliwa
- CSI *Compression-Spark Ignition* – połączenie zapłonu iskrowego i samoczynnego
- DeNO_x *Decrease NO_x* – reaktor katalityczny obniżający NO_x
- D-HV *Diesel-Hybrid Vehicle* – pojazd o napędzie hybrydowym z silnikiem ZS
- DPF *Diesel Particulate Filter* – filtr cząstek stałych
- EARPA *European Automotive Research Partners Association* – Europejski Związek Ośrodków Badawczych Pojazdów
- EGR *Exhaust Gas Recirculation* – układ recyrkulacji spalin
- EUDC *Extra Urban Drive Cycle* – pozamiejski europejski test jezdny
- EV *Electric Vehicle* – pojazd elektryczny
- EVGT *Electric Variable Geometry Turbocharger* – turbina o zmiennej geometrii łopatek kierownicy wspomagana elektrycznie
- FUIRORE *Future Road Vehicle Research* – działająca pod auspicjami Komisji Europejskiej organizacja analizująca przyszłość transportu drogowego
- GDI *Gasoline Direct Injection* – system wtrysku bezpośredniego silników ZI
- G-HV *Gasoline-Hybrid Vehicle* – pojazd o napędzie hybrydowym z silnikiem ZI
- H₂FC *Hydrogen Fuel Cell* – pojazdy napędzane ogniwami paliwowymi (wodorowymi)
- HC *High Cost Equipment* – systemy o wysokim koszcie całkowitym (zaawansowana technologia)
- HCCI *Homogenous Charge Compression Ignition* – system spalania ładunku homogenicznego w silniku ZS
- HDD *Heavy Duty* – ciężki silnik ZS
- HV *Hybrid Vehicle* – pojazd o napędzie hybrydowym
- IDI *Indirect Injection* – wtrysk pośredni (silniki ZS)
- ISAD *Integriertes-Starter-Alternator-Dämpfersystem* – zintegrowany rozrusznik z alternatorem
- i-VTEC *intelligent-Variable Valve Timing and Lift Electronic Control* – system inteligentnej zmiany faz rozrządu i elektronicznej kontroli wzniosu zaworów firmy Honda
- LC *Low Cost equipment* – systemy o niskim koszcie całkowitym (standardowa technologia)
- LDD *Light Duty Diesel* – lekki pojazd ciężarowy z silnikiem ZS
- MPI *Multi Point Injection* – wielopunktowy niskociśnieniowy wtrysk paliwa do kanałów dolotowych (dotyczy silników ZI)
- NEDC *New European Driving Cycle* – nowy europejski cykl jezdny – zmodyfikowany ECE R83 (tzw. Eurotest) z natychmiastowym poborem spalin
- Oxicat *Oxidation Catalyst* – reaktor katalityczny utleniający
- PM_{0,1} cząstki stałe o średnicy mniejszej lub równej 0,1 mm
- SCR *Selective Catalytic Reduction* – selektywna redukcja katalityczna
- SPI *Single Point Injection* – jednopunktowy niskociśnieniowy wtrysk paliwa do kolektora dolotowego
- TDI *Turbo Diesel Injection* – turbodoładowany silnik ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa
- UDC *Urban Driving Cycle* – miejski europejski cykl jezdny
- ULEV *Ultra Low Emission Vehicle* – pojazd o bardzo niskiej emisji
- VCR *Variable Compression Ratio* – zmienny stopień sprężania
- VFT *Variable Flow Turbocharger* – turbosprężarka o zmiennym przepływie
- VGT *Variable Geometry Turbocharger* – turbina o zmiennej geometrii łopatek kierownicy
- VVT-i *Variable Valve Timing-intelligent* – system inteligentnej zmiany faz rozrządu firmy Toyota
- VVTL-i *Variable Valve Timing and Lift-intelligent* – system inteligentnej zmiany faz rozrządu i elektronicznej kontroli wzniosu zaworów firmy Toyota
- XFC-HV *Fuel Cell-Hybrid Vehicle* – pojazd hybrydowy napędzany ogniwami paliwowymi (o nieokreślonym zasilaniu ogniw)
- XX-HV *Hybrid Vehicle* – pojazd hybrydowy (o nieokreślonym napędzie)

Artykuł recenzowany



Badania niepoważalności emisji zanieczyszczeń z silników samochodów

W pracy przedstawiono podstawy teoretyczne analizy użytkowych właściwości silników spalinowych w warunkach przypadkowych. Wyniki rozważań teoretycznych zilustrowano badaniami niepoważalności właściwości ekologicznych (ze względu na emisję zanieczyszczeń i zużycie paliwa) silnika samochodu osobowego w warunkach testu jezdneho zgodnego z regulaminem ECE R83.05.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, ekologia, emisja drogowa

Testing of non-repeatability of pollution emission from motor-car engines

This work presents the theoretical grounds for the analysis of I.C. engine operation properties under random conditions. The results of theoretical considerations are illustrated by the tests of non-repeatability of motor-car engine's ecological properties (due to pollution emission and fuel consumption) under conditions of the driving test according to the ECE R83.05 regulation.

Wstęp

Wiedza na temat użytkowych właściwości silników spalinowych dotyczy zazwyczaj przyczynowych warunków pracy oraz nie jest uwzględniana statystyczna natura uzyskiwanych wyników badań. Usprawiedliwieniem tych faktów są wysokie koszty współczesnych badań, szczególnie badań emisji zanieczyszczeń w warunkach symulujących rzeczywiste użytkowanie silników. Wyniki badań, w których warunki pracy silników są potraktowane jako przypadkowe, np. [4] (na podstawie danych zawartych [1]) oraz w [4, 5]) uzasadniają celowość podejmowania tej tematyki. Podobnie badania statystycznych właściwości silników pracujących w warunkach statycznych, dotyczące zarówno procesów szybkozmiennych [8], jak i procesów o właściwościach częstotliwościowych odpowiadających warunkom trakcyjnego użytkowania silników [9], umożliwiają uzyskanie cennych informacji na temat powtarzalności użytkowych właściwości silników. Szczególnie duże znaczenie praktyczne ma badanie użytkowych właściwości silników spalinowych w warunkach symulujących warunki rzeczywistego użytkowania silników [6].

Badania podjęte nad właściwościami użytkowymi silników spalinowych w warunkach przypadkowych symulujących warunki rzeczywistego użytkowania są prowadzone w kierunkach: oceny wrażliwości właściwości silników na wielkości charakteryzujące warunki ich pracy oraz oceny powtarzalności użytkowych właściwości silników zarówno w warunkach statycznych, jak i dynamicznych. W niniejszej pracy są prezentowane wybrane wyniki badań powtarzalności ekologicznych właściwości silników ze względu na emisję zanieczyszczeń i zużycie paliwa w warunkach testu jezdneho zgodnego z wymaganiami regulaminu ECE 83.05.

Metodyka badań emisji zanieczyszczeń w warunkach przypadkowych użytkowania samochodów

Przedmiotem badań są właściwości ekologiczne ze względu na emisję substancji szkodliwych dla środowiska (zanieczyszczeń) z silników samochodów i zużycia paliwa przez nie. Jako jedną z wielkości, charakteryzujących zanieczyszczenie środowiska przez silniki spalinowe, użytkowane w pojazdach, przyjmuje się emisję drogową, będącą pochodną emisji zanieczyszczenia względem drogi przebytej przez samochód [4, 5]

Introduction

The knowledge about the operation properties of I.C. engines usually applies to causal operating conditions, and – additionally – the statistical nature of obtained test results is not taken into consideration. These facts are justified to some extent by high costs of present-day tests, particularly tests of pollution emission under conditions simulating the real use of engines. The results of tests in which engine operating conditions are treated as random, e.g. [4] (based on the data contained in [1]) and in [4, 5]) justify the expediency of taking up this subject matter. Similarly, the testing of statistical properties of engines operating under static conditions, concerning both quick-change processes [8] and processes having frequency properties corresponding to engine traction use conditions [9], makes it possible to obtain valuable information about the repeatability of engine operation properties. It is of particularly high practical importance to test I.C. engine operation properties under conditions simulating the real conditions of engine use [6].

Tests on I.C. engine operation properties in random conditions simulating the real use conditions are aimed at judging the engine properties sensitivity to the values characterizing the engine operating conditions and estimating the repeatability of engine operation properties both in static and dynamic conditions. This elaboration presents chosen test results of the repeatability of ecological properties of engines due to pollution emission and fuel consumption under driving test conditions according to the requirements in the ECE 83.05 regulation.

Test methodology of pollution emission under random conditions of car use

The object of tests is the ecological properties due to the car engine emission of substances harmful to the environment (pollutants) and due to fuel consumption by car engines. One of the values characterizing the environmental pollution by I.C. engines used in road vehicles is assumed to be the distance mass emission being derived from pollution emission in relation to distance covered by car [4, 5]:

$$() = \frac{()}{()} \quad (1)$$

$$m_s(s) = \dots (1)$$

gdzie: s – droga przebywana przez pojazd, m_s(s) – emisja zanieczyszczenia jako funkcja drogi przebywanej przez pojazd.

Jako funkcja czasu emisja drogowa wynosi:

$$b_t(t) = b_s(s(t)) (2)$$

przy czym droga s jest równa:

$$s(t) = \int_0^t v(\tau) \cdot \tau (3)$$

gdzie: v – prędkość samochodu, t – czas.

Właściwości użyteczne silnika spalinowego zależą w warunkach dynamicznych w sposób operatorowy przede wszystkim od stanu pracy silnika, określonego obciążeniem silnika i jego prędkością obrotową, od stanu cieplnego, który może być opisany zbiorem temperatur części i układów silnika oraz od warunków zewnętrznych, wpływających na pracę silnika [4, 5]. Emisję drogową można modelować jako operatorową zależność [4, 5]:

$$m_s(s) = \dots (4)$$

gdzie: R – moment obrotowy, ω – prędkość obrotowa, T – stan cieplny silnika, G – zbiór zawierający informacje o warunkach zewnętrznych.

W warunkach trakcyjnego użytkowania silnika emisja drogowa jest zależna operatorowo przede wszystkim od przebiegu prędkości, jako podstawowej wielkości determinującej warunki pracy silnika w samochodzie w związku z podobieństwem właściwości współczesnych układów napędowych [4, 5]:

$$m_s(s) = \dots (5)$$

gdzie: Z – zbiór, którego elementy zawierają informacje o oporach ruchu samochodu, związanych z ukształtowaniem nawierzchni.

W badaniach silników trakcyjnych w pojazdach w warunkach kontrolowanej powtarzalności na hamowni podwoziowej niektórych wielkości jako podstawowe wymuszenia można przyjąć: przebieg prędkości samochodu, zdeterminowany oporami ruchu i sterowaniem mocy silnika:

$$v(t) = \dots (6)$$

oraz przebieg warunków zewnętrznych, które mają charakter wolnozmienny w stosunku do procesów znamienych dla trakcyjnego użytkowania silników:

$$G(t) = \dots (7)$$

Stan cieplny silnika może być modelowany jako zależność operatorowa prędkości oraz warunków zewnętrznych:

$$R(t) = \dots (8)$$

zaś opory ruchu są zależne funkcyjnie od prędkości samochodu:

$$Z(t) = \dots (9)$$

Średnia emisja drogowa zanieczyszczeń

where: s – distance covered by vehicle, m_s(s) – pollution emission as a function of distance covered by vehicle.

As a function of time, the distance mass emission is:

$$b_t(t) = b_s(s(t)) (2)$$

where at distance s is equal to:

$$s(t) = \int_0^t v(\tau) \cdot \tau (3)$$

where: v – car velocity, t – time.

Under dynamic conditions, the I.C. engine operation properties depend operationally, in the first place, on engine running state determined by engine load and speed, thermal state that can be described by a set of temperatures of engine parts and systems, and external conditions influencing engine running [4, 5]. The distance mass emission can be modelled as the operational dependence [4, 5]:

$$m_s(s) = \dots (4)$$

where: R – torque, ω – speed, engine, information – thermal state of G – set containing information about external conditions.

Under engine traction use conditions, the distance mass emission depends operationally, in the first place, on course of velocity as the basic quantity determining engine running conditions in car in connection with the similarity of the properties of present-day power transmission systems [4, 5]:

$$m_s(s) = \dots (5)$$

where: Z – set of elements containing information about car's resistance to motion connected with road surface shape.

In the testing of traction engines in vehicles under conditions of the controlled repeatability of some quantities on a chassis dynamometer, the following can be taken as the basic forced parameters: course of car velocity determined by resistance to motion and engine power control:

$$v(t) = \dots (6)$$

and course of external conditions that are of the slow-change nature in relation to processes significant for the traction use of engines:

$$G(t) = \dots (7)$$

The thermal state of engine can be modelled as the operational dependence of velocity and external conditions:

$$R(t) = \dots (8)$$

while resistance to motion depends functionally on car velocity:

$$Z(t) = \dots (9)$$

The average distance mass emission of pollution in driving test is:

$$m_s(s) = \frac{1}{S} \int_0^S m_s(s) \cdot ds (10)$$

where distance S is:

$$S = \int_0^t v(\tau) \cdot \tau (11)$$

czyszczenia w teście jezdnym wynosi:

$$= \frac{1}{T} \int_0^T (\cdot) \cdot dt \quad (10)$$

gdzie droga S wynosi:

$$= \int_0^T (\cdot) dt \quad (11)$$

dla $(\cdot) \geq 0$ (co ma miejsce zawsze $\in [0, T]$ w wypadku testów jezdnych), przy czym, gdzie T – czas trwania testu.

Na wartość średniej emisji drogowej zanieczyszczenia wpływają:

– bezpośrednio – przebiegi prędkości samochodu $(\cdot) = (\cdot)$ oraz warunków zewnętrznych $G(\cdot) = (\cdot)$

– pośrednio – przebiegi stanu cieplnego silnika $R(\cdot) = [(\cdot)G(\cdot)]$ oraz oporów ruchu samochodu $A(\cdot) = (\cdot)$

W warunkach badań na hamowni podwoziowej istnieje możliwość arbitralnego przyjęcia założenia o przyczynowości funkcji: (\cdot) , $[(\cdot)G(\cdot)]$ i (\cdot) .

Przebieg prędkości (\cdot) można potraktować jako przypadkową i przedstawić jako funkcję funkcji przyczynowej (\cdot) i przypadkowej (\cdot) :

$$(\cdot) = (\cdot) \cdot (\cdot) \quad (12)$$

Przykładowo funkcję tę można modelować w sposób addytywny jako:

$$(\cdot) = (\cdot) + (\cdot) \quad (13)$$

lub multiplikatywny jako:

$$(\cdot) = (\cdot) \cdot (\cdot) \quad (14)$$

Jeżeli przebieg prędkości (\cdot) jest funkcją przyczynową, czyli nie jest ona zależna od funkcji (\cdot) , tzn. dla $\in [0, T]$:

$(\cdot) = 0$ w wypadku (13) lub $(\cdot) = 1$ w wypadku (14), to średnia emisja drogowa zanieczyszczenia

jest też wielkością przyczynową. W ogólności, gdy przebieg prędkości

(\cdot) jest funkcją przypadkową, wówczas średnia emisja drogowa zanieczyszczenia jest wielkością przypadkową \neq , zatem miarą różnicy średniej emisji drogowej zanieczyszczeń w teście w warunkach prędkości o atrybutach: przyczynowym i przypadkowym jest:

$$\Delta = | \cdot - \cdot | \quad (15)$$

W badaniach emisji zanieczyszczeń najważniejsze zadanie dotyczy dokonywania ocen ilo-

for $(\cdot) \geq 0$ (which is always the case in driving tests), whereat $\in [0, T]$, where T – test duration.

The average distance mass emission value of pollution is influenced by:

– directly – courses of car velocity $(\cdot) = (\cdot)$ and external conditions $G(\cdot) = (\cdot)$

– indirectly – courses of thermal state of engine $R(\cdot) = [(\cdot)G(\cdot)]$ and car's resistance to motion $A(\cdot) = (\cdot)$

In the testing conditions on a chassis dynamometer it is possible to adopt arbitrarily the assumption about the causality of the functions: (\cdot) , $[(\cdot)G(\cdot)]$ and (\cdot) .

The course of velocity (\cdot) can be treated as random and presented as a function of the causal function (\cdot) and random function (\cdot) :

$$(\cdot) = (\cdot) \cdot (\cdot) \quad (12)$$

For example, this function can be modelled in the additive way as:

$$(\cdot) = (\cdot) + (\cdot) \quad (13)$$

or in the multiplicative way as:

$$(\cdot) = (\cdot) \cdot (\cdot) \quad (14)$$

If the velocity course (\cdot) is a causal function, meaning it is not dependent on the function (\cdot) , i.e. for $\in [0, T]$: $(\cdot) = 0$ in the case (13) or $(\cdot) = 1$ in the case (14), then the average distance mass emission of pollution is also the causal quantity

In general, when the velocity course (\cdot) is a random function, then the average distance mass emission of pollution is the random quantity \neq , so the measure of difference of the average distance mass emission of pollution in test under conditions of velocity with the causal and random attributes is:

$$\Delta = | \cdot - \cdot | \quad (15)$$

In the testing of pollution emission, the most important task is to make quantitative assessments (as – in general – in all scientific research). This is only possible in relation to scalar quantities (zero-dimensional, numerical). It is particularly essential to test the sensitivity of the average distance mass emission difference in test under random and causal conditions Δb to the zero-dimensional (point) characteristics of the random process characterizing the car velocity (\cdot) .

ściowych (jak – w ogólności – we wszystkich badaniach naukowych). Jest to możliwe tylko w odniesieniu do wielkości skalarnych (zerowymiarowych, liczbowych). Szczególnie istotne jest badanie wrażliwości różnicy średniej emisji drogowej w teście w warunkach przypadkowych i przyczynowych Δb na charakterystyki zerowymiarowe (punktowe) procesu przypadkowego charakteryzującego prędkość pojazdu (\cdot) .

Charakterystykami punktowymi procesu (\cdot) są funkcjonały określone na funkcji (\cdot) :

$$V = \mathfrak{R} [(\cdot)] \tag{16}$$

Wybór postaci funkcjonałów V jest zależny od programu badań i stosownie do ich postaci są im przypisywane różne interpretacje, np. wartość średnia czy wariancja itd.

Niech zbiorem charakterystyk punktowych procesu (\cdot) będzie:

$$V = \{ 1 \cdot 2 \dots \dots \} \tag{17}$$

Wrażliwość różnicy średniej emisji drogowej zanieczyszczeń w teście w warunkach prędkości o atrybutach: przyczynowym i przypadkowym Δb na charakterystyki punktowe procesu (\cdot) jest wielkość:

$$= \left. \frac{\partial \Delta}{\partial \cdot} \right|_{=} = 1 \ 2 \ \dots \tag{18}$$

gdzie: $= 1 \ 2 \ \dots \dots$; \neq

Jednym z możliwych sposobów oceny wrażliwości emisji zanieczyszczeń z pojazdu na przypadkowe warunki jego użytkowania jest przeprowadzanie badań z różną starannością testów tego samego egzemplarza samochodu w porównywalnych warunkach.

Wyniki badań można interpretować m.in. w zależności od:

- odchylenia standardowego procesu (\cdot) –
- maksymalnej częstotliwości widmowej reprezentacji procesu (\cdot) – , ocenianej na podstawie arbitralnie przyjętej amplitudy widmowej reprezentacji procesu.

Istnieje jeszcze wiele innych możliwości realizacji programu badań emisji zanieczyszczeń z silników w warunkach przypadkowych. Szczególnie duże możliwości daje badanie silników w jak najbardziej kontrolowanych warunkach, a więc nie w pojeździe na hamowni podwoziowej, ale na hamowni silnikowej. Konieczne jest jednak wykorzystanie do tego celu nie tylko wyspecjalizowanej aparatury sterującej, ale i stanowiska umożliwiającego nie tylko hamowanie silnika, lecz i jego napęd. W programie badań realizowanym w takich warunkach należy upatrywać możliwości uzyskania rzetelnych informacji o wpływie warunków przypadkowych pracy silnika na emisję zanieczyszczeń.

The point characteristics of the process (\cdot) are the functionals determined on the function (\cdot) :

$$V = \mathfrak{R} [(\cdot)] \tag{16}$$

The choice of the V functional form depends on test program, and, according to the form of the functionals, different interpretations are attributed to them, e.g. average value or variance, etc.

Let a set of the point characteristics of the process (\cdot) be:

$$V = \{ 1 \cdot 2 \dots \dots \} \tag{17}$$

The sensitivity of the difference of the average distance mass emission of pollution in test under causal and random conditions of velocity Δb to the point characteristics of the process (\cdot) is the quantity:

$$= \left. \frac{\partial \Delta}{\partial \cdot} \right|_{=} = 1 \ 2 \ \dots \tag{18}$$

where: $= 1 \ 2 \ \dots \dots$; \neq

One of the possible ways to evaluate the sensitivity of pollution emission from a vehicle to random conditions of its use is to carry out tests with different testing accuracy of the same car specimen under comparable conditions.

Test results can be interpreted, among other things, depending on:

- standard deviation of process (\cdot) –
- maximum spectral frequency of process representation (\cdot) – , estimated on the basis of arbitrarily adopted spectral amplitude of process representation.

There are many other possible ways to carry out the test program of pollution emission from engines under random conditions. Particularly high possibilities are offered by testing engines under conditions controlled as much as possible, i.e. not in vehicle on a chassis dynamometer but engine test bed. However, it is necessary to use for this purpose not only specialized control equipment, but also a test bed enabling an engine to be not only braked but also driven. It is in a test program carried out under such conditions that one should see the possibility of obtaining reliable information about the influence of random engine operation conditions on the emission of pollution.

Test results of pollution emission from car engine

The tests were carried out on a chassis dynamometer in the Automotive Industry Institute in Warsaw. The Schenck-Komeg chassis dynamometer of the EMDY 48 type has a road wheel of 483 mm in diameter. The test stand is equipped with the Horiba exhaust gas sampling system CVS-7300 (constant volume sampling). The concentration of exhaust gas components was measured by a set of the Horiba analyzers MEXA

Wyniki badań emisji zanieczyszczeń z silnika samochodu

Badania przeprowadzono na hamowni podwoziowej Przemysłowego Instytutu Motoryzacji w Warszawie. Hamownia podwoziowa typu EMDY 48 firmy Schenck-Komeg ma rolę jezdnią o średnicy 483 mm. Stanowisko jest wyposażone w układ poboru spalin CVS-7300 firmy Horiba (*constant volume sampling* – o stałym natężeniu przepływu). Do pomiaru stężeń składników spalin wykorzystano zestaw analizatorów MEXA 7200 firmy Horiba. Program badań oraz akwizycja wyników badań i ich przetwarzanie były realizowane pod nadzorem układu VETS-7000 firmy Horiba.

Obiektem badań był samochód osobowy Citroën Berlingo z silnikiem o zapłonie iskrowym o objętości skokowej 1398 cm³ i znamionowej mocy użytecznej 55 kW (rys. 1).

Program badań obejmował realizację testów jezdnych:

- UDC (*Urban Driving Cycle* – test jazdy w miastach) z rozruchem nie nagrzanego silnika,
- UDC z rozruchem nagrzanego silnika,
- EUDC (*Extra Urban Driving Cycle* – test jazdy poza miastami),
- FTP-75 (*Federal Transient Procedure* – test federalny w Stanach Zjednoczonych),
- Japan Mode 10-15 – test obowiązujący w Japonii.

Dokonywano pomiarów następujących wielkości:

- prędkość samochodu,
- stężenie tlenku węgla CO, węglowodorów HC sprowadzonych do propanu C₃H₆, tlenków azotu NO_x sprowadzonych do tlenku azotu NO, dwutlenku węgla CO₂,
- kąt obrotu przepustnicy,
- prędkość obrotowa silnika,
- moc zredukowana na oś wału korbowego,
- siła napędowa na styku rolki z oponą,
- napięcie czujnika stężenia tlenu (sondy lambda).

Wyniki pomiarów były próbkowane z częstotliwością 10 Hz i uśredniane w czasie 1 s.

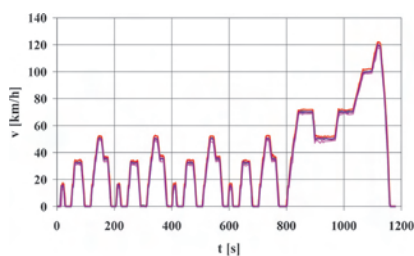
Rejestrowano również parametry charakteryzujące warunki otoczenia: ciśnienie, temperaturę i wilgotność powietrza.

Obciążenie układu napędowego symulowano funkcją kwadratową. Współczynniki funkcji zostały zidentyfikowane metodą swobodnego wybiegu w przedziale prędkości (0 ÷ 120) km/h.

Na podstawie wyników pomiarów wyznaczono m.in. przebiegi:

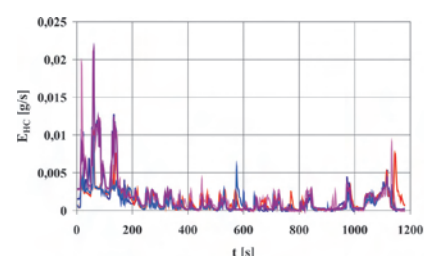
- natężenia emisji składników spalin – E,
- eksploatacyjnego zużycia paliwa – Q,
- emisji drogowej – b.

W pracy przedstawiono przykładowo analizę wyników



Rys. 2. Zbiór przykładowych przebiegów prędkości samochodu w teście ECE R83.05

Fig. 2. Set of exemplary car velocity courses in ECE R83.05 test



Rys. 3. Zbiór przykładowych przebiegów natężenia emisji węglowodorów w teście

Fig. 3. Set of exemplary hydrocarbon mass emission intensity courses in the test

7200. The test program and the acquisition of test results and their processing were carried out under the supervision of the Horiba system VETS-7000.

The test object was a motor-car Citroën Berlingo with a spark-ignition engine having swept volume 1398 cm³, with rated output 55 kW (Fig. 1).

The test program included the following drive cycles:

- UDC (Urban Driving Cycle) with starting of unheated engine,
- UDC with starting of heated engine,
- EUDC (Extra Urban Driving Cycle),
- FTP-75 (Federal Transient Procedure – federal test in the United States),
- Japan Mode 10-15 – test valid in Japan.

The following parameters were measured:

- car velocity,
- concentration of carbon monoxide CO, hydrocarbons HC reduced to propane C₃H₆, nitric oxides NO_x reduced to nitric oxide NO, carbon dioxide CO₂,
- throttle rotation angle,
- engine speed,
- power reduced onto crankshaft axis,
- driving force on road wheel-tyre contact,
- oxygen sensor voltage.

The measurement results were sampled with the frequency 10 Hz and averaged within the time 1 s.

What were also recorded were the parameters characterizing the environmental conditions: pressure, temperature and air humidity.

The power transmission system load was simulated by the square function. The function coefficients were identified by means of the free motion method within the velocity range (0 ÷ 120) km/h.

Based on the measurement results, the following courses, among other things, were determined:

- exhaust gas component mass emission intensity – E,
- operation fuel consumption – Q,
- distance mass emission – b.

The elaboration presents, by way of example, an analysis of results averaged in the ECE R83.05 tests (UDC and EUDC) carried out with the starting of heated engine. Sets of results obtained in 22 tests were analysed.

Figure 2 shows a set of exemplary car velocity courses, and Figures 3 – 6 show exhaust gas component mass emission intensities in the ECE R83.05 test.

Figures 7 – 12 present the zero-dimensional characteristics of sets of the values averaged in the tests of: velocity – v_{AVP}

uśrednionych w testach ECE R83.05 (UDC i EUDC), wykonywanych z rozruchem nagrzanego silnika. Analizowano zbiory wyników uzyskanych w 22 testach.

Na rysunku 2 przedstawiono zbiór przykładowych przebiegów prędkości samochodu, a na rysunkach 3 – 6 natężenia emisji składników spalin w teście ECE R83.05.

Na rysunkach 7 – 12 są przedstawione zerowymiarowe charakterystyki zbiorów wartości uśrednionych w teście: prędkości – v_{AV} , emisji drogowych zanieczyszczeń – b oraz eksploatacyjnego zużycia paliwa – Q . Charakterystykami tymi są:

- wartość minimalna – Min,
- wartość maksymalna – Max,
- wartość średnia – AV,
- odchylenie standardowe – D.

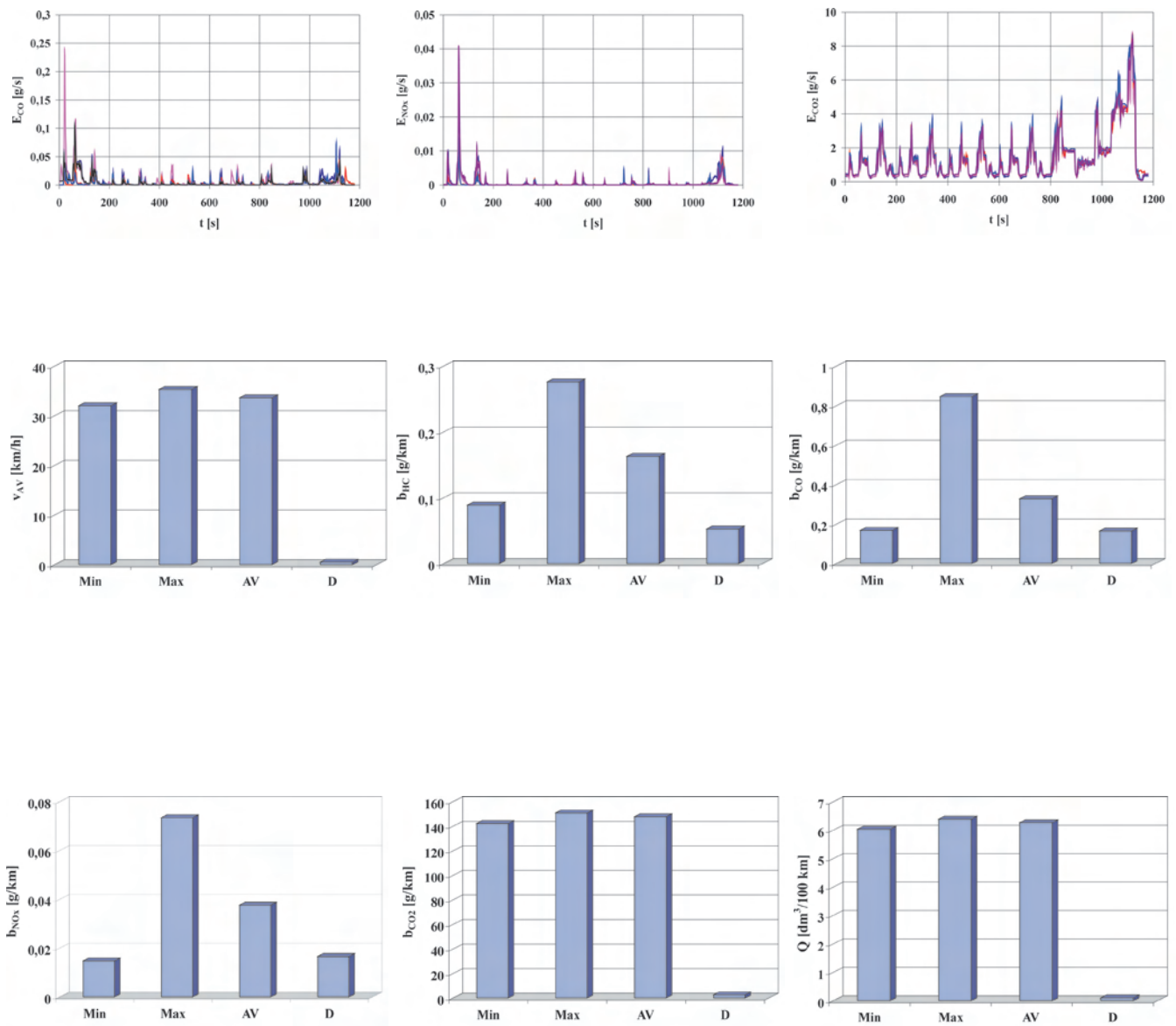
Na rysunku 13 przedstawiono stosunek odchylenia stan-

distance mass emissions of pollution – b , and operation fuel consumption – Q . The characteristics are:

- minimum value – Min,
- maximum value – Max,
- average value – AV,
- standard deviation – D.

Figure 13 shows the ratio of standard deviation and average value of the analysed sets, the ratio being a measure of the relative spread of set element values.

Already the rough analysis shows clearly how much the emission of pollution is sensitive to random I.C. engine operating conditions. For the car velocity, operation fuel consumption and carbon dioxide distance mass emission – averaged in the test – this ratio is about 2% whereas for the distance mass emission of carbon monoxide, hydrocarbons and nitric oxides it is larger by more than one order of magnitude. It is

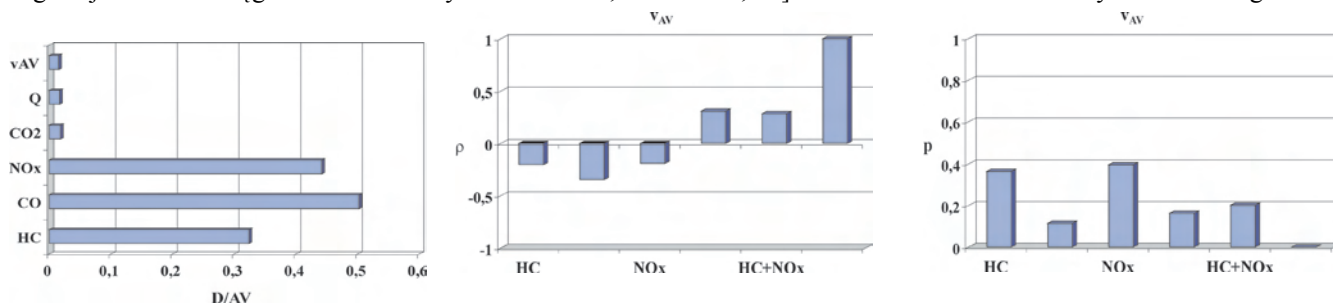


ardowego i wartości średniej analizowanych zbiorów, będącą miarą względnego rozrzutu wartości elementów zbioru.

Już z pobieżnej analizy jest wyraźnie widoczne, jak znaczna jest wrażliwość emisji zanieczyszczeń na przypadkowe warunki pracy silnika spalinowego. Dla uśrednionych w teście prędkości, eksploatacyjnego zużycia paliwa oraz emisji drogowej dwutlenku węgla stosunek ten wynosi około 2%, nato-

also characteristic that the spread of average fuel consumption and carbon dioxide distance mass emission is comparable with the spread of average velocity.

These conclusions are only partly confirmed by the correlation test results [2, 10, 13] of the analysed sets. For example, Figure 14 shows the Pearson linear correlation coefficients [2, 10, 13] of the sets of the car velocity values averaged in the



miast dla emisji drogowej tlenku węgla, węglowodorów i tlenków azotu jest o ponad rząd wielkości większy. Jest również charakterystyczne, że rozrzut średnich zużycia paliwa i emisji drogowej dwutlenku węgla jest porównywalny do rozrzutu prędkości średniej.

Tylko częściowo potwierdzają te wnioski wyniki badań korelacyjnych [2, 10, 13] analizowanych zbiorów. Przykładowo, na rysunku 14 przedstawiono współczynniki korelacji liniowej Pearsona [2, 10, 13] zbiorów uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości prędkości samochodu z wartościami: emisji drogowej węglowodorów, tlenku węgla, tlenków azotu i dwutlenku węgla oraz eksploatacyjnego zużycia paliwa i prędkości samochodu.

Choć wartości bezwzględne współczynników korelacji są porównywalne, to jest jednak charakterystyczne, że dla eksploatacyjnego zużycia paliwa i emisji drogowej dwutlenku węgla są dodatnie a dla emisji drogowych pozostałych zanieczyszczeń – ujemne. Jest to zgodne z analizami wyników badań emisji zanieczyszczeń w testach jezdnych o różnych prędkościach średnich [2, 5]. Wyniki analizy zbiorów wartości uśrednionych w teście nie dają jednak możliwości formułowania jednoznacznych wniosków, celowe jest przeprowadzenie analizy przebiegów wielkości nie uśrednionych w testach.

Na rysunku 15 przedstawiono prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji liniowej badanych zbiorów.

Na podstawie wyników tej analizy można sformułować wnioski, że nie ma podstaw do wyrażania sądu o korelacji liniowej na poziomie istotności 0,05 zbiorów uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości prędkości samochodu z wartościami: emisji drogowych węglowodorów, tlenku węgla, tlenków

ECE R83.05 test with the values of distance mass emissions of hydrocarbons, carbon monoxide, nitric oxides and carbon dioxide, and operation fuel consumption and car velocity.

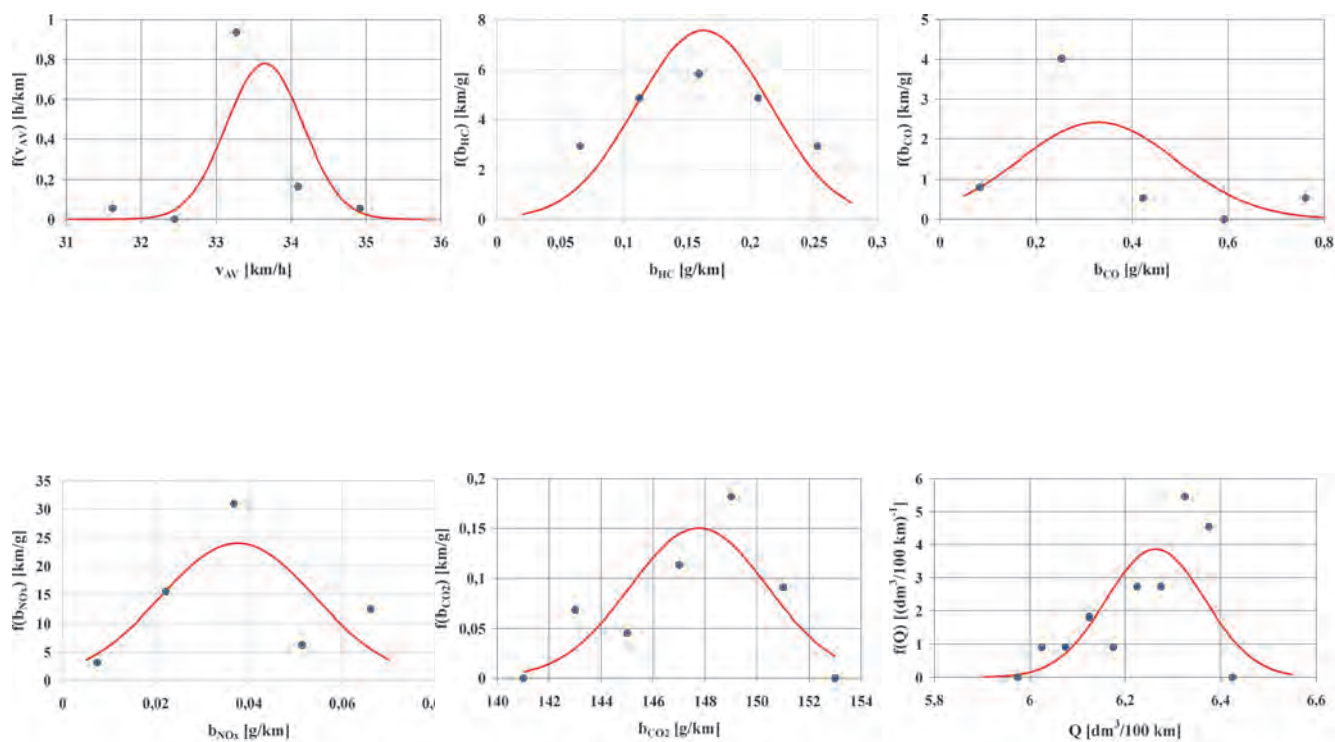
Although the absolute values of correlation coefficients are comparable, it is still characteristic that for the operation fuel consumption and carbon dioxide distance mass emission they are positive, and for the distance mass emissions of the other pollutants – negative. This is consistent with the analyses of pollution emission test results in driving tests with different mean velocities [2, 5]. However, the analysis results of the sets of the values averaged in the test do not make it possible to form unmistakable conclusions; it is expedient to make an analysis of courses of quantities unaveraged in tests.

Figure 15 shows the probability of non-rejection of the hypothesis about the lack of linear correlation of the tested sets.

On the basis of the results of this analysis one can form the conclusion that there are no grounds to express an opinion of the linear correlation at the 0,05 significance level of the sets of the car velocity values – averaged in the ECE R83.05 test – with the values of distance mass emissions of hydrocarbons, carbon monoxide, nitric oxides and carbon dioxide, and operation fuel consumption and car velocity.

To judge the properties of the analysed sets, their density of probability was determined, and an analysis of their conformity with the normal distribution was made.

Figures 16 – 21 show the probability density of the values – averaged in the ECE R83.05 test – of the distance mass emissions of hydrocarbons, carbon monoxide, nitric oxide and carbon dioxide, and operation fuel consumption and car velocity. The solid line shows the probability density with the



azotu i dwutlenku węgla oraz eksploatacyjnego zużycia paliwa i prędkości samochodu.

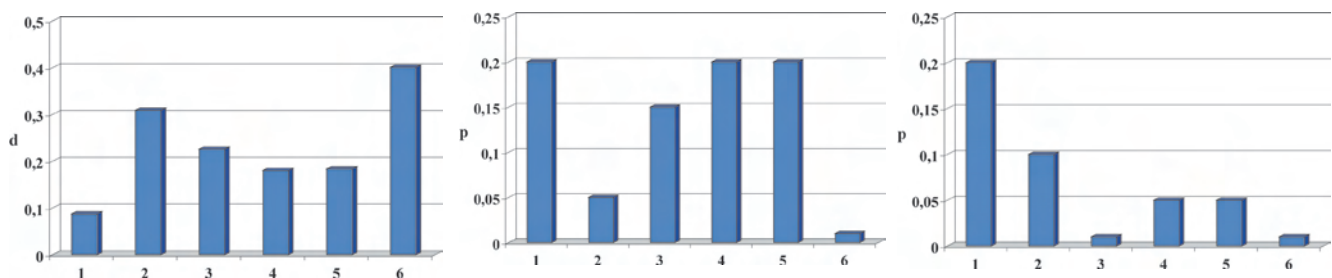
W celu oceny właściwości analizowanych zbiorów wyznaczono ich gęstości prawdopodobieństwa oraz przeprowadzono analizę ich zgodności z rozkładem normalnym.

Na rysunkach 16–21 przedstawiono gęstość prawdopodobieństwa uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości emisji drogowych węglowodorów, tlenu węgla, tlenków azotu i dwutlenku węgla oraz eksploatacyjnego zużycia paliwa i prędkości samochodu. Liniją ciągłą przedstawiono gęstość

normal distribution, approximating – according to the criterion of the equality of average value and standard deviation – the estimated density of probability.

The conformity of samples with the normal distribution was judged with the use of the hypotheses by Kolmogorov–Smirnov [11, 15], Lilliefors [12] and Shapiro–Wilk [14]. For the analyses, the Statistica 6.1 software was applied. As the criterional significance level of the hypotheses, 0,05 was assumed.

Figure 22 shows the Kolmogorov–Smirnov test statistics



prawdopodobieństwa o rozkładzie normalnym, aproksymującą zgodnie z kryterium równości wartości średniej i odchylenia standardowego estymowaną gęstość prawdopodobieństwa.

Zgodność próbek z rozkładem normalnym oceniano z wykorzystaniem hipotez: Kołmogorowa–Smirnowa [11, 15], Lillieforsa [12] oraz Shapira–Wilka [14]. Do analiz wykorzystano oprogramowanie Statistica 6.1. Jako kryterialny poziom istotności hipotez przyjęto 0,05.

Na rysunku 22 przedstawiono statystykę testu Kołmogorowa–Smirnowa o zgodności próbek z rozkładem normalnym. Najmniejsze wartości statystyki są dla eksploatacyjnego zużycia paliwa oraz emisji drogowych dwutlenku węgla i węglowodorów. Są to zatem zbiory o rozkładzie najbardziej zbliżonym do normalnego.

Testy Kołmogorowa–Smirnowa oraz Lillieforsa mają tę samą statystykę, różnią się jedynie traktowaniem wartości średniej oraz wariancji: w wypadku testu Lillieforsa jako estymat tych wielkości, a nie danych *a priori*, jak ma to miejsce w wypadku testu Kołmogorowa–Smirnowa [1]. Na podstawie statystyki Kołmogorowa–Smirnowa można wyznaczyć prawdopodobieństwo nieodrzućcia hipotez Kołmogorowa–Smirnowa (rys. 23) i Lillieforsa (rys. 24) o zgodności próbek z rozkładem normalnym.

W wypadku hipotez Kołmogorowa–Smirnowa oraz Lillieforsa są wyznaczane jedynie wartości progowe, kwalifikujące je do kategorii nieistotnych ze względu na obliczoną wartość statystyki. Jako kryterium nieistotności statystyki przyjęto w oprogramowaniu Statistica 6.1 prawdopodobieństwo nieodrzućcia hipotezy równe 0,2. Na wykresach nieistotność statystyki jest oznaczona literą „N”. Zgodnie z hipotezą Kołmogorowa–Smirnowa można przyjąć hipotezę o zgodności z rozkładem normalnym rozkładów uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości: emisji drogowej węglowodorów, dwutlenku węgla oraz eksploatacyjnego zużycia paliwa. W wypadku testu Lillieforsa prawdziwa jest jedynie hipoteza o zgodności z rozkładem normalnym rozkładu uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości emisji drogowej węglowodorów.

Na rysunku 25 przedstawiono statystykę testu Shapira–Wilka o zgodności próbek z rozkładem normalnym. Test Shapira–Wilka jest testem o największej mocy spośród testów

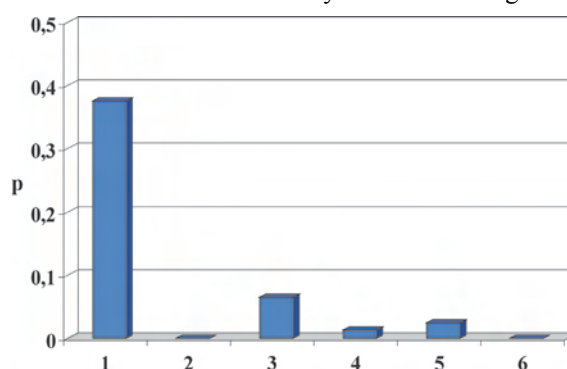
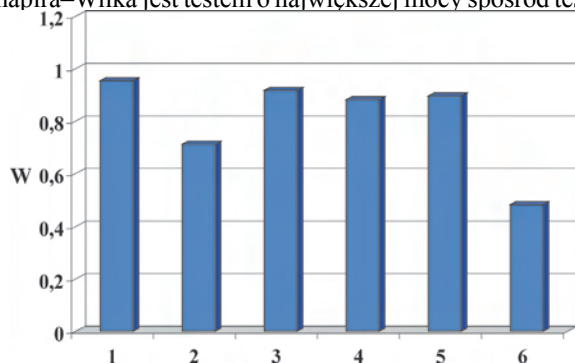
o zgodności próbek z rozkładem normalnym. The smallest statistics values are for the operation fuel consumption and the distance mass emissions of carbon dioxide and hydrocarbons. So they are sets with the distribution closest to normal.

The Kolmogorov–Smirnov test statistics and the Lilliefors test statistics are the same, they only differ in the way the average value and variance are treated: in the Lilliefors test they are treated as the estimate of these quantities, and not of *a priori* data, just as it is the case in the Kolmogorov–Smirnov test [1]. Based on the Kolmogorov–Smirnov statistics one can determine the probability of non-rejection of the Kolmogorov–Smirnov hypothesis (Fig. 23) and the Lilliefors hypothesis (Fig. 24) about the conformity of samples with the normal distribution.

In the case of the Kolmogorov–Smirnov and Lilliefors hypotheses one only determines threshold values qualifying them to categories insignificant due to the calculated value of statistics. As the statistics insignificance criterion, the hypothesis non-rejection probability equal to 0,2 was adopted in the Statistica 6.1 software. In the diagrams, the insignificance of statistics is marked with the letter “N”. Following the Kolmogorov–Smirnov hypothesis, one can accept the hypothesis about the conformity – with the normal distribution – of the distributions of the following values averaged in the ECE R83.05 test: distance mass emissions of hydrocarbons, carbon dioxide and operation fuel consumption. In the case of the Lilliefors test, what is true is only the hypothesis about the conformity – with the normal distribution – of the distribution of the hydrocarbon distance mass emission values averaged in the ECE R83.05 test.

Figure 25 shows the Shapiro–Wilk test statistics about the conformity of samples with the normal distribution. The Shapiro–Wilk test has the greatest power among the tests of normality [2, 10].

In the case of the Shapiro–Wilk test, one finds, above all, the truth of the hypothesis about the conformity – with the normal distribution – of the distribution of the following values averaged in the ECE R83.05 test: hydrocarbon distance mass emission and also – at a decidedly lower level of significance –



normalności [2, 10].

W wypadku testu Shapira–Wilka stwierdza się przede wszystkim prawdziwość hipotezy o zgodności z rozkładem normalnym uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości: emisji drogowej węglowodorów oraz – na zdecydowanie niższym poziomie istotności – również tlenków azotu (rys. 26).

Na podstawie analizy rozkładów badanych zbiorów można sformułować następujące wnioski:

- na podstawie wszystkich rozkładów stwierdzono prawdziwość hipotez o zgodności z rozkładem normalnym próbek uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości emisji drogowej węglowodorów,
- zgodnie z testem Lillieforsa stwierdza się również prawdziwość hipotezy o zgodności z rozkładem normalnym próbek uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości: emisji drogowej dwutlenku węgla oraz eksploatacyjnego zużycia paliwa,
- zgodnie z testem Shapira–Wilka stwierdza się również prawdziwość – na stosunkowo niskim poziomie istotności – hipotezy o zgodności z rozkładem normalnym próbek uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości emisji drogowej tlenków azotu,
- nie potwierdzono na podstawie żadnego ze stosowanych testów statystycznych hipotezy o zgodności z rozkładem normalnym próbek uśrednionych w teście ECE R83.05 wartości: emisji drogowej tlenku węgla i prędkości samochodu.

Na wyniki analizy mogą mieć wpływ stosunkowo nieduże liczności próbek, co ma jednak uzasadnienie ekonomiczne: nawet w międzynarodowych programach, realizowanych przez konsorcja ośrodków naukowo-badawczych liczności wyników badań na hamowniach podwoziowych są niewielkie [3].

W ramach zrealizowanych badań dokonano jeszcze innych analiz, m.in. analiz zbiorów wielkości uśrednionych w testach: UDC i EUDC oraz wielkości nie uśrednionych. Ze względu na ograniczenia objętościowe publikacji wyniki te nie są w niniejszej pracy omawiane. Przedstawione w artykule wyniki badań stanowią jedynie ilustrację możliwości oceny właściwości ekologicznych silnika spalinowego, traktowanych jako wielkości przypadkowe.

Podsumowanie

Na podstawie wyników dotychczasowych badań można stwierdzić znaczną wrażliwość ekologicznych właściwości silników na zakłócenia przypadkowe, przede wszystkim emisji tlenku węgla i tlenków azotu. Znamienne jest, że rozrzut uśrednionych w teście wartości prędkości, eksploatacyjnego zużycia paliwa oraz emisji drogowej dwutlenku węgla wynosi tylko około 2%, natomiast dla emisji drogowej tlenku węgla, węglowodorów i tlenków azotu jest o ponad rząd wielkości większy. Tylko częściowo potwierdzają te wnioski wyniki badań korelacyjnych analizowanych zbiorów. Wynika to prawdopodobnie ze zbyt małej liczności zbiorów, na co analiza korelacyjna jest stosunkowo wrażliwa [2, 10].

Badania w dziedzinie wartości procesów uzasadniają – mimo niedostatecznie silnie popartych formalnie podstaw (również przede wszystkim z powodu zbyt małej liczności

nitric oxides (Fig. 26).

Based on the analysis of the distribution of the tested sets, the following conclusions can be formed:

- on the basis of all hypotheses the conformity - with the normal distribution - of the samples of the hydrocarbon distance mass emission values averaged in the ECE R83.05 test was found to be true,
- according to the Lilliefors test, the truth of the hypothesis about the conformity - with the normal distribution - of the samples of the carbon dioxide and operation fuel consumption distance mass emission values averaged in the ECE R83.05 test is also found to be true,
- according to the Shapiro–Wilk test, the truth of the hypothesis about the conformity - with the normal distribution - of the samples of the nitric oxide distance mass emission values averaged in the ECE R83.05 test is also found to be true at a relatively low level of significance.
- the hypothesis about the conformity - with the normal distribution - of the samples of the carbon oxide and car velocity distance mass emission values averaged in the ECE R83.05 test was not confirmed on the basis of any of the applied statistical tests.

The analysis results can be influenced by sample sizes that are relatively small, which is, however, justified in the economical terms: even in international programs realized by research centre consortia the test result sizes on chassis dynamometers are small [3].

Within the scope of the conducted tests, other analyses were also made. Among other things, sets of quantities averaged in UDC and EUDC, and sets of unaveraged quantities were analysed. Due to the publication length limits those results are not discussed in this elaboration. The test results presented here are only an illustration of the possibilities of evaluating the I.C. engine ecological properties treated as random quantities.

Recapitulation

Based on the results of the tests conducted until now it can be said that the ecological properties of engines are considerably sensitive to random disturbance, in the first place the emissions of carbon monoxide and nitric oxides. It is characteristic that the spread of the following values averaged in the test: velocity, operation fuel consumption and distance mass emission of carbon dioxide, is only about 2% whereas for the distance mass emissions of carbon oxide, hydrocarbons and nitric oxides it is larger by more than one order of magnitude. These conclusions are only partly confirmed by the correlation test results of the analysed sets. This results probably from too small sizes of sets, and the correlation analysis is relatively sensitive [2, 10] to this factor.

Tests in the field of process values justify – although the grounds are without sufficiently strong formal support (also, above all, due to too small sizes of sets) – the right to treat the sets of the values averaged in the test as normal.

The results of the analyses presented in this elaboration justify the expediency of continuing tests, above all within the following range:

- tests of deviations from values averaged in relation to particular realizations of analysed processes,
- analyses of individual and mutual processes of emission

Skróty i oznaczenia/Nomenclature

- A** zbiór, którego elementy zawierają informacje o oporach ruchu samochodu, związanych z ukształtowaniem nawierzchni; *set of elements containing information about car's resistance to motion connected with road surface shape*
- AV** wartość średnia; *average value*
- b** emisja drogowa; *distance mass emission*
- b_s** emisja drogowa jako funkcja drogi; *distance mass emission as a function of distance*
- b_t** emisja drogowa jako funkcja czasu; *distance mass emission as a function of time*
- D** odchylenie standardowe; *standard deviation*
- E** natężenie emisji; *mass emission intensity*
- f** gęstość prawdopodobieństwa; *density of probability*
- G** zbiór zawierający informacje o warunkach zewnętrznych; *set containing information about external conditions*
- M_e** moment obrotowy; *torque*
- m_s** emisja jako funkcja drogi; *emission as a function of distance*
- n** prędkość obrotowa; *speed*
- R** stan cieplny silnika; *thermal state of engine*
- s** droga; *distance*
- S** droga przejechana w teście; *distance covered in test*
- t** czas; *time*
- T** czas trwania testu; *test duration*
- u** wrażliwość różnicy średniej emisji drogowej w teście dla prędkości o atrybutach funkcji: przyczynowym i przypadkowym na charakterystyki punktowe procesu prędkości; *sensitivity of difference of average distance mass emission in test for velocity with causal and random function attributes to velocity process point characteristics*
- v** prędkość; *velocity*
- V** charakterystyki punktowe procesu prędkości; *velocity process point characteristics*
- Δb** różnica średniej emisji drogowej dla prędkości o atrybutach funkcji: przyczynowym i przypadkowym; *difference of average distance mass emission for velocity with causal and random function attributes*
- Δv** odchyłka prędkości; *velocity deviation*

Literatura/Bibliography

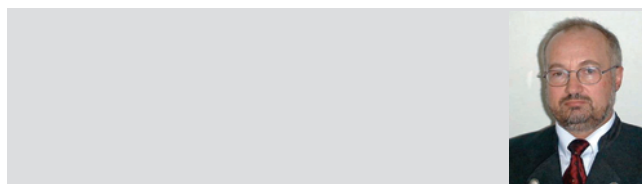
- [1] Brzezinski D.: Comparison of Start Emissions in LA92 and ST01 Test Cycles. US EPA 1997.
- [2] Box G.E.P., Hunter W.G., Hunter J.S.: Statistics for experimenters: An introduction to design, data analysis, and model building. John Wiley & Sons. New York 1978.
- [3] BUWAL, INFRAS AG: Luftschadstoffemissionen des Strassenverkehrs 1950 – 2010. BUWAL–Bericht Nr. 255, 1995.
- [4] Chłopek Z.: Metody badań właściwości silników spalinowych w warunkach przypadkowych modelujących użytkowanie. Archiwum Motoryzacji 1/2002.
- [5] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Prace Naukowe. Seria „Mechanika” z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1999.
- [6] Chłopek Z.: O kryteriach równoważności warunków eksploatacji i warunków badań silników spalinowych. Fourth International Symposium on Combustion Engines in Military Applications. Jurata 1999.
- [7] Chłopek Z., Maj M.: Problemy badań właściwości silników spalinowych w warunkach modelujących użytkowanie. Materiały konferencyjne AUTOPROGRES–KONMOT 2002.
- [8] Chłopek Z., Piaseczny L.: Badania procesów szybkozmiennych zachodzących w silniku spalinowym. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej (praca w druku).
- [9] Chłopek Z., Piaseczny L.: Badania statystycznych właściwości silnika spalinowego w statycznych warunkach pracy. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej (praca w druku).
- [10] Fisz M.: Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna. PWN. Warszawa 1967.
- [11] Kolmogorov A.: Confidence limits for an unknown distribution function. Annals of Mathematical Statistics, 12 (1941).
- [12] Lilliefors H. W.: On the Kolmogorov–Smirnov test for normality with mean and variance unknown. Journal of the American Statistical Association, 64 (1967).
- [13] Pearson K.: On the theory of contingency and its relation to association and normal correlation. Drapers' Company Research Memoirs. Biometric Ser. I. 1904.
- [14] Shapiro S. S., Wilk M. B., Chen H. J.: A comparative study of various tests of normality. Journal of the American Statistical Association, 63 (1968).
- [15] Smirnov N. V.: Table for estimating the goodness of fit of empirical distributions. Annals of Mathematical Statistics, 19 (1948).

Acknowledgments

The author expresses his thanks to Manager of the Automotive Industry Institute, Dr Lech Sokalski, for making it possible to carry out tests in the Engine Testing Laboratory,

Podziękowania

Autor wyraża podziękowanie Dyrektorowi Przemysłowego Instytutu Motoryzacji drowi inż. Lechowi Sokalskiemu za umożliwienie przeprowadzenia badań w Laboratorium Badań Silników oraz drowi inż. Andrzejowi Żółtowskiemu i mgrowi inż. Wojciechowi Bardzińskiemu za profesjonalne wykonanie badań.



Bartosz CZECHYRA*
Grzegorz M. SZYMAŃSKI**
Franciszek TOMASZEWSKI***

Ocena luzu zaworów silnika spalinowego w oparciu o parametry drgań – założenia metodyczne

Praca dotyczy oceny możliwości zastosowania charakterystyk sygnału drganiowego do oceny stanu regulacji zaworów silnika spalinowego. W artykule przedstawiono główne założenia metodyczne dotyczące pomiarów i analizy sygnałów drgań. Zaprezentowano wybrane dotychczasowe wyniki badań oraz koncepcję dalszych prac prowadzących do rozwiązania problemu diagnostyki luzu zaworów metodami drganiowymi.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, diagnostyka, drgania

The assessment of valve clearance in internal combustion engines based on parameters of vibration – methodological assumption

In this article authors show the possibilities of using the parameters of vibration signals to estimate valve clearance in internal combustion engines. The main methodological assumptions of signal analysis and their results have been presented herein. The concept of research so as to solve the valve clearance diagnostic problem, based on the vibration signal, has been shown as well.

Key words: internal combustion engine, diagnostics, vibration

Wprowadzenie

Silnik spalinowy jest powszechnie stosowany do napędu pojazdów oraz urządzeń stacjonarnych. Zamienia on energię zawartą w paliwie na pracę mechaniczną obracającego się wału korbowego i tak, jak wszystkie urządzenia mechaniczne podlega zużyciu i starzeniu. Trwałość silnika określona jest właściwościami konstrukcyjnymi i w dużym stopniu zależy od warunków eksploatacji oraz charakteru obciążeń. Wraz z postępującym zaawansowaniem procesów degradacji konstrukcji (oddziaływanie zmiennych temperatur, procesy trybologiczne, kawitacja, korozja chemiczna i elektryczna, starzenie itp.) pogarszają się parametry niezawodności i sprawności. W konsekwencji dochodzi do zużycia i uszkodzenia obiektu lub jego wyłączenia z eksploatacji ze względów ekonomicznych lub innych (np. ekologicznych). Odnowienie stanu technicznego silnika wymaga przeprowadzenia naprawy lub obsługi wg przyjętego systemu obsługi i napraw obiektów technicznych. W praktyce powszechnie wykorzystuje się system planowo-zapobiegawczy (statyczny), polegający na kierowaniu obiektu do planowej obsługi lub naprawy po wykonaniu określonego zasobu pracy. System ten jest nieefektywny i bardzo kosztowny ze względu na częste wyłączenie z eksploatacji i kierowanie do obsługi silników sprawnych. Zastąpiła więc potrzeba opracowania lepszego systemu obsługi opartego na informacji o bieżącym stanie technicznym obiektu, czyli wykorzystującego diagnostykę techniczną.

Opracowano wiele metod diagnozowania stanu technicznego silnika spalinowego. Można je podzielić na metody wykorzystujące procesy robocze (indykowanie, zmiany momentu obrotowego w funkcji obrotu wału korbowego, pomiar ciśnienia i temperatury spalin, ciśnienia w przestrzeni nad i pod tłokiem, parametrów zasilania, zadymienia spalin, itp.) oraz procesy resztkowe (drgania, hałas, procesy termiczne, elektryczne, konwekcje, procesy degradacji materiałów eksploatacyjnych i inne). Na podstawie badań procesów roboczych można wnioskować o ogólnym stanie silnika spalinowego, natomiast procesy resztkowe niosą informacje o stanie poszczególnych podzespołów i par kinematycznych. Dlatego

Introduction

Internal combustion engines are used as drive units in vehicles and stationary devices. It transforms the energy of the fuel into mechanical energy of crankshaft revolutions, and, like all mechanical devices, engines undergo a wear and aging processes. The durability of internal combustion engines is described by properties and characteristics of their structure and strongly depends on operating conditions and type of load. Along with progressive deterioration of the engine structure (reacting to variable temperature, tribology processes, cavitation, chemical and electrical corrosion, etc.) Deteriorate its parameters, reliability and efficiency. As a consequence permanent wear and disposal of the engine for economical or other reasons (e.g. environmental) ensue. The improvement of the engine's technical conditions requires repair or service according to accepted system of servicing. In practice, commonly accepted is the plan-prevention system (static system). It is done by sending of a machine for servicing or repair after statistically given work period. This system is ineffective and expensive because many units are often being sent to servicing despite their suitability for operation. It became necessary to create a better system than the plan-prevention one, which is based on diagnostic information about current conditions of a mechanical device.

A lot of methods have been developed to diagnose internal combustion engines. These methods are based on operating processes (e.g. pressure indication, measurements of the angular acceleration and torque as a function of the engine crankshaft revolution, measurements of pressure and temperature of combustion gases, pressure in the space above and under pistons, monitoring of the properties of fuel supply system, pollution of combustion gases, etc.) and leftover processes (e.g. vibration, noise, thermal and electrical processes, convection, deterioration of maintenance materials etc.). On the basis of research of the operating processes we can draw conclusions about the general condition of an engine, but leftover processes bring information about individual state of the systems, units and cinematic pairs. For this reason, leftover

procesy resztkowe wykorzystuje się, jako autonomiczne lub wspomagające (uzupełniające) inne metody diagnostyczne. Wszystkie metody oparte na analizie zmian drgań i hałasu dla określenia stanu technicznego obiektu noszą nazwę diagnostyki wibroakustycznej.

Wykorzystanie drgań i hałasu generowanego przez pracujący silnik spalinowy do oceny poprawności jego funkcjonowania oraz stanu technicznego posiada wiele zalet. W pracach [1, 2, 7, 8] pokazano, że procesy wibroakustyczne są dobrym nośnikiem informacji diagnostycznej ze względu na:

- dużą pojemność informacyjną,
- dużą szybkość przekazywania informacji – składowa sygnału opisująca zmianę stanu obiektu uwidacznia się w chwili powstania niesprawności,
- sygnał drganiowy (oraz wtórnie hałas) odzwierciedla wszystkie istotne procesy zachodzące w silniku spalinowym,
- pomiar drgań i hałasu nie wymaga specjalnego przygotowania obiektu technicznego do badań i może być przeprowadzony w czasie normalnej eksploatacji.

Jednocześnie należy zwrócić uwagę, że to, co jest największą zaletą sygnału wibroakustycznego (pojemność informacyjna) stanowi problem sam w sobie. Pozyskanie obiektywnej informacji wymaga nierzadko zastosowania kosztownej aparatury i skomplikowanych metod analizy sygnału. Jednakże problem ten jest skutecznie niwelowany poprzez wprowadzenie cyfrowej obróbki sygnału oraz dynamiczny rozwój technik komputerowej analizy danych.

Niezależnie od rozwoju diagnostyki wibroakustycznej wciąż aktualny jest problem pozyskania reprezentacyjnej próbki sygnału charakteryzującego stan techniczny silnika spalinowego. W pracach poświęconych diagnostyce wibroakustycznej silnika, najczęściej pomija się zagadnienia związane z problemem wyboru punktu pomiarowego oraz określenia parametrów diagnostycznych zawierających istotne informacje o stanie silnika. Dobór parametrów pracy silnika oraz warunków dokonania pomiaru lub zapisu sygnału drganiowego bazuje zazwyczaj na wiedzy literaturowej, doświadczeniu badacza lub intuicji. Bardzo często korzysta się z ogólnych przesłanek dotyczących pomiaru sygnału możliwie blisko źródła ich powstawania [2]. Brak ogólnej metodyki badań silnika spalinowego metodą drganiową oraz fakt, że dobór warunków pomiarów drgań zależy od mocy badanego silnika [6] jest główną motywacją powstania niniejszej pracy.

Celem pracy jest opracowanie metodyki badań diagnostycznych silnika spalinowego metodą drganiową na przykładzie układu rozrządu uwzględniającej:

- wybór kierunku pomiaru drgań,
- opracowanie procedury wyboru parametru sygnału drganiowego, diagnostycznie zorientowanego na zmiany luzu zaworowego,
- doboru warunków pracy silnika (obciążenie oraz prędkość obrotowa wału korbowego) podczas przeprowadzania pomiarów drgań,
- doboru warunków przeprowadzenia pomiaru drgań uwzględniający niestacjonarny charakter pracy silnika, jego stan cieplny i parametry pracy.

1. Zakres badań

processes are being used as autonomous or supplementary to other diagnostic methods. All of the methods, which base on the analysis of noise and vibration of a technical structure, are called vibro-acoustic diagnostics (DVA).

The assessment of the correct operation and engine condition by using the method of noise and vibration generated by the engine has strong advantages. Vibro-acoustic processes are good sources of information, because of [1, 2, 7, 8]:

- great information capacity,
- great speed of information processing – the component of the signal, which describes a change of the engine condition, is available at the moment of failure occurrence,
- the vibration signal (consequently noise), which reflects all essential processes, which occur in an internal combustion engine,
- the measurement of noise and vibration, which does not require special preparations of the structure for research and can be performed in regular operating conditions.

It is also important that the biggest advantage of the vibro-acoustic signal (great information capacity) is a problem in itself. Getting objective information frequently requires the use of an expensive equipment and advanced and sophisticated methods of signal analysis. However, using digital processing of the signal and dynamic development of digital data analysis effectively solves the problem.

Regardless of DVA methods development, the problem of taking a sample of the signal, which is representative of the current conditions of an engine, still remains. In the papers devoted to DVA of internal combustion engines, the problem of selecting a measurement point and defining signal estimators are frequently neglected. The selection of the operating parameters of an engine and conditions for measurement or recording of a vibration signal are mostly based on theoretical knowledge, experience or intuition of a researcher. The scientists frequently base their work on a general premise that the samples of signal are taken as close to the source of vibration as possible [2]. The lack of general methodology of diagnosis of engine conditions through vibration is the basic purpose for this paper.

The aim of this paper is to create a universal research methodology in DVA of internal combustion engines using a cam unit that. The methodology is to include:

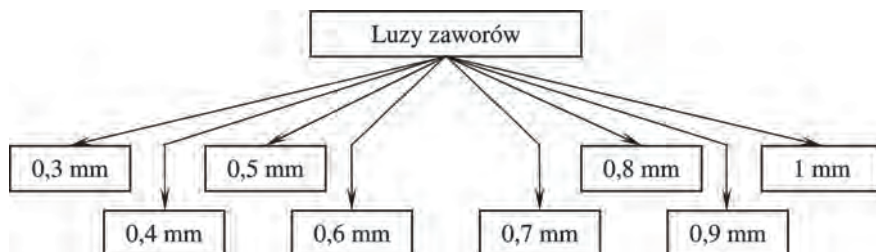
- selection of direction of the vibration measurement,
- development of a procedure of parameter selection regarding the vibration signal, which is diagnostically oriented towards the changes in valve clearance,
- selection of the vibration measurement conditions which considers the non-stationary character of the engine operation, its thermal condition and operating parameters.

1. Range of research

The research related to the assessment of valve clearance in internal combustion engines through the parameters of vibration signal is performed based on the assumptions of the so called active experiment. The active experiment is based on intended changes of entrance or distorting parameters and observation of their impact on exit parameters. Entrance parameters in this experiment is the valve clearance. The range of changes of the entrance parameters is shown in Fig. 1.

Badania dotyczące oceny luzu zaworów silnika spalinowego z wykorzystaniem wybranych parametrów drgań przeprowadzono w oparciu o założenia eksperymentu czynnego. Eksperyment czynny polega na celowej zmianie parametrów wejściowych lub zakłócających i obserwacji wpływu tych zmian na parametry wyjściowe.

Za parametry wejściowe przyjęto luz zaworów układu



rozrządu silnika spalinowego. Zakres zmian parametrów wejściowych przedstawiono na rysunku 1.

Nominalny luz zaworów dla silnika SB 3.1 wynosi 0,5 mm. Przyjęto, że w trakcie eksploatacji zwiększenie luzu zaworów nie powinno przekroczyć 100% luzu nominalnego, dlatego maksymalny luz zaworów w trakcie badań wynosił 1 mm. Przyjęcie minimalnej wartości luzu zaworów na poziomie 0,3 mm zdeterminowane było faktem, iż dalsze zmniejszanie luzu powodowało niedomykanie zaworów, co w konsekwencji mogło doprowadzić do zniszczenia zaworów i gniazd zaworowych.

Jako parametry zakłócające przyjęto obciążenie silnika spalinowego oraz prędkość obrotową wału korbowego. Zmiany parametrów pracy silnika spalinowego (w trakcie przeprowadzania badań) przedstawiono na rysunku 2.

Maksymalne obciążenie silnika, jakie można było zadać na stanowisku hamownianym wynosiło 90 Nm. Przyjęto, że w trakcie badań silnik będzie poddawany obciążeniom 0%, 25%, 50%, 75%, 100% wartości maksymalnej. Prędkość obrotowa biegu jałowego silnika SB 3.1 wynosi 700 obr/min; dla tej prędkości obrotowej przeprowadzono pomiary tylko bez obciążania silnika, gdyż w trakcie eksploatacji silniki spalinowe nie są obciążane przy prędkości obrotowej biegu jałowego. Prędkość obrotowa 1700 obr/min była największą, jaką można było zadać silnikowi SB 3.1 na stanowisku hamownianym, natomiast prędkość obrotowa 1000 obr/min była najmniejszą przewidzianą przez producenta, przy której można silnik obciążać.

Za parametry wyjściowe przyjęto wielkości:

- opisujące drgania silnika (przyspieszenia oraz prędkości drgań),
- ciśnienie wewnątrz komory spalania,
- zużycie paliwa.

Dla każdego luzu zaworowego pomiary wykonano innego dnia celem uzyskania przez silnik temperatury otoczenia dla

The nominal valve clearance for the SB 3.1 engine is 0.5 mm. It was assumed that increase of the valve clearance should not exceed 100% of the nominal clearance during operation. The maximum valve clearance during research was 1 mm. The decision to take 0.3 mm clearance as a minimum value was determined by the fact that further reduction in the clearance resulted in valves being unclosed. A valve that is not entirely closed might lead to a permanent damage of the valve itself as well as the head.

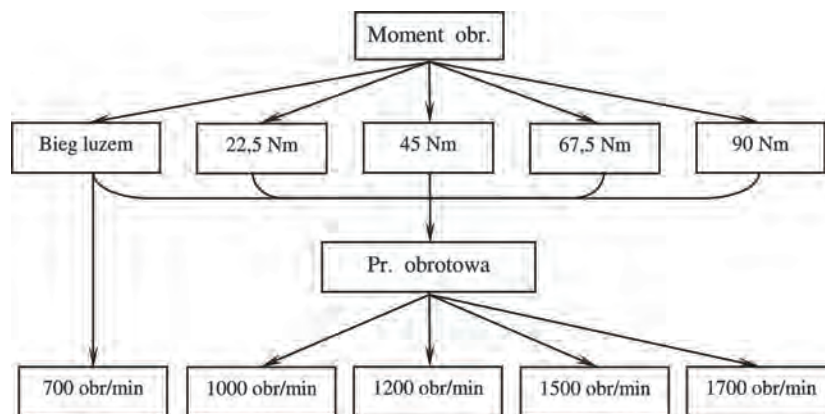
The distortion parameters are engine load and crankshaft revolutions. The range of changes of the distortion parameters is shown in Fig. 2.

The maximum engine load, which could be set at the engine laboratory test bed, was 90 Nm. It has been assumed that the engine will work in the following load points: 0%, 25%, 50%, 75%, 100% of the maximum value. The measurements were done at idle speed, which is 700 rpm for the SB 3.1 engine. The speed of 1700 rpm was a maximum speed, which could be obtained in the stationary tests, while the speed of 1000 rpm was the minimum speed defined by the manufacturer, at which the engine can operate under load.

The exit parameters are:

- the parameters describing engine vibration (acceleration and velocity of vibration),
- combustion pressure,
- fuel consumption per hour.

For valve clearance of each valve the vibration measurement was performed on a different day in order to ensure



proper valve adjustment in a cold engine. Valve clearance was adjusted before the start of the engine and carrying out the measurements.

The measurement was performed in accordance with the principle of three engine starts. The coolant temperature was kept on the level of 75°C by AVL 553 external cooling unit.

2. Measurement set

The diagram of a measurement set, which was used in the tests, is shown in Fig. 3.

możliwości regulacji luzu zaworów „na zimno”. Luz zaworów regulowano przed uruchomieniem silnika i rozpoczęciem pomiarów.

Pomiary wykonano zgodnie z zasadą trzech uruchomień. Temperaturę cieczy chłodzącej utrzymywano na poziomie 75°C za pomocą zewnętrznej chłodnicy AVL 553.

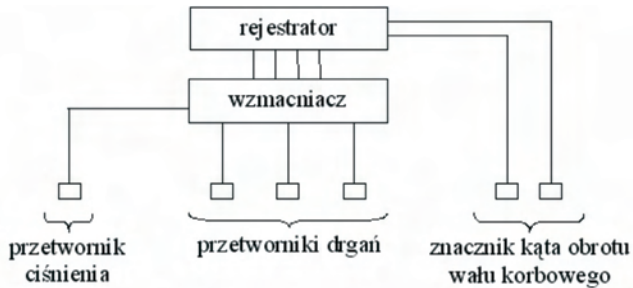
2. Zestaw pomiarowy

Do pomiarów drgań i ciśnienia w cylindrze użyto zestawu, którego schemat blokowy przedstawiono na rysunku 3, natomiast widok aparatury wzmacniającej i rejestrującej przedstawiono na rysunku 4.

W skład zestawu wchodzi następujące elementy (rys. 4):

- piezoelektryczne przetworniki drgań Brüel&Kjaer typ 4391,
- oscyloskop (nr 1),
- wzmacniacze ładunku: NEXUS 2692 A OI4 (nr 2) dla sygnałów drgań oraz AVL 3057A01 dla sygnału ciśnienia w cylindrze (nr 3),
- znacznik kąta obrotu wału korbowego typu AVL 364 (nr 4),
- rejestrator cyfrowy TEAC RD 135T (nr 5).

Przetworniki drgań zamocowano na głowicy silnika spalinowego poprzez adapter trójosiowy, który zamocowano przy pomocy wkrętu wykorzystując gwintowany otwór technologiczny, zgodnie z zasadą, że przetwornik powinien znajdować się w miejscu dostępnym oraz jak najbliżej miejsca generacji sygnału drgań związanego z pracą zaworów. Wybór punktu pomiaru drgań został poprzedzony analizą konstrukcji głowicy oraz badaniami zawartymi w pracach [4, 5] dotyczącymi



określenia wpływu luzu zaworów silnika spalinowego o ZS na wybrane parametry drgań.

Orientację przestrzenną przetworników do pomiaru drgań oraz miejsce ich mocowania na obiekcie badanym przedstawiono na rysunkach 5 i 6.

3. Obiekt badań

Badania wykonano na jednocyndrowym silniku badawczym SB 3.1 zbudowanym na bazie silnika SW 680. Konstrukcja silnika pozwala na:

- pomiar ciśnienia w cylindrze,
- regulację stopnia sprężania w zakresie $\epsilon = 14-20$,
- możliwość zmiany początku tłoczenia w sposób ciągły,
- możliwość zainstalowania przekaźnika drogi tłoka,
- możliwość zmiany faz rozrządu w sposób ciągły,
- zmiany wyrównoważenia sił masowych I rzędu.

The measurement set included (Fig. 4):

- piezoelectric accelerometers Brüel&Kjaer type 4391,
- oscilloscope (no. 1),
- charge amplifier NEXUS 2692 A OI4 (no. 2) for vibration signal,
- charge amplifier AVL 3057A01 (no. 3) for transducer of pressure above the piston,
- marker of crankshaft revolution AVL 364 (no. 4),
- digital recorder TEAC RD 135T (no. 5).

The view of the measurement set without transducers is shown in Fig. 4.

Accelerometers were mounted in the engine head with a three-axis-adapter. The principle is that the accelerometer should be mounted at the accessible spot and at the nearest source of the vibration signal (connected with valve operation). The selection of a measurement point of vibration was preceded by a head design analysis and research analysis contained in papers [4, 5].

Orientation of accelerometers and the mounting point on the engine head are shown in Fig. 5 and 6.

3. Research object

The test was performed on a one-cylinder laboratory diesel engine SB 3.1, build on a licensed traction engine SW 680. The design of the engine allows:

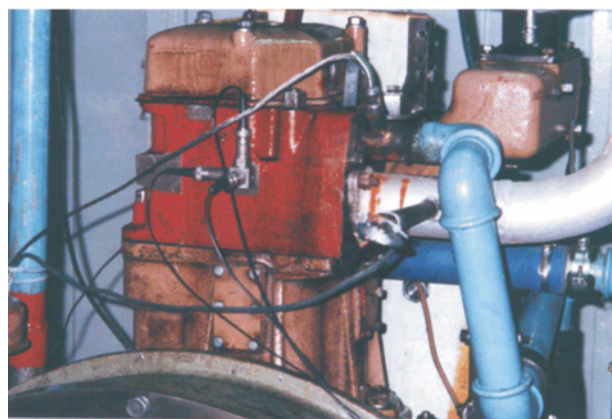
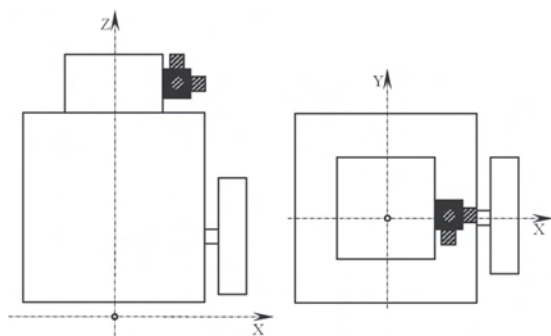
- cylinder pressure measurement,



- control of compression ratio in the range of $\epsilon = 14-20$,
- smooth control of the fuel delivery onset,
- control of the mass forces balance of the first order.

Technical data of the SB 3.1 engine is presented below:

ignition	CI
strokes per cycle	4
nominal power output	$N_e = 23.2$ [kW] by $n = 2200$ rpm
nominal torque	$M_o = 109.8$ [Nm] by $n = 1600$ rpm
cyl. bore	$D = 0.127$ [m]
piston stroke	$S = 0.146$ [m]
compression ratio	$\epsilon = 15.75$
conrod ratio	$R/L = 0.262$
displacement	$V_{ss} = 1.852 \cdot 10^{-3}$ [m ³]
number of cylinders	$i = 1$
combustion system	direct injection



Dane techniczne silnika SB 3.1 są następujące:	
rodzaj zapłonu	ZS
rodzaj pracy	4-suwowy
maksymalna moc użyteczna	$N_e = 23,2$ [kW]
	przy $n = 2200$ obr/min
maksymalny moment obrotowy	$M_o = 109,8$ [Nm]
	przy $n = 1600$ obr/min
średnica cylindra	$D = 0,127$ [m]
skok tłoka	$S = 0,146$ [m]
stopień sprężania	$\varepsilon = 15,75$
stosunek korbowy	$R/L = 0,262$
pojemność skokowa silnika	$V_{ss} = 1,852 \cdot 10^{-3}$ [m ³]
liczba cylindrów	$i = 1$
system spalania	wtrysk bezpośredni
typ pompy wtryskowej	P 51T2–10.03 II RVO
liczba zaworów	2
otwarcie zaworu dolotowego	4° przed GMP
zamknięcie zaworu dolotowego	57° po DMP
otwarcie zaworu wylotowego	42° przed DMP
zamknięcie zaworu wylotowego	24° po GMP
typ wtryskiwacza	W1B-01
typ rozpylacza	D1LMK 140/2
ciśnienie otwarcia wtryskiwacza	$p_{wtr} = 17,5 \pm 0,5$ MPa
geometryczny początek tłoczenia	$\alpha_{ptl} = 26^\circ$ przed GMP

4. Analiza sygnałów

4.1. Metody analizy sygnałów

Analiza sygnałów wibroakustycznych polega na wyznaczeniu szeregu charakterystyk oraz wielkości opisujących jakościowo i ilościowo sygnał diagnostyczny. Można wyróżnić następujące rodzaje charakterystyk:

- charakterystyki w dziedzinie czasu (korelacja własna, korelacja wzajemna),
- charakterystyki w dziedzinie amplitud (rozkład gęstości prawdopodobieństwa oraz dystrybuanta amplitudy),
- charakterystyki w dziedzinie częstotliwości (widmo amplitudowe, widmo gęstości mocy, widma poliharmoniczne).

Wielkościami opisującymi ilościowo sygnał drgań są np. miary punktowe. Można je podzielić na wymiarowe (amplituda skuteczna, amplituda pierwiastkowa, amplituda szczytowa, amplituda średnia) oraz na bezwymiarowe (współczynnik kształtu, współczynnik szczytu, współczynnik luzu, współczynnik impulsowości, współczynnik koncentracji – kurtoza).

injection pump	P 51T2–10.03 II RVO
valves per cylinder	2
inlet valve opening	4° before TDC*
inlet valve closing	57° after BDC**
outlet valve opening	42° before BDC
outlet valve closing	24° after TDC
type of injector	W1B-01
injector nozzle	D1LMK 140/2
opening injector pressure	$p_{inj} = 17,5 \pm 0,5$ MPa
geometrical start of fuel delivery	$\alpha_{pres} = 26^\circ$ before TDC

*Top Dead Centre, ** Bottom Dead Centre

4. Signals analysis

4.1. Methods of signals analysis

The vibroacoustic signal analysis is based on determining of a number of characteristics and parameters describing the vibroacoustic signal in a qualitative and quantitative manner. The following characteristics can be determined:

- time-domain characteristic (auto-correlation, cross-correlation),
- amplitude-domain characteristic (distribution of the density of probability and amplitude cumulative distribution function),
- frequency-domain characteristic (amplitude spectrum, power density spectrum, poliharmonic spectrum).

The vibration signal is described, for example by point parameters in a quantitative manner. These parameters can be used as: dimensional (effective amplitude, root amplitude, peak amplitude, an average amplitude etc.) and non-dimensional (shape, peak, space and impulse coefficients, courtose, etc.).

The signal acceleration and velocity analyses were done in the domain of time, frequency and amplitude. A numerical signal process was used.

The auto-correlation functions for signals from different measurement channels and for signals recorded at different engine operating points was calculated in the time domain. It helped check the periodicity of time processes.

The time history of acceleration signal in a total frequency band (0-6000 Hz) allowed the calculation of dimensional and non-dimensional parameters. The signals from crankshaft revolution marker were used to perform time selection of

W trakcie badań przeprowadzono analizy sygnałów przyspieszeń i prędkości drgań w dziedzinie czasu, częstotliwości oraz amplitud. Wyniki analiz otrzymano poprzez zastosowanie numerycznej obróbki sygnałów.

W dziedzinie czasu obliczono funkcje korelacji własnej dla sygnałów z różnych kanałów pomiarowych oraz dla sygnałów zarejestrowanych przy różnych nastawach pracy silnika. Pozwoliło to na sprawdzenie okresowości przebiegów czasowych. Na podstawie przebiegów czasowych obliczono wymiarowe oraz bezwymiarowe miary punktowe dla całego analizowanego pasma częstotliwości 0–6000 Hz. Sygnały ze znacznika kąta umożliwiły przeprowadzenie selekcji czasowej sygnałów drgań i ciśnienia w cylindrze. Przeprowadzono sumowanie synchroniczne, które umożliwia usunięcie składników nieokresowych z sygnałów drgań.

W dziedzinie częstotliwości wykonano widma amplitudowe z sygnałów zarejestrowanych podczas:

- testu identyfikującego składowe częstotliwości pochodzące od uderzenia zaworu o gniazdo,
- badań eksperymentalnych przeprowadzonych zgodnie z planem zawartym na rysunku 2, obejmujący pomiary:
 - a) prędkości narastania ciśnienia w cylindrze,
 - b) przyspieszeń i prędkości drgań w trzech prostopadłych kierunkach.

Obliczono wymiarowe oraz bezwymiarowe miary punktowe dla pasm częstotliwości wyznaczonych podczas analiz widm amplitudowych. Widma amplitudowe zastosowano do wyznaczenia pasm częstotliwości, w których zmiany parametrów opisujących zjawiska drgań mają związek ze zmianą luzu zaworów w silniku spalinowym. Wykonano demodulację amplitudową sygnałów przyspieszeń i prędkości drgań wykorzystując transformatę Hilberta.

Dla wyznaczenia pasm częstotliwości związanych z pracą zaworów dokonano analizy kinematycznej układów silnika spalinowego oraz przeprowadzono eksperymentalne wyznaczenie częstotliwości odpowiedzi głowicy na pobudzenie jednostkowe, stosując zmodyfikowaną metodę przedstawioną w pracy [3]. Częstotliwości wymuszeń w silniku spalinowym będących wynikiem pracy zaworów rozrządu oblicza się wykorzystując zależność:

$$f_z = k \cdot z_z \cdot n \cdot s \quad (1)$$

gdzie: f_z – częstotliwość wymuszeń będące wynikiem pracy zaworów, k – rząd harmonicznej, z_z – liczba oddzielnie pracujących zaworów, n – prędkość obrotowa wału korbowego silnika [Hz], s – współczynnik suwu (dla silników dwusuwowych $s=1$, dla silników czterosuwowych $s=0,5$).

Częstotliwości wymuszeń w silniku spalinowym (f_{pal}) będące wynikiem cykliczności procesu spalania oblicza się wykorzystując zależność:

$$f_{pal} = k \cdot n \cdot s \quad (2)$$

Wyznaczenie częstotliwości odpowiedzi głowicy na pobudzenie będące wynikiem oddziaływania dynamicznego gazów w cylindrze w trakcie procesu spalania przeprowadzono analizując prędkości narastania ciśnienia w cylindrze.

W trakcie badań przeprowadzono analizę wpływu luzu zaworów na: cepstrum, widma poliharmoniczne, widma z obwiedni sygnałów oraz analizę rzędów.

W dziedzinie amplitud obliczono rozkład gęstości praw-

the vibration and cylinder pressure signal. The time selection was used to take a synchronous addition of vibration signals. It helped remove non-periodic and random components of the signal.

The analysis in the frequency domain was done by preparing the spectrum of vibration signal recorded during:

- the test used for identification of frequency components, which is a result of striking of a valve at the valve socket,
- the test, which was performed in accordance with the diagram shown in Fig. 2 containing the following measurement results:
 - a) the speed of the cylinder pressure change,
 - b) the acceleration and velocity of vibration in three perpendicular directions.

The dimensional and non-dimensional point parameters were calculated in frequency bands, which were determined in spectrum analysis. The analysis helped to determine the frequency bands, where the changes in vibration signal parameters are related to the changes in valve clearance adaptations.

An amplitude demodulation was performed to detect Hilbert's transform of acceleration and velocity of vibration.

The spectrums were used to obtain the frequency bands, in which parameter changes describing vibration are related to the change of valve clearance.

For determining of frequency band, which is in connection with the function of valves, a kinematic analysis of the engine system and an experimental verification of head-own-vibration were performed with the application of a modified methodology presented in [3].

The frequency of stimulation as a result of valve function was calculated from based on formula:

$$f_z = k \cdot z_z \cdot n \cdot s \quad (1)$$

where: f_z – stimulation frequency as a result of valve operation, k – order of harmonic, z_z – number of separately operating valves, n – crankshaft revolution [rps=Hz], s – stroke coefficient (for 2-stroke engines $s=1$ and for 4-stroke engines $s=0,5$).

Stimulation frequency in the engine (f_{pal}) as a result of periodicity of combustion process can be calculated from the formula:

$$f_{pal} = k \cdot n \cdot s \quad (2)$$

Determining of the head response frequency as a result of dynamic combustion effect in the cylinder was performed by the analysis of speed of pressure escalation in the combustion chamber. The influence of the valve clearance on the cepstrum, polyharmonic spectrums, envelope spectrums and the order analysis were analyzed during the research.

The distribution of the density of probability and the amplitude cumulative distribution function were counted in the amplitude domain. These parameters were calculated from the time courses during the test and after their conversion, which took place in the time domain analysis. The influence of the valve clearance on the slope of the cumulative distribution function was taken into consideration.

4.2. Case study of a use of the time-domain analysis history in the assessment of engine valve clearance

The time-domain analysis of the acceleration signals was

dopodobieństwa oraz dystrybuantę amplitud na podstawie przebiegów czasowych sygnałów zarejestrowanych podczas eksperymentu oraz po ich przetworzeniu w trakcie analiz w dziedzinie czasu. Analizowano wpływ luzu zaworów na nachylenie dystrybuanty.

4.2. Przykład zastosowania analizy przebiegów czasowych w ocenie luzu zaworów silnika spalinowego

Do oceny stanu regulacji luzu zaworów rozrządu zastosowano m.in. analizę przebiegów czasowych sygnału przyspieszeń drgań. Analiza polegała na ocenie jakościowej tych przebiegów zarejestrowanych przy różnych nastawach luzu zaworów. Na rysunkach 7–9 przedstawiono zmiany wartości amplitud sygnału drgań na tle ciśnienia w cylindrze. Prostokątami zaznaczono przedziały czasowe, w których struktura głowicy badanego silnika była pobudzona do drgań przez uderzenia zaworów o gniazda zaworowe. Prostokąty narysowane linią ciągłą dotyczą zaworów dolotowych, natomiast prostokąty narysowane linią punktową dotyczą zaworów wylotowych.

Na podstawie analizy przebiegów czasowych przedstawionych na rysunkach 7-9 stwierdzono jakościowe zmiany sygnałów przyspieszeń drgań w zależności od zadanego luzu zaworów. Nie stwierdzono możliwości oceny momentu otwarcia zaworów na podstawie sygnału przyspieszeń drgań. Spowodowane to jest faktem, że sumaryczna siła bezwładności układu rozrządu rzutowana na oś cylindra jest zbyt mała w porównaniu z siłą bezwładności głowicy i kadłuba silnika.

4.3. Przykład zastosowania analizy widmowej w ocenie luzu zaworów silnika spalinowego

Analizy sygnałów drgań w dziedzinie częstotliwości poprzedzono wyznaczeniem pasm częstotliwości związanych z pracą zaworów. W tym celu dokonano analizy kinematycznej układów silnika spalinowego oraz przeprowadzono eksperymentalne wyznaczenie częstotliwości odpowiedzi głowicy na pobudzenie jednostkowe. Widmo amplitudowe z sygnału odpowiedzi struktury głowicy pokazano na rysunku 10.

Na podstawie analizy zmian amplitud w funkcji częstotli-

used to estimate valve clearance adjustment. The analyses based on a quantitative assessment of the time history of acceleration signal, which was recorded for different valve clearance adjustments. Changing of the acceleration amplitude and pressure in the cylinder are shown in Fig. 7-9. The time sections, in which the head structure was stimulated by striking of the valves at the valve sockets, are marked as rectangles. The sections marked by straight line refer to inlet valve and sections marked by a dotted line refer to exhaust valves.

The quantitative modification of amplitude acceleration signal, which depends on different valve clearance adjustment, was detected, as it is shown in Fig. 7-9.

The moment of valve opening, however, was not determined. It was caused by the fact that the total mass of the cam system is much smaller than that of an engine. Consequently, the influence of inertia forces of the cam system on the whole engine can be ignored.

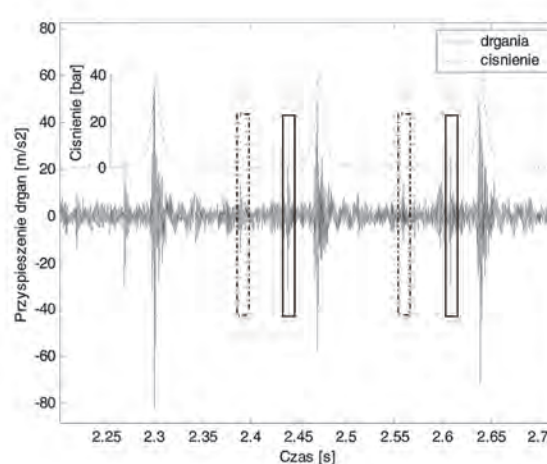
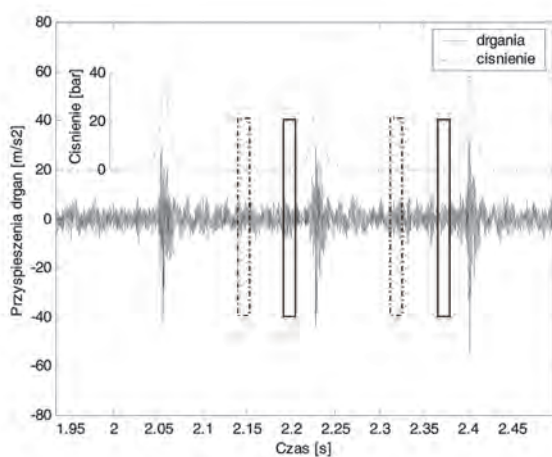
4.3. Application of spectrum analysis to assess valve clearance in internal combustion engines – example

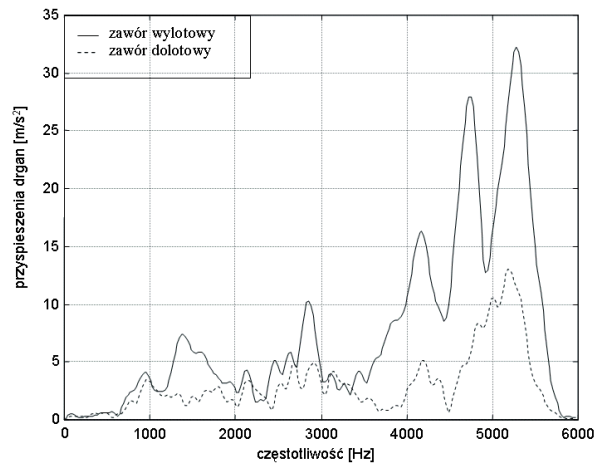
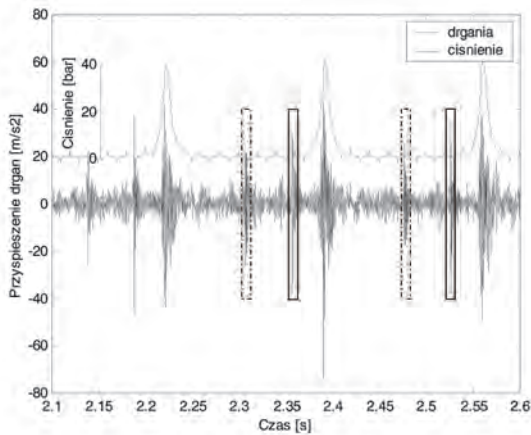
The analysis of vibration signals in the frequency domain was preceded by the circumscription of the frequency bands, which are connected with valve operation. For this reason, the kinematic analysis of engine systems and experimental determination of the engine head response frequency for stimulation by Heviside function were done. The spectrum of the head's structure response is shown in figure 10.

The analysis of amplitude changes in frequency function allows the determining of the specific frequency bands, in which valve operation can be evaluated. The frequency bands are: 1000–2000 Hz, 2000–3000 Hz, >4500 Hz.

The spectrum analysis of the speed of cylinder pressure escalation was performed. The analysis helped to determine the frequency bands, in which the effect of valve operation (striking of a valve at the valve socket) and the gas-dynamic stimulation in the combustion chamber can be separated.

The Fig. 11, 12 and 13 include the spectrum graphs of speed of cylinder pressure escalation.





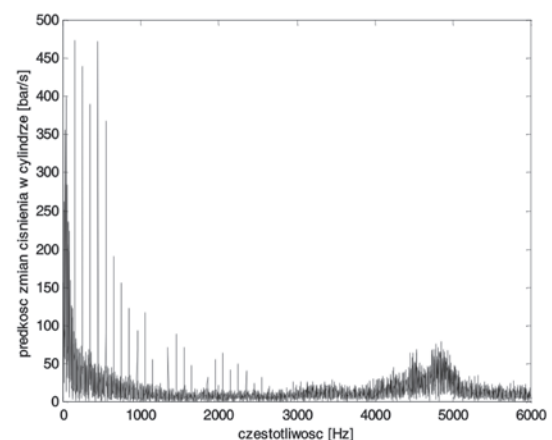
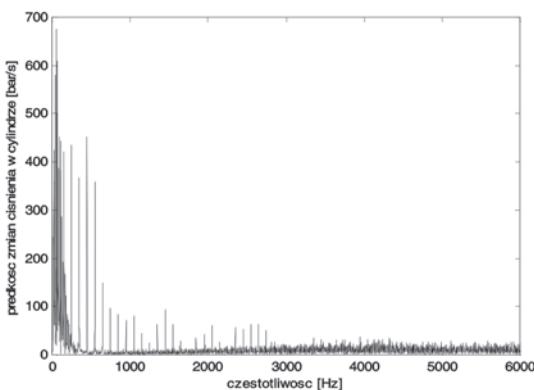
wości (rys. 10) stwierdzono, że oceny pracy zaworów można dokonać w następujących pasmach częstotliwości: 1000–2000 Hz, 2000–3000 Hz, >4500 Hz.

Na rysunkach 11-13 przedstawiono widma amplitudowe prędkości narastania ciśnienia w cylindrze. Prędkość narastania ciśnienia jest wykorzystywana m. in. do oceny „twardości” biegu silnika.

Analiza widm amplitudowych prędkości narastania ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego umożliwiła określenie pasm częstotliwości, dla których częstotliwości odpowiedzi struktury silnika na pobudzenie mechaniczne od uderzeń zaworu o gniazdo nie pokrywają się z częstotliwościami odpowiedzi struktury na pobudzenie gazodynamiczne będące wynikiem procesu spalania paliwa w cylindrze. Stwierdzono, że do oceny luzu zaworów należy zastosować pasmo 2000–3000 Hz oraz nastawę silnika: prędkość obrotową 700 obr/min, obciążenie: bieg luzem.

Wyniki obliczonych wartości miar punktowych (wartość skuteczna przyspieszeń drgań) w funkcji luzu zaworowego oraz ich aproksymację linią prostą zaprezentowano na rysunku 13.

Aproksymując miary punktowe (RMS) linią prostą otrzy-

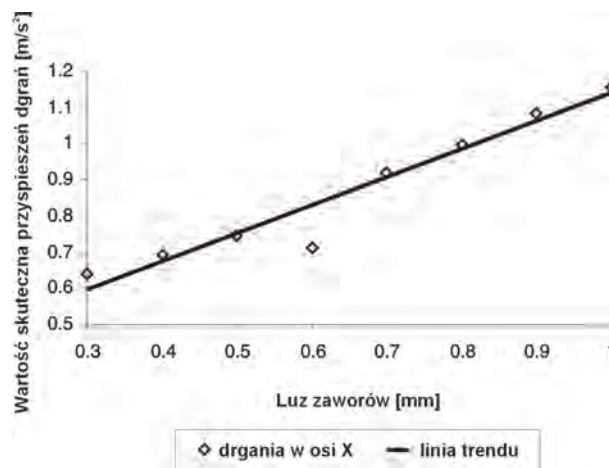
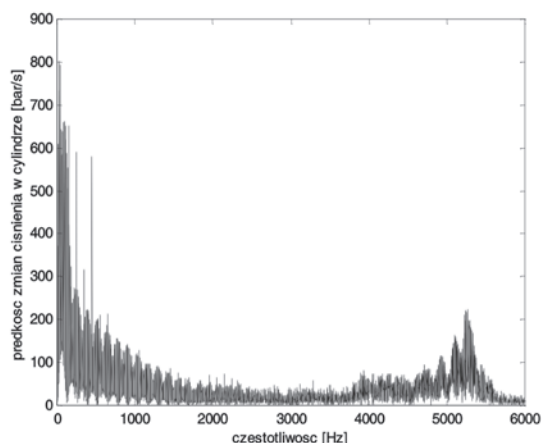


It was ascertained that the assessment of valve clearance should be performed in a 2000–3000 Hz frequency band and the following engine operating conditions: 700 rpm – without load. The effective value of acceleration was calculated. The calculation results of the valve clearance function were approximated by a straight line and a respective graph is shown in Fig. 14.

As a result of the approximation, the formula of the straight line: $arms=0,7782 \times clearance+0,3629$ with the determination coefficient $R^2=0,94$ was made. The calculated straight-line-model has 3-dB resolution and can be used for an inverse task, i.e. to calculate the valve clearance values based on vibratory acceleration signal filtered in the band of 2000-3000 Hz.

5. Conclusions

Based on the performed research and respective analyses the authors ascertained that the time history of vibratory acceleration signals can be used to assess valve clearance in internal combustion engines. The qualitative assessment of the clearance can be executed in time and frequency domains. The spectral analysis was used in the quantitative assessment of the



mano zależność $a_{sk} = 0,7782 \times \text{luz} + 0,3629$ oraz współczynnik determinacji $R^2 = 0,94$. Biorąc pod uwagę dynamikę zmian parametrów drgań na poziomie 3 dB można zaadoptować wyznaczony model do zadania odwrotnego tzn. określenia luzu zaworów na podstawie parametrów sygnału drgań filtrowanego w paśmie 2000–3000 Hz.

5. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych analiz wyników badań eksperymentalnych stwierdzono, że do oceny luzu zaworów w silniku spalinowym można wykorzystać przebiegi czasowe

clearance. In fact the specific frequency band (2000–3000 Hz) was qualified. It helped to separate the mechanic stimulation (striking of a valve at a valve socket) and the gas-dynamic stimulation from combustion gases.

The development of a procedure of the valve clearance assessment, which is based on the vibration signal, still needs research.

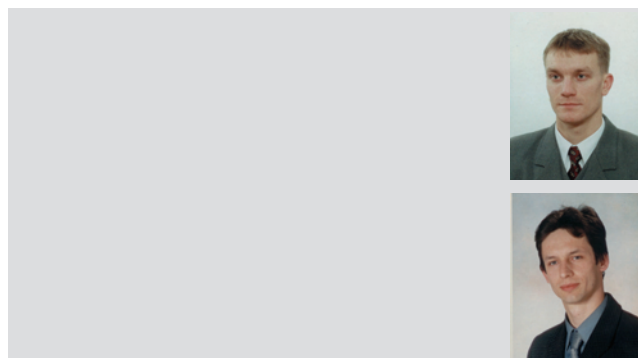
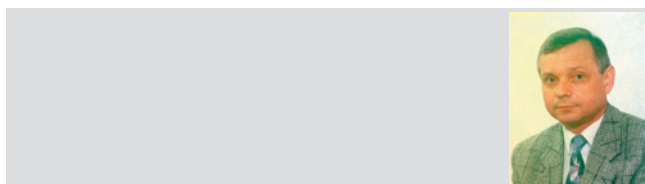
Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Cempel C., Tomaszewski F.: Materiały z badań. Praca zbiorowa, 1989–1993.
- [2] Cempel C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
- [3] Matzke W.: Konstrukcja rozrządu silników szybkoobrotowych. WKiŁ, Warszawa 1974.
- [4] Szymański G.: Ocena stanu regulacji zaworów silnika spalinowego za pomocą sygnału drganiowego. Praca magisterska. Politechnika Poznańska, Poznań 2000.
- [5] Tomaszewski F., Szymański G.: Wpływ luzu zaworów silnika spalinowego na dyskryminanty bezwymiarowe sygnału drganiowego. IX Kongres Eksploatacji Urządzeń Technicznych. Krynica, 25–28 września 2001. Problemy Eksploatacji, nr 4/2001, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu.
- [6] Tomaszewski F., Szymański G.: Wpływ wielkości silnika

spalinowego na charakter sygnału drganiowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, Seria Maszyny Robocze i Pojazdy, Nr 53/2001.

- [7] Tomaszewski F.: Zastosowanie procesów wibroakustycznych do oceny stanu technicznego silnika spalinowego lokomotywy. Praca doktorska. Politechnika Poznańska, Poznań 1987.
- [8] Tomaszewski F.: Zagadnienia wyznaczania stanu technicznego złożonego obiektu mechanicznego za pomocą sygnału wibroakustycznego. Politechnika Poznańska, Seria Rozprawy nr 337/1998.



Nowy silnik V6 TDI firmy Audi z filtrem czstek stałych

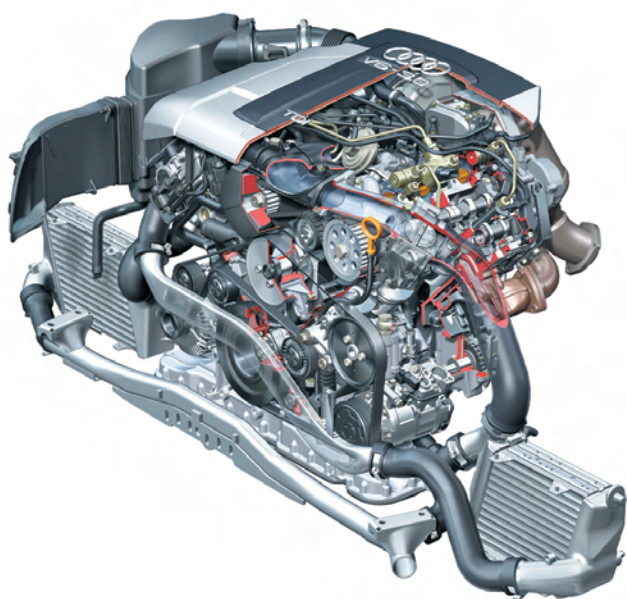
We wrześniu 2003 roku, na Wystawie Samochodów we Frankfurcie nad Menem, firma Audi zaprezentowała całkowicie nowy silnik V6 TDI, który wyposażony został w nową generację filtr czstek stałych, nie wymagający stosowania jakichkolwiek dodatków do paliwa. Silnik ten od wiosny 2004 roku będzie montowany w luksusowej limuzynie Audi A8, a następnie w drugiej połowie 2004 roku znajdzie miejsce w nowym modelu Audi A6.

Słowa kluczowe: oczyszczanie spalin, cząstki stałe

1. Dane ogólne

Nowy silnik (rys. 1), który jest obecnie najnowocześniejszą jednostką V6 o zapłonie samoczynnym, docelowo ma zastąpić oferowany od 1997 roku silnik V6 2,5 TDI (tab. 1).

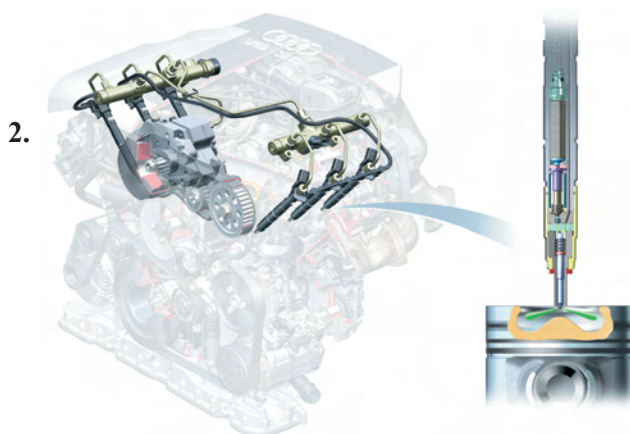
Mimo większej objętości skokowej, silnik 3,0 dm³ ma nieco mniejszą masę, która wynosi tylko 220 kg, dzięki czemu jest to obecnie najlżejsza na świecie jednostka V6 o zapłonie samoczynnym. Efekt ten osiągnięto głównie przez zastosowanie nowego rodzaju grafitowego żeliwa o symbolu GJV-400, z którego wykonano kadłub silnika. W stosunku do tradycyjnego żeliwa szarego, masa kadłuba jest niższa



Rys. 1. Rozmieszczenie podzespołów w nowym silniku Audi V6 3,0 TDI

o około 15%, przy dwukrotnym zwiększeniu parametrów wytrzymałościowych. Mimo zwiększonej średnicy cylindra oraz zwiększenia odległości pomiędzy cylindrami z 88 mm na 90 mm, wymiary zewnętrzne silnika pozostały nadal bardzo zwarte (długość silnika 440 mm).

W celu zwiększenia trwałości i niezawodności silnika, wprowadzono napęd wałów rozrządu oraz pompy oleju za pomocą dwurzędowego łańcucha, rezygnując z pasa zębatego, stosowanego w silniku 2,5 dm³. Bez zmian pozostawiono układ czterech zaworów, sterujących wymianą ładunku w każdym z cylindrów oraz napęd zaworów za pomocą rolkowych popychaczy, wyposażonych w hydrauliczną regulację luzu zaworowego.



Rys. 2. Układ zasilania silnika

Układ zasilania

Stosowana dotąd w silnikach Audi V6 TDI rozdzielaczowa pompa wtryskowa VP44, zastąpiona została w nowym silniku najnowszej generacji systemem zasilania Common Rail – Bosch CRIP II+ (rys. 2).

System ten zawiera klasyczne zasobniki ciśnienia o walcowej formie, po jednym na każdy rząd trzech cylindrów, co pozwala na stosowanie krótkich przewodów doprowadzających paliwo do wtryskiwacza. Niezbyt duża długość pojedynczego zasobnika gwarantuje uniknięcie problemów z falowym oddziaływaniem impulsów ciśnienia. Pompa wysokiego ciśnienia, napędzana oddzielnym pasem zębatym, umieszczona została pomiędzy rzędami cylindrów. Paliwo pod wysokim ciśnieniem podawane jest tylko do jednego z zasobników, z którego następnie podawane jest do drugiego z zasobników, dzięki czemu w obu zasobnikach uzyskiwana jest taka sama wartość ciśnienia. Maksymalna wartość ciśnienia uzyskiwanego w zasobnikach wynosi 160 MPa.

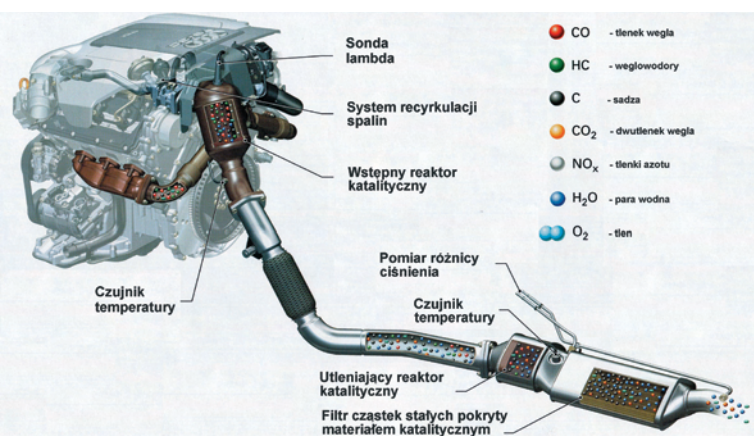
Wielkość	V6 2,5 TDI	V6 3,0 TDI
Objętość skokowa [cm ³]	2496	2967
Średnica cylindra x Skok tłoka [mm]	78,3 x 86,4	83,0 x 91,4
Stopień sprężania	18,5	17,0
Moc maksymalna [kW] przy prędkości obrotowej [obr/min]	132/4000	171/4000
Maks. moment obrotowy [N*m] przy prędkości obrotowej [obr/min]	370/1500-2500	450/1400-3250
Objętościowy wskaźnik mocy [kW/dm ³]	52,9	57,6
System zasilania	Pompa rozdzielaczowa Bosch VP44	Common Rail Bosch CRIP II+
Maksymalne ciśnienie wtrysku [MPa]	145	160

Najważniejszymi elementami układu zasilania nowego silnika pozostają jednak najnowszej generacji piezoelektryczne wtryskiwacze, opracowane w firmie Bosch. W stosunku do klasycznych wtryskiwaczy elektromechanicznych, masa iglicy otwierającej rozpylacz została zredukowana czterokrotnie (z 16 g na 4 g), dzięki czemu możliwe było dwukrotne zwiększenie jej prędkości przesuwu (1,3 m/s), co pozwala z kolei na większą dowolność w podziale dawki wtryskiwanego paliwa. W celu uzyskania odpowiednio miękkiej i cichej pracy silnika oraz małej emisji toksycznych związków spalin opracowano specjalną strategię podziału dawki. W zakresie małej prędkości obrotowej, oprócz dawki głównej, stosowane są dwie dawki pilotujące, a w zakresie średniej prędkości obrotowej jedna dawka pilotująca. Ponadto do prędkości obrotowej 2500 obr/min i średnich obciążeń stosowana jest również dawka powtrysku. Paliwo wtryskiwane jest do komory spalania poprzez 7-otworowy rozpylacz (rys. 2). Pracą układu zasilania zarządza system sterowania Bosch EDC-16, który ma wpływ m.in. na wartość dawki paliwa, początek wtrysku, ciśnienie doładowania oraz pracę układu recyrkulacji spalin.

W silniku V6 3,0 TDI zastosowano ponadto nowe, ceramiczne świece żarowe, dzięki którym nie tylko skrócono czas rozruchu silnika, lecz również znacznie ograniczono jego hałas w pierwszych cyklach po rozruchu.

3. System doładowania

Silnik wyposażony został w turbosprężarkę, która umieszczona została symetrycznie pomiędzy rzędami cylindrów (rys. 1). Takie położenie turbosprężarki stwarza możliwość zastosowania bardzo krótkich przewodów doprowadzających spaliny z obu kolektorów wylotowych i uniknięcia powstawania dużych strat ciepłych. Turbosprężarka wyposażona została w kierownicę o zmiennym kącie, przy czym regulacja ich położenia odbywa się elektrycznym siłownikiem, sterowanym z centralnego modułu sterującego. W systemie tym, w stosunku do klasycznej regulacji pneumatycznej, prędkość zmian położenia kierownic jest wielokrotnie większa, co przynosi znaczące efekty wzrostu ciśnienia, zwłaszcza przy małym obciążeniu silnika.



Wszystkie przewody dolotowe wykonane zostały z wysokiej jakości tworzyw sztucznych o gładkiej powierzchni wewnętrznej, gwarantującej niewielkie opory przepływu powietrza. W przewodach tych umieszczone zostały bezstopniowo regulowane przesłony, mające na celu zwiększenie zawirowania ładunku przy małym obciążeniu silnika. Do poszczególnych rzędów cylindrów powietrze doprowadzane jest poprzez dwie odrębne chłodnice.

4. System oczyszczania spalin

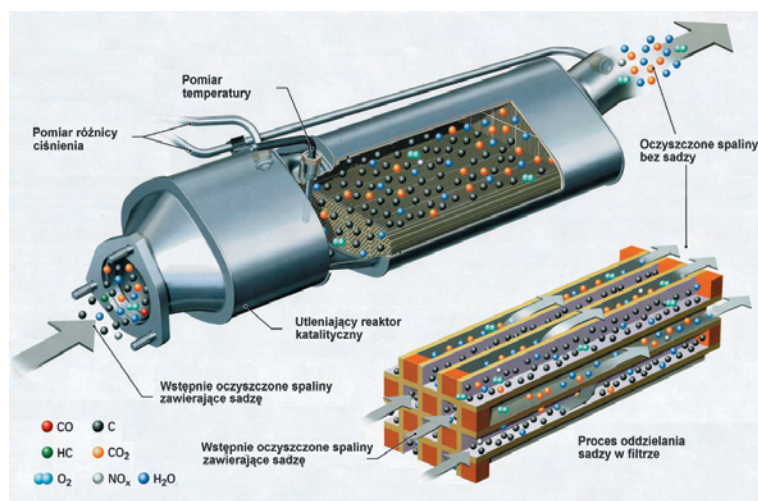
Najbardziej interesującym rozwiązaniem w silniku V6 3,0 TDI jest jego układ oczyszczania spalin. Składa się z dwóch utleniających reaktorów katalitycznych, systemu recyrkulacji spalin EGR oraz filtra cząstek stałych, budowanego według technologii zwanej CSF (*Catalysed Soot Filter*), czyli filtra, pokrywanego warstwą materiału katalitycznego (rys. 3).

Pierwszy z reaktorów katalitycznych, zwany reaktorem wstępnym, umieszczony jest bezpośrednio przy wylocie spalin z turbosprężarki. W celu uniknięcia strat ciepłych, zarówno przewody doprowadzające spaliny z kolektora wylotowego do turbosprężarki, jak i krótki przewód doprowadzający spaliny z turbosprężarki do wstępnego reaktora katalitycznego, mają budowę dwuwarstwową. Reaktor wstępny stwarza niewielkie opory przepływu i odznacza się małą bezwładnością cieplną, dzięki czemu już po kilkunastu sekundach pracy silnika rozpoczynają się w nim procesy utleniania tlenku węgla i węglowodorów.

Po nagraniu silnika i pracy przy większych obciążeniach zasadniczą rolę odgrywa główny reaktor utleniający o większej objętości, umieszczony pod podłogą pojazdu.

W celu obniżenia stężenia tlenków azotu w spalinach, silnik wyposażony został w elektronicznie sterowany system recyrkulacji spalin EGR (rys. 3), umieszczony pomiędzy rzędami cylindrów. System ten zawiera chłodnicę spalin, korzystającą z czynnika chłodzącego silnik, której funkcja podlega regulacji w zależności od temperatury i obciążenia silnika. W fazie nagrzewania silnika spaliny omijają chłodnicę, natomiast w miarę wzrostu temperatury spalin, strumień czynnika chłodzącego przepływającego przez chłodnicę zwiększa się, obniżając temperaturę recyrkulowanych spalin.

Po przejściu przez dwa reaktory katalityczne,



Rys. 4. Filtr cząstek stałych silnika

spaliny zawierające cząsteczki sadzy trafiają do filtra, którego struktura umożliwia zachodzenie procesu oddzielania cząsteczek sadzy od pozostałych składników spalin (rys. 4). Oddzielone cząsteczki osadzają się na aktywnych powierzchniach filtra, pokrytych materiałem katalitycznym, gdzie zachodzi ich utlenianie. Regeneracja filtra zachodzi w dwojaki sposób. Przy temperaturze spalin, wynoszącej przed filtrem 350–500°C, realizowany jest tzw. pasywny sposób regeneracji, polegający na ciągłym procesie utleniania sadzy zachodzącym na powierzchni aktywnej filtra i zamiany jej na dwutlenek węgla. W procesie tym cząsteczki sadzy nie odkładają się w filtrze. Jak wykazały przeprowadzone próby, taki stan pracy filtra jest typowy dla eksploatacji pojazdu w ruchu poza miejskim. Przy dłuższej eksploatacji silnika z małym obciążeniem, szczególnie w czasie intensywnego ruchu miejskiego, może jednak nastąpić zjawisko odkładania sadzy na powierzchni filtra. Realizowany jest wówczas tzw. aktywny sposób jego regeneracji, polegający na krótkotrwałym zwiększeniu temperatury spalin przed filtrem do wartości około 600°C i przyspieszeniu reakcji utleniania sadzy. Proces ten zachodzi dzięki chwilowemu zwiększeniu dawki paliwa i zmniejszeniu kąta opóźnienia wtrysku przez układ sterujący, po otrzymaniu odpowiedniego sygnału z czujników ciśnienia,

* Dr inż. Marek Brzeżański jest pracownikiem Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej

umieszczonych przed i za filtrem. Przeprowadzone próby drogowe wykazały, że przy typowej eksploatacji pojazdu, aktywny sposób regeneracji filtra następuje dopiero po przebiegu około 1000-1200 km. Tak rzadko występujący proces aktywnej regeneracji filtra nie ma praktycznie żadnego wpływu na wartość eksploatacyjnego zużycia paliwa.

5. Wnioski końcowe

Nowy silnik o zapłonie samoczynnym V6 3,0 TDI firmy Audi jest pierwszą, seryjnie produkowaną jednostką tego typu, która na życzenie może zostać wyposażona w filtr cząstek stałych, nie wymagający przy tym żadnych dodatków do paliwa. Należy przy tym zaznaczyć, że od wiosny 2004 roku będzie on oferowany w modelu Audi A8 zarówno w wersji bez filtra cząstek stałych, jak i w wersji z filtrem. W obu wersjach spełnia on wymagania normy EURO IV, która dla już produkowanych silników obowiązywać będzie dopiero od 2006 roku. W wydaniu z filtrem spełnia on wymagania tej normy ze znacznym nadmiarem. Jak dotąd producent nie podał jeszcze ceny nowego filtra. Biorąc pod uwagę doświadczenia eksploatacyjne z oferowanymi dotąd filtrami, należy przypuszczać, że opisany powyżej sposób oczyszczania spalin silnika o zapłonie samoczynnym, stanie się już wkrótce obowiązującym standardem.

W opracowaniu wykorzystano materiały prasowe i zdjęcia firmy Audi AG

Aktualności

Silniki o ZI z wtryskiem bezpośrednim

Ford 1.8 SCi

Ford wprowadził do sprzedaży (w modelu Mondeo) silnik o ZI z bezpośrednim wtryskiem benzyny oznaczony SCi (Smart Charge injection). Jest to 4-cylindrowy, rzędowy silnik o pojemności skokowej 1798 cm³, chłodzony cieczą. Głowica jest wyposażona w 4 zawory na cylinder napędzane dwoma wałkami rozrządu umieszczonymi w głowicy. Podwójne kanały dolotowe sterowane są przepustnicami za pośrednictwem układu elektronicznego. Silnik ten – podobnie jak znany silnik Mitsubishi GDI – umożliwia pracę na ubogich mieszankach w zakresie małych i średnich obciążeń. Dla zapewnienia zapłonu ubogich mieszanek zastosowano specjalną świecę zapłonową o zwiększonej energii iskry elektrycznej, umieszczoną centralnie. Asymetryczna komora spalania umieszczona jest w tłoku.

Silnik rozwija moc 96 kW (130 KM) przy 6000 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy 175 Nm przy 4250 obr/min. Przebiegowe zużycie paliwa ocenia się jako 6-8% niższe od porównywalnego samochodu z silnikiem 120 KM, choć zwraca się uwagę na nieco gorszą dynamikę.

Oprac. na podst. *Auto Świat* 31 z dn. 30.07.2003

Silniki FSI firmy Volkswagen

Volkswagen w nowym modelu samochodu Golf zamierza montować 2 wersje silników FSI – silników o ZI z bezpośrednim wtryskiem. Będą to jednostki 4-cylindrowe: o pojemności skokowej 1600 cm³ i mocy 63 kW (86 KM) oraz 2000 cm³

o mocy 110 kW (150 KM) i maksymalnym momencie obrotowym 200 Nm. Montowane będą także inne silniki, w tym silnik typu TDI (o ZS, z wtryskiem bezpośrednim) o mocy 118 kW (160 KM).

Oprac. na podst. *Auto Świat* 32 z dn. 6.08.2003

Nowy silnik V6 Forda

Firma Ford wprowadza do swego nowego modelu Mustang od wiosny 2004 r. nowe silniki V6 i V8. Silnik V6 jest jednostką o pojemności 4,0 dm³ rozwijającą moc 150 kW przy 5250 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy 318 Nm przy 3500 obr/min ($p_{e,max}=1,0$ MPa). Silnik V8 o pojemności 4,6 dm³ rozwija moc 224 kW przy 6000 obr/min zaś moment obrotowy – 427 Nm ($p_{e,max}=1,17$ MPa) przy 4500 obr/min. Oba rzędy cylindrów silnika rozchylone są pod kątem 60°, a między nimi mieści się układ dolotowy pozwalający na uzyskanie efektu doładowania dynamicznego. Silniki posiadają pojedyncze wałki rozrządu w głowicach napędzane łańcuchem; silnik V6 posiada 2 zawory na cylinder, silnik V8 – 3 zawory na cylinder. Wg danych fabrycznych oba silniki spełniają normy ULEV II.

Oprac. na podst. *Automotive Engineering Intern.*, Styczeń 2004

Nowy, 6-cio cylindrowy silnik typu boxer firmy Subaru

Firma Subaru wprowadziła na rynek silnik ZE30-R, który jest unowocześnioną wersją silnika ZE30 wprowadzonego do produkcji w 2000 r. Jest to sześciocylindrowy silnik z przeciwnym układem tłoków; modyfikacji poddano ok. 80% jego części. Wyposażony jest w 4 zawory na cylinder i dwa wałki

rozzrządu w obu głowicach napędzane łańcuchem.

Silnik jest wyposażony w układ regulacji faz rozrządu. Istotną nowością jest wprowadzenie systemu sterowania skokiem zaworów AVCS (Active Valve Control System). Przy małych prędkościach obrotowych skok dwóch zaworów dolotowych w każdym cylindrze jest różny i pozwala na wytworzenie intensywniejszego zawirowania wewnątrz cylindra w celu poprawy warunków tworzenia mieszanki.

Silnik w wersji 3,0 dm³ rozwija moc maksymalną 184 kW, zbliżoną do mocy (191 kW) rozwijanej przez czterocylindrową wersję silnika o pojemności 2,0 dm³ z doładowaniem.

W stosunku do wersji poprzedniej nowy silnik ma zredukowaną masę o 9 kg (do ok. 160 kg), co stawia go wśród najlżejszych silników sześciocylindrowych.

Oprac. na podst. *Auto Technology*, Vol. 5, Oktober 2003,
Automotive Engineering Int., January 2004.
(por. także: www.subaru.co.jp)

Silnik z wyłączanymi cylindrami firmy GM

Firma General Motors zapowiada wprowadzenie na rynek w 2005 roku nowego silnika typu 3900 V6 z wyłączanymi 3 cylindrami; system wyłączania cylindrów określony został oznaczeniem DOD (ang.: *Displacement On Demand*). Silnik ten powstał z wersji o pojemności 3,5 dm³ przez powiększenie średnicy tłoków z 94 do 99 mm. Jest to sześciocylindrowy silnik widlasty o kącie rozwidlenia 60°, typu OHV, z popychaczowym napędem zaworów.

Nowy silnik uruchamiany jest zawsze na wszystkich cylindrach, lecz przy małych prędkościach obrotowych i obciążeniach 3 cylindry ulegają wyłączeniu. W takich warunkach uzyskuje się poprawę ekonomiczności pracy przez 6-8% obniżenie zużycia paliwa. Wyłączenie cylindrów następuje poprzez odcięcie ciśnienia oleju w hydraulicznych siłownikach umieszczonych w szklankach popychaczy przy pomocy zaworów elektromagnetycznych.

Nowa konstrukcja silnika wymagała przesunięcia osi cylindrów w stosunku do osi wału korbowego o 1,5 mm. Po raz pierwszy w silniku typu OHV zastosowano system regulacji faz rozrządu (VVT), który wykorzystuje elektroniczną regulację hydrauliczną przekładni wałka rozrządu umożliwiając jego opóźnienie o 15° lub wyprzedzenie do 25°. Regulacja faz rozrządu w tak szerokim zakresie umożliwiła ograniczenie emisji związków toksycznych bez konieczności stosowania zewnętrznej recyrkulacji spalin; pozwala także na znaczne ograniczenie fazy zimnego rozruchu silnika. Układ rozrządu współdziała z układem dolotowym o zmiennej geometrii użytkowanej przy pomocy sterowanego elektrycznie zaworu.

Moduł elektronicznego sterowania silnikiem oparty jest na 32-bitowym procesorze Motorola E67 i zawiera 32 MB szybkiej pamięci Burst Flash, 32 kB pamięci zewnętrznej oraz szynę Can-bus o dużej szybkości przetwarzania.

Silnik, który będzie wytwarzany w zakładach GM w Nowym Jorku. Został zaprojektowany na moc 180 kW przy 5900 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy 330 Nm przy 2800 obr/min ($p_{e,max} = 1,06$ MPa).

Oprac. na podst. *Gehm R.: GM gives new 3900 V6 advanced technology.*
Automotive Engineering Int., January 2004.

Silniki o ZS z wtryskiem bezpośrednim

Silniki JTD firmy Fiat i GM

Małe silniki typu Mutijet produkowane przez firmy Fiat i General Motors są wyposażane w elektroniczne układy sterowania firmy Magneti Marelli. Przewidywana wielkość produkcji silników Multijet wynosi 500.000 sztuk rocznie. Firma Magneti Marelli, wcześniej znana głównie z produkcji układów zapłonowych, powróciła tym samym do działalności produkcyjnej w zakresie silników o ZS.

Oprac. na podst. *Auto Technology*, Vol. 3, June 2003
(por. także: www.magnetimarelli.com)

Silnik i-CDTi firmy Honda

Honda wprowadza do sprzedaży kolejny wysokoprężny silnik w pojazdach osobowych (Honda Accord). Od 55 lat pojazdy tej firmy napędzane były silnikami z zapłonem iskrowym. Silnik o ZS posiadał już Civic (1,7 CTDi - z wtryskiem bezpośrednim typu common rail). Obecnie jest to 2,2 litrowa aluminiowa jednostka napędowa również z systemem common rail. Produkcja w roku 2004 ma wynieść około 24000 sztuk. Silnik o mocy 140 KM posiada układ wtryskowy CR drugiej generacji, zmienną geometrię kierownicy łopatek turbiny z chłodnicą powietrza doładującego spełnia normy Euro IV.

Oprac. na podst. www.all4engineers.com z dn. 28.06.2003

Piezoelektryczne pompowtryskiwacze

Firmy Volkswagen AG i Siemens VDO Automotive współpracują w ramach spółki Volkswagen Mechatronics GmbH w przygotowaniu do produkcji pompowtryskiwaczy ze sterowaniem piezoelektrycznym. Plany produkcji na koniec przyszłego roku przewidują wytwarzanie ok. 500 000 siedmiotworkowych pompowtryskiwaczy tego typu przy całkowitej produkcji docelowej ok. 2 mln sztuk rocznie.

Oprac. na podst. *Broge J.L.: The diesel is coming.*
Automotive Engineering Int., January 2004.

Piezoelektryczne wtryskiwacze do systemów Common-Rail

W maju 2003 r. firma Bosch wprowadziła do seryjnej produkcji wtryskiwacze III. generacji do układów Common-Rail. Siłownik elektromagnetyczny podnoszenia iglicy został zastąpiony siłownikiem piezoelektrycznym, który umożliwia przesterowanie w czasie rzędu mikrosekund, o połowę krótszym niż w poprzednich rozwiązaniach. Wtryskiwacze zostały zaprojektowane na ciśnienia rzędu 1600 bar (160 MPa), ale krótki czas przesterowania umożliwia wtrysk jednej dawki na cykl w kilku porcjach (do 7). Umożliwia to kilku do kilkunastoprocentowe obniżenie emisji związków toksycznych bądź podniesienie osiągnięć silnika, ewentualnie obniżenie hałaśliwości spalania.

Wtryskiwacze pozwalające na pracę przy ciśnieniach wtrysku rzędu 1800 bar (180 MPa) przewidywane są w 2005 r.; trwają prace nad wtryskiwaczami na ciśnienia do 2000 bar oraz wtryskiwaczami na takie ciśnienia ze zmienną geometrią.

Firma Delphi dostarcza wtryskiwacze do układów Common-Rail pozwalające na pracę z ciśnieniami do 1800 bar oraz na realizację 5 faz wtrysku pojedynczej dawki paliwa. W opracowaniu znajdują się także wtryskiwacze piezoelektryczne Delphi Piezotec pozwalające na podział dawki paliwa na ponad 7 porcji, których celem jest obniżenie emisji związków toksycznych o 25-30% i spełnienie norm Euro 5.

Podobnie, firma Siemens zapowiedziała wprowadzenie do produkcji trzeciej generacji wtryskiwaczy do systemów Common-Rail PCR3 wyposażonych w siłownik piezoelektryczny. Wtryskiwacze tej generacji pozwalają na podniesienie ciśnienia do 1800 bar, podczas gdy drugiej generacji – do 1600 bar, a pierwszej generacji tylko do 1350 bar. Również Siemens zapowiada podniesienie ciśnienia pracy do 2000 bar.

Oprac. na podst. Broge J.L.: The diesel is coming. Automotive Engineering Int., January 2004.

Ogniwa paliwowe

GM HydroGen3

Japoński rząd po raz pierwszy dopuścił do eksploatacji na drogach japońskich samochodów HydroGen3 produkcji General Motors – pojazd zasilany ogniwami paliwowymi wykorzystującymi wodór. Pojazd ten uzyskał również pierwszy w świecie certyfikat na system magazynowania ciekłego wodoru do zasilania pojazdów samochodowych.

GM testuje również pojazdy wyposażone w systemy magazynowania sprężonego wodoru oraz różne warianty napędów hybrydowych.

*Oprac. na podst. Auto Technology, Vol. 3, June 2003
(por. także: www.gm.com)*

Współpraca GM i Shell w zakresie wodorowych ogniw paliwowych

Firmy General Motors i Shell Hydrogen podjęły współpracę w zakresie wdrożenia pojazdów zasilanych wodorowymi ogniwami paliwowymi. Przewiduje się utworzenie infrastruktury tankowania wodorem takich pojazdów na obszarze Waszyngtonu przy zastosowaniu pierwszej pompy do wodoru na stacji paliwowej Shell do końca października 2003 r. GM zamierza dostarczyć ok. 1 miliona pojazdów wyposażonych w takie napędy w ciągu 10 lat.

*Oprac. na podst. Auto Technology, Vol. 3, June 2003
(por. także: www.gm.com, www.shell.com)*

Paliwowe stacje wodorowe

Pierwsza stacja paliw z możliwością tankowania wodoru zostanie zbudowana w miejscowości Valmontone w środkowych Włoszech. Powstanie ona w wyniku współpracy władz lokalnych z uniwersytetem w Rzymie.

*Oprac. na podst. Auto Technology, Vol. 3, June 2003
(por. także: www.uniroma1.it)*

Hyundai rozpoczyna prace nad ogniwami paliwowymi

Hyundai Heavy Industries utworzył instytut badawczy dla prowadzenia prac nad pojazdami z napędem elektrycznym i ogniwami paliwowymi. W prace te przewiduje się zainwestowanie 5 mln USD.

*Oprac. na podst. Auto Technology, Vol. 3, June 2003
(por. także: www.hyundai.com)*

Emisja silników o ZS

Filtr cząstek stałych w silniku Renault

Firma Renault zaprezentowała na salonie samochodowym w Genewie 2003 samochód Vel Satis z silnikiem 2,2 dCi wyposażonym w oryginalny filtr cząstek stałych (CSF – catalitic soot filter) sprzężony z katalizatorem utleniającym. System

ten pozwala na usunięcie ze spalin ponad 95% węglowodorów, tlenku węgla i cząstek stałych, i spełnienie norm emisji Euro IV przewidzianych na 2005 rok. Filtr CSF posiada warstwę katalityczną opracowaną przez firmę Engelhard, która pozwala na dopalanie sadzy w normalnych warunkach pracy silnika; posiada więc zdolność samoregeneracji bez stosowania dodatków do paliwa lub opóźnionego wtrysku paliwa, jak w silnikach HDI koncernu PSA. Wspomniane katalizatory wytwarza europejski oddział firmy Engelhard w Nienburgu (Niemcy) natomiast firma Eberspaecher montuje je w obudowie razem z katalizatorem utleniającym.

*Oprac. na podst. Auto Technology, Vol. 3, June 2003
(por. także: www.engelhard.com, www.eberspaecher.com, www.renault.com)*

Filtr cząstek stałych w silnikach CDI Mercedesa

Od października 2003 roku Mercedes-Benz w silnikach czterocylindrowych CDI oferuje układ wylotowy wyposażony w katalizator i filtr cząstek stałych pozwalający na spełnienie norm Euro IV.

*Oprac. na podst. Auto Technology, Vol. 5, Oktober 2003
(por. także: www.daimlerchrysler.com)*

Doładowanie

Elektryczny zawór do generowania doładowania dynamicznego

Firma Siemens VDO opracowała sterowany elektromagnetycznie zawór EIC (*Electric Impulse Charging*) służący do generowania pulsacji ciśnienia w przewodzie dolotowym. Umieszczony w przewodzie dolotowym w okolicach wejścia do kanału głowicowego zawór zamyka się w czasie dolotu przy ruchu tłoka w kierunku DMP a następnie gwałtownie otwiera się po dojściu tłoka do DMP. Powstały w ten sposób impuls ciśnienia wytwarza uderzeniową falę ciśnienia, która zwiększa napełnienie cylindra świeżym ładunkiem. Ruchem zaworu sterują dwie cewki elektromagnetyczne.

Oprac. na podst. Automotive Engineering Int., January 2004.

Układy pomocnicze

Rozrusznik-alternator w silnikach koncernu PSA

W 2004 roku koncern PSA Peugeot Citroën wprowadza do swoich silników zintegrowany rozrusznik-alternator. Urządzenie opracowane i produkowane przez firmę Valeo pracuje przy napięciu 14 Volt i jest połączone z wałem korbowym przekładnią pasową. Dzięki układowi elektronicznego sterowania umożliwia wyłączenie silnika, gdy pojazd jest zatrzymany oraz jego natychmiastowe uruchomienie przy ruszaniu pojazdu. Pozwala to na ok. 10% oszczędność przebiegowego zużycia paliwa.

W odróżnieniu od dotychczasowych rozwiązań tego typu, które są montowane w miejscu koła zamachowego pomiędzy silnikiem i skrzynią przekładniową, urządzenie firmy Valeo nie wymaga zmian konstrukcyjnych tych zespołów i można je zastosować w większości silników.

*Oprac. na podst. Auto Technology, Vol. 5, Oktober 2003
(por. także: www.valeo.com)*

Rozrusznik-alternator firmy Visteon

Firma Visteon oferuje do silników spalinowych rozrusznik-alternator o nazwie SpeedStart12™ pracujący w układach elektrycznych 12 Volt. Urządzenie jest łączone z wałem korbowym silnika za pośrednictwem konwencjonalnej przekładni pasowej i może być zamontowane w miejscu konwencjonalnego alternatora.

Alternator wytwarza do 3 kW energii elektrycznej i jest ok. 20% sprawniejszy od dotychczas stosowanych. Rozrusznik pozwala na ponowne uruchomienie silnika po jego zatrzymaniu w ciągu 0,4 s. Układ sterowania elektronicznego jest w pełni zintegrowany oraz chłodzony cieczą.

Urządzenie można stosować do silników o pojemności do 3,0 dm³ i zapewnia ono do ok. 5% oszczędności zużycia paliwa.

Oprac. na podst. *Auto Technology*, Vol. 4, August 2003
(por. także: www.visteon.com)

Elektryczna pompa do cieczy chodzącej firmy Pierburg

Firma Pierburg zamierza zostać pierwszym na świecie producentem elektrycznie napędzanych pomp do układu chłodzenia silników spalinowych. Zastąpienie mechanicznego napędu realizowanego paskiem klinowym lub zębatym napędem elektrycznym pozwala na dostosowanie pracy pompy do bieżącego obciążenia silnika, niezależnie od prędkości obrotowej. Przewidywane do produkcji pompy pokrywają zakres mocy od 0,1 do 1,2 kW. W silnikach o mocy do ok. 100 kW, zamiast klasycznej pompy cieczy chłodzącej o poborze mocy ok. 1,5 kW, można zastosować pompę elektryczną o poborze mocy ok. 0,2 kW i masie ok. 2 kg. Praca pompy elektrycznej niezależnie od prędkości obrotowej silnika pozwala nie tylko zmniejszyć zużycie paliwa, ale także skrócić okres nagrzewania po rozruchu silnika i zmniejszyć emisję związków toksycznych. Miejsce montażu pompy staje się niezależne od przekładni pasowej i zmniejsza się ilość części będących w ruchu.

Obecnie taka pompa używana jest do chłodzenia powietrza doładowanego w układzie doładowania silnika AMG-Mercedes C 30 CDI.

Oprac. na podst. *Alexander D.: Electric cooling pumps runs free. Automotive Engineering Int.*, January 2004.

Napędy hybrydowe

Napęd hybrydowy Forda

Ford zaprezentował na wystawie w Detroit w styczniu 2003 r. model studyjny U, który prezentuje wizję przyszłościowego napędu. Jest to połączenie silnika spalinowego o pojemności 2,3 dm³, doładowanego sprężarką napędzaną mechanicznie i wyposażonego w chłodnicę powietrza doładowanego, zasilanego wodorem z układem hybrydowym posiadającym silnik elektryczny. Przebiegowe zużycie paliwa określa się na 45 mil/galon. Emisja normowanych związków toksycznych oceniana jest jako bliska zeru, a obniżenie emisji dwutlenku węgla oceniana jest na 99%. Silnik współpracuje z zaawansowanym technologicznie układem przeniesienia napędu (*Modular Hybrid Transmission System*).

Oprac. na podst. *Auto Technology*, Vol. 3, June 2003
(Martin Leach, Ford of Europe)

Napęd hybrydowy BMW

Firma BMW proponuje układ napędowy o nazwie Efficient Dynamics. Jest to modyfikacja klasycznego układu napędowego, w którym zamontowano dodatkowo silnik elektryczny między silnikiem spalinowym a skrzynią przekładniową. Zadaniem silnika elektrycznego, pełniącego także funkcję generatora, jest dostarczenie dodatkowego momentu obrotowego w czasie ruszania i przyspieszania. Jest on zasilany z baterii kondensatorów, których ładowanie energią elektryczną następuje w ciągu 5 sekund. Dostarczanie momentu dodatkowego może odbywać się także przez 5 sekund. Chwilowy moment obrotowy przy prędkości obrotowej 1000 obr/min może osiągnąć wartość 1000 Nm, podczas gdy zastosowany silnik spalinowy dysponuje maksymalnym momentem około 420 Nm.

Oprac. na podst. *Auto Świat* 32 z dn. 6.08.2003

THS-C – Toyota Hybrid System-CVT

Toyota wyposaża swój pojazd hybrydowy w system posiadający bezstopniową skrzynię przekładniową typu CVT (*Continuously Variable Transmission*). Skrzynia ta współpracuje z silnikiem ZI o pojemności 2,4 dm³; silnik elektryczny montowany jest na osi kół tylnych. Rozdział energii na poszczególne koła prowadzony jest za pośrednictwem elektrycznego systemu E-Four.

Podaje się, że napęd ten umożliwi dwukrotne zwiększenie sprawności napędu i pozwala na spełnienie norm emisji przewidzianych w Japonii na 2010 rok.

Oprac. na podst. *Auto Technology*, Vol. 5, Oktober 2003
(por. także: www.toyota.co.jp)

Toyota Hybrid System II

Firma Toyota wprowadza napęd hybrydowy drugiej generacji, w którym współpracą silnika elektrycznego i silnika spalinowego zarządza wysokonapięciowy system sterujący, zwiększający sprawność układu przy dużych mocach silnika spalinowego. System został skonstruowany pod kątem poprawienia dynamiki pojazdów.

Toyota wyprodukowała już ponad 130 tys. pojazdów wyposażonych w hybrydowe układy napędowe. Są to m.in. wprowadzone w 2001 roku: system C współpracujący z przekładnią bezstopniową oraz system M stosowany w samochodzie Crown. W 2002 r. firma wprowadziła na rynek także pojazd hybrydowy zasilany ogniwami paliwowymi (FCHV).

Oprac. na podst. *Auto Technology*, Vol. 3, June 2003
(por. także: www.toyota.co.jp)

Ośrodki badawcze

Badania silników zasilanych wodorem

W Garching koło Monachium otwarto ośrodek badawczy firmy TÜV wyposażony w trzy stanowiska hamowniane do badań silników zasilanych wodorem pozwalające na pomiary mocy do 340 kW i momentu obrotowego do 880 Nm. Stanowiska te są wyposażone w zaawansowane układy sterowania elektronicznego pozwalające na symulację współpracy silnika z rzeczywistym pojazdem. Silniki mogą być zasilane z kriogenicznego zbiornika o pojemności 25000 dm³.

Oprac. na podst. *Auto Technology*, Vol. 2, April 2003
(por. także: www.tuev-south.com)

Program działania Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych na lata 2003-2005

The Polish Scientific Society of Combustion Engines (PTNSS): Program of Activity for 2003-2005

Świadomość niełatwych obecnie warunków zarówno materialnych jak i intelektualnych, rozwoju teorii i praktyki techniki w sytuacji przekształceń ustrojowych obejmujących nasze państwo, skłania środowiska naukowe i techniczne odpowiedzialne za ten stan rzeczy do mobilizacji swych działań. Znakomita polska tradycja, wywodząca się z dziewiętnastowiecznej przedsiębiorczości wspomaganej naukami czystymi i technicznymi oraz z dwudziestowiecznych doświadczeń w zakresie budowy i rozwoju przemysłu maszynowego, zobowiązuje do kontynuacji dzieł poprzednich pokoleń. W tym duchu, jeszcze przed podjęciem inicjatywy powołania Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych toczyła się w środowisku naukowym i inżynierskim dyskusja nad problemami związanymi z rozwojem tematyki naukowo-badawczej silników spalinowych w Polsce. Środowisko to obejmowało zakres swych zainteresowań silniki nie tylko o zastosowaniu motoryzacyjnym, ale i znacznie szerszym, m.in. w okrętownictwie, urządzeniach przemysłowych, rolniczych, rekreacyjnych i innych. To właśnie ta żywa dyskusja i autentyczne potrzeby środowiska spowodowały podjęcie formalnych działań, mających na celu powołanie Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych. Nastąpiło to w dniu 9 grudnia 2001 r. przy okazji organizowanego w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej IX Ogólnopolskiego Sympozjum Naukowego „Motoryzacyjne Problemy Ochrony Środowiska”. Od tego czasu praca Towarzystwa skupiała się zarówno na zadaniach programowych, jak i formalnych, mających na celu zarejestrowanie Towarzystwa w Krajowym Rejestrze Sądowym, co nastąpiło w grudniu 2002 r.

Kolejne zebrania Zarządu a także inne spotkania środowiska przy okazji m.in. konferencji naukowych, w których obecni członkowie Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych od lat aktywnie uczestniczą, stały się miejscem do dyskusji nad programem Towarzystwa. Konsekwencją działalności członków Towarzystwa było zorganizowanie w dniu 17 października 2003 r. w Warszawie I Walnego Zebrania Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych

W wyniku dyskusji, przeprowadzonej na I Walnym Zebraniu Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych nad tezami programowymi, zatwierdzonymi przez Zarząd Towarzystwa, powstał projekt programu na lata 2003- 2005. Program ten został zatwierdzony przez I Walne Zebranie Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych. Oficjalny tekst programu jest zamieszczony na stronie internetowej Towarzystwa, natomiast w niniejszym artykule treści programu zostały uzupełnione komentarzami.

Being aware that the conditions – both material and intellectual – are rather difficult now for the development of the theory and practice of technology in the situation of the structural transformation covering our country, the scientific and technical circles responsible for this state of things become mobilized to intensify their activity. The glorious Polish tradition stemming from the nineteenth-century initiative supported by the pure and technical sciences, and from the twentieth-century experience in building up and developing the engineering industry, puts the obligation to continue the work of previous generations. It is in this spirit – even before the initiative to establish the Polish Scientific Society of Combustion Engines was taken – that the scientific and engineering circles had discussed the problems connected with the development of the combustion engine research and development subject matter in Poland. Within the interests of the circles were engines not only for automotive industry, but also for a considerably wider range of applications, including shipbuilding, industrial devices, agricultural machines, recreation appliances, and others. It is this vivid discussion and genuine needs of the circles that were the starting point of formal steps aimed at establishing the Polish Scientific Society of Combustion Engines. This happened on 9 December 2001 when the 9th All-Polish Scientific Symposium “Automotive Problems of Environmental Protection” was organized at the Institute of Vehicles at the Warsaw University of Technology. From that time, the work of the Society was focused on both program and formal tasks aimed at registering the Society at the National Court Register, which took place in December 2002.

The next gatherings of the Board as well as other meetings of the circles on the occasion of, among other things, scientific conferences in which the present members of the Polish Scientific Society of Combustion Engines have taken an active part for years, have become a place for discussion about the program of the Society. The activity of the Society members resulted in organizing the first General Meeting of Members of the Polish Scientific Society of Combustion Engines on 17 October 2003 in Warsaw.

Held during the first General Meeting of Members of the Polish Scientific Society of Combustion Engines, the discussion about program points approved by the Board of the Society resulted in the origin of a program project for the years 2003-2005. The first General Meeting of Members of the Polish Scientific Society of Combustion Engines approved the program. The official program text can be found on the Internet page of the Society whereas the program substance in this article is supplemented with comments.

1. The basic point in the Society’s program is the integra-

1. Podstawowe miejsce w programie Towarzystwa zajmuje integracja środowiska związanego z silnikami spalinowymi i z motoryzacją. Celami stawianymi w ramach integracji środowiska są:

- racjonalizacja podejmowanych zadań i rozwijanych kierunków działań,
- integracja środowiska naukowego z przemysłem motoryzacyjnym, bazą obsługową i wspomagającą motoryzację oraz środowiskami decyzyjnymi oddziałującymi na motoryzację,
- standardy w zakresach: merytorycznym i formalnym,
- poprawa skuteczności rozwoju naukowego środowiska w sensie formalnym – osiągnięcie godności naukowych,
- poprawa skuteczności oddziaływania środowiska silnikowego na ogólne środowisko naukowe.

W niedostatecznej integracji środowiska związanego z silnikami spalinowymi i z motoryzacją członkowie Towarzystwa upatrują przyczyny w wielu wypadkach słabej skuteczności podejmowanych przez nich działań. Odnosi się to zarówno do sfery naukowej, w której przedstawiciele środowiska o nie kwestionowanym dorobku naukowym nie mają niejednokrotnie odpowiedniej do tego reprezentacji w organach decyzyjnych, jak i do skuteczności w życiu gospodarczym kraju.

Ważną rolę członkowie towarzystwa przywiązują do podniesienia jakości naukowej prowadzonej przez nich działalności, czemu ma służyć m.in. praca nad standardami, zarówno merytorycznymi, jak i formalnymi.

Celowość integrowania się w Polsce środowiska specjalistów z zakresu silników spalinowych wokół programu ścisłej współpracy z gospodarką wynika również z pojawiających się w ośrodkach uczelni technicznych tendencji do uprawiania akademizmu, a nawet zastępowania kształcenia technicznego kształceniem w dziedzinach humanistyczno-ekonomicznych. Są to mody bardzo niebezpieczne, zagrażające społecznej roli nauki, którym należy się przeciwstawić jednością środowisk naukowych świadomych swej roli, szczególnie przedstawicieli nauk stosowanych, w tym przede wszystkim technicznych.

2. Konieczny jest wszechstronny rozwój zainteresowań środowiska w kierunku silników spalinowych o różnych zastosowaniach. Dotychczas zarysowywała się zdecydowana dominacja zainteresowaniami silnikami do napędu samochodów. W warunkach postępującej globalizacji w motoryzacji obszar innych zastosowań silników jest dla warunków polskich bardzo obiecujący.

3. W celu skutecznego wkładu środowiska w rozwój silników spalinowych konieczne jest unikanie tendencji czysto akademickiego działania. W tym celu jest niezbędne pozyskiwanie do współpracy naukowej specjalistów z przemysłu.

4. Uczestnictwo przedstawicieli środowiska naukowego w pracach przemysłu jest podstawą harmonijnego rozwoju silników spalinowych w aspektach zarówno praktycznych, jak i teoretycznych. Korzyści z takiej współpracy są dla całego środowiska, obejmującego sferę naukową oraz wytwórców i eksploatatorów silników spalinowych.

W niedostatecznie bliskiej współpracy specjalistów z ośrodków naukowych i przemysłowych członkowie Towarzystwa upatrują jeden z podstawowych powodów niewystarczającej skuteczności działań podejmowanych w zakresie

tion of the circles connected with combustion engines and automotive industry. The goals set within the integration of the circles are:

- rationalization of undertaken tasks and developed directions of activity,
- integration of scientific circle with automotive industry, service base and automotive industry support base, and with decision-making circles influencing automotive industry
- substantial and formal standards,
- improved effectiveness of scientific development of circles in formal sense – attainment of high scientific ranks,
- improved effectiveness of influence exerted by engine circle on general scientific circle.

It is in the insufficient integration of the circles connected with combustion engines and automotive industry that the Society members see the cause of a poor – in many cases – effectiveness of the steps taken by them. This applies both to the scientific sphere where the circle representatives distinguished by unquestionable scientific achievements are not – many a time – represented adequately in decision-making organs, and to the effectiveness in the country's economic life.

The Society members attach importance to raising the scientific quality of their activity. This purpose is to be served by, among other things, work on standards – both substantial and formal.

The fact that it is advisable for the circle of combustion engine specialists in Poland to become integrated around the program of close co-operation with economy results also from the tendency to practice academism in technical university institutions, and even to replace the technical education by the humanistic and economic education. These trends are very dangerous, posing a threat to the social role of science, and they have to be opposed by the unity of the scientific circles aware of their role, in particular the representatives of the applied sciences, including – in the first place – technical sciences.

2. What is necessary is a comprehensive development of the circle's interests in combustion engines of various applications. Up to now, the interests in engines for car propulsion have been definitely dominant. The conditions of progressive globalization in automotive industry make the area of other engine applications very promising for the Polish conditions.

3. If the circle is to make an effective contribution to the combustion engine development, it is necessary to avoid the tendency towards purely academic activity. For this purpose, it is indispensable to win industry specialists over to scientific co-operation.

4. The participation of scientific circle representatives in the tasks of industry is fundamental to a harmonious development of combustion engines in both practical and theoretical aspects. This kind of co-operation brings benefits to the whole circle covering the scientific sphere as well as manufacturers and users of combustion engines.

It is in the too loose co-operation of specialists from scientific and industrial institutions that the Society members see one of the basic reasons for the insufficient effectiveness of steps taken with respect to the combustion engine development in Poland.

5. It is necessary to take qualitatively new steps with

rozwoju silników spalinowych w Polsce.

5. Konieczne jest podjęcie nowych jakościowo działań w sprawie rozwoju młodych kadr naukowych. Obecna sytuacja gospodarcza nie sprzyja dopływowi do pracy naukowej najzdolniejszej młodzieży. Jednocześnie narosły tendencje w rozwoju młodej kadry naukowej, nie sprzyjające skuteczności tych działań, co jest silnie zauważalne w porównaniu z podstawowymi naukami technicznymi. Konieczne jest w związku z tym wypracowanie nowych standardów rozwoju naukowego młodych kadr oraz aktywizacja takich form, jak:

- seminaria doktoranckie,
- współpraca regionalna,
- wymiana oraz staże naukowe i przemysłowe.

6. Ważną rolę w działalności Towarzystwa spełnia upowszechnianie i wymiana wiedzy o silnikach spalinowych. Mają temu służyć inicjatywy, związane z organizowaniem życia naukowego. Konferencjami organizowanymi przez Towarzystwo i planowanymi oraz objętymi patronatem Towarzystwa są:

- Seminarium Doktoranckie „Silniki Spalinowe”,
- Ogólnopolskie Sympozjum Naukowe „Motoryzacyjne Problemy Ochrony Środowiska” (Warszawa),
- Sympozjum Silników Spalinowych (Poznań),
- Seminarium Naukowe „Ekologiczne problemy eksploatacji okrętowych silników spalinowych” (Gdynia),
- EXPLO-DIESEL & GAS TURBINE,
- Międzynarodowy Kongres „Silniki Spalinowe”.

Konieczny jest czynny udział członków Towarzystwa również w innych formach życia naukowego, organizowanych przez zaprzyjaźnione organizacje.

Do tego rodzaju działalności Towarzystwo przywiązuje wielką wagę. Szczególnie istotna jest konieczność kładzenia większego nacisku w życiu naukowym na praktyczny aspekt problematyki silników spalinowych, m.in. zwiększenia udziału w życiu naukowym przedstawicieli przemysłu i eksploatorów silników spalinowych.

7. Towarzystwo ocenia z niepokojem tendencje do marginalizowania w programach nauczania na wyższych uczelniach technicznych tematyki związanej z praktycznym zastosowaniem w gospodarce wiedzy i umiejętności, będących skutkami nauczania podstawowych nauk technicznych. Odnotowuje się drastyczne ograniczanie programów przedmiotów związanych z obiektami technicznymi. Kształcenie kadr specjalistów w kierunku silników spalinowych jest silnie zagrożone. Tendencjom takim jednoznacznie przeczą potrzeby i opinie przedstawicieli przemysłu motoryzacyjnego i silnikowego oraz eksploatorów pojazdów i silników spalinowych. Konieczne jest rozpatrzenie możliwości podjęcia działań, mających na celu kształcenie kadr specjalistów w ścisłym kontakcie z przemysłem motoryzacyjnym.

8. Ważnymi środkami do realizacji statutowych celów Towarzystwa jest działalność opiniotwórcza, doradcza i reklamowa. W trosce o wysoki poziom podmiotów w zakresie działalności doradczej konieczne jest podjęcie działań, mających na celu udzielanie podmiotom rekomendacji PTNSS.

9. Ważną rolę w upowszechnianiu wiedzy dotyczącej silników spalinowych ma działalność wydawnicza. Towarzystwo podjęło z powodzeniem działania, mające na celu reaktywowanie cenionego wśród specjalistów pisma „Silniki Spalino-

regard to the development of young scientific workers. The present economic situation is hardly able to attract the most gifted young people to scientific work. At the same time, the development of young scientific workers has been burdened increasingly with tendencies that are unpropitious to the effectiveness of those steps, which is very noticeable compared with the basic technical sciences. In this connection it is necessary to work out new standards of the scientific development of young scientific workers, and to stimulate forms of activity, such as:

- seminars leading to a doctor's degree,
- regional co-operation,
- exchange, scientific and industrial practices.

6. An important role in the Society's activity is played by the spreading and exchange of knowledge about combustion engines. This purpose is supposed to be served by initiatives connected with organizing the scientific life. The conferences organized, planned and held under the auspices of the Society are:

- Doctor's Degree Seminar “Combustion Engines”,
- All-Polish Scientific Symposium “Automotive Problems of Environmental Protection” (Warsaw),
- Combustion Engine Symposium (Poznan),
- Scientific Seminar “Ecological problems of marine combustion engine use” (Gdynia),
- EXPLO-DIESEL & GAS TURBINE,
- International Congress “Combustion Engines”.

It is also necessary for the Society members to take an active part in other scientific life forms organized by friendly organizations.

The Society attaches great importance to this kind of activity. A particularly essential factor is the necessity to put a greater emphasis in the scientific life on the practical aspect of problems connected with combustion engines, meaning, among other things, an increased participation of the industry representatives and combustion engine users in the scientific life.

7. The Society's concern is the fact that the teaching programs at technical universities tend to make little of the subject matter connected with the practical use – in economy – of knowledge and skills being the effects of teaching the basic technical sciences. It is noticed that the programs of the subjects connected with technical objects are drastically limited. The education of specialists in the field of combustion engines is strongly threatened. Such tendencies are denied explicitly by the needs and opinions of representatives of the automotive and engine industries, as well as users of combustion vehicles and engines. It is necessary to consider the possibility of taking steps aimed at the education of specialists in close contact with automotive industry.

8. Important measures to realize the statutory goals of the Society are activities connected with opinion-making, consulting and advertising. Being concerned for the high standard of subjects within the scope of consulting, it is necessary to take steps aimed at giving the PTNSS recommendation to the subjects.

9. An important role in the spreading of knowledge about combustion engines is played by the publishing activity. The Society has taken successful steps in order to reactivate the

we”. Celem Towarzystwa jest dbałość o wysoki poziom pisma i nadanie mu rangi międzynarodowej. Towarzystwo będzie również patronować innym inicjatywom wydawniczym, między innymi przez rekomendowanie propozycji autorskich i materialne wspieranie działalności wydawniczej.

10. Do realizacji statutowych celów Towarzystwa konieczne jest pozyskiwanie środków. Towarzystwo podejmie działania w tym kierunku przede wszystkim przez:

- prowadzenie działalności gospodarczej,
- pozyskiwanie członków wspierających.

Członkowie Towarzystwa mają świadomość, że w obecnej sytuacji gospodarczej państwa, szczególnie przy słabej kondycji przemysłu, rozwinięcie działalności umożliwiającej pozyskiwanie środków do realizacji celów statutowych nie jest łatwe, jednakże problemu tego nie da się uniknąć. W aktywności członków Towarzystwa i nowych formach działania należy upatrywać możliwości pozyskiwania środków do realizacji celów statutowych. Nie ulega wątpliwości, że rozwiązanie tych problemów nie jest możliwe bez współpracy z ośrodkami przemysłowymi, zarówno krajowymi, jak i zagranicznymi.

11. Ważną rolę w działalności Towarzystwa odgrywa współpraca z organami administracji państwowej oraz z krajowymi towarzystwami naukowymi w dziedzinach zbliżonych przedmiotowo do zainteresowań PTNSS. Spośród tych towarzystw należy wymienić m.in.: Polskie Towarzystwo Naukowe Motoryzacji, Polski Instytut Spalania, Polskie Towarzystwo Pojazdów Ekologicznych, Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne, Polskie Towarzystwo Recyklingu, Polskie Towarzystwo Ekologiczne, Polskie Towarzystwo Bezpieczeństwa i Niezawodności.

12. Szczególnie ważne zadania spoczywają na Towarzystwie w zakresie współpracy międzynarodowej. Towarzystwo będzie uczestniczyło:

- w działaniach związanych z integracją Polski z Unią Europejską,
- we współpracy z zagranicznymi i międzynarodowymi towarzystwami naukowymi,
- we współpracy z zagranicznymi ośrodkami naukowo-badawczymi uczelnianymi i przemysłowymi; w tym zakresie.

Towarzystwo powinno odegrać ważną rolę gwaranta wysokiego poziomu podmiotów reprezentujących Polskę przez udzielanie rekomendacji PTNSS dla współpracy z zagranicznymi ośrodkami.

Program Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych na lata 2003-2005 członkowie uważają za dokument ważny, będący wynikiem mądrości całego środowiska, związanego z silnikami spalinowymi i motoryzacją – szeroko reprezentowanego w Towarzystwie. Jednocześnie program ten stawia przed członkami Towarzystwa poważne zadania, a środowisko ma – w związku z programem – duże i uzasadnione oczekiwania. Od zrealizowania programu Towarzystwa na lata 2003-2005 zależy w znacznej mierze dalszy los Towarzystwa.

Opracował: prof. dr hab. inż. Zdzisław CHŁOPEK

“Combustion Engines” quarterly valued highly by specialists. The goal of the Society is to keep up to the magazine’s high standard and cause the periodical to become of international standing. The Society will also be a patron of other publishing initiatives; it will, among other things, recommend authors’ proposals, and lend material support to the publishing activity.

10. To realize the statutory goals of the Society, it is necessary to find means. The Society takes steps in that direction, and they consist, above all, in:

- being engaged in economic activities,
- looking for supporting members and winning them over.

The Society members are aware that in the present economic situation of the country, particularly when the industry condition is poor, the development of activity enabling to find the means to realize the statutory goals is not easy; however, this problem cannot be avoided. It is in the activeness of the Society members and in new forms of activity that one should see the possibility of finding the means to realize the statutory goals. There is no doubt that these problems cannot be solved without co-operation with industrial centres, both in the country and abroad.

11. An important role in the Society’s activity is played by co-operation with state administration organs and domestic scientific societies within the fields close – as far as their object is concerned – to the interests of the PTNSS. From among those societies one should mention the following ones: Polish Society of Automotive Sciences and Technology, Polish Combustion Institute, Polish Society of Ecological Vehicles, Polish Maintenance Society, Polish Recycling Society, Polish Ecological Society, Polish Society of Safety and Reliability.

12. Particularly important tasks facing the Society include international co-operation. The Society will participate in:

- activities connected with integration of Poland with European Union,
- co-operation with foreign and international scientific societies,
- co-operation with foreign university research centres and industrial research centres; with respect to this, the Society should play an important role as guarantor of the high standard of the subjects representing Poland, giving the PTNSS recommendation for co-operation with foreign centres.

The program of the Polish Scientific Society of Combustion Engines for 2003-2005 is considered by the members a valid document being the result of the wisdom of the whole circle connected with combustion engines and automotive industry – the circle having a broad representation in the Society. At the same time, the program gives challenging tasks to the Society members, and the circle has – in connection with the program – high and justified expectations. The further existence of the Society is largely dependent on the realization of the Society’s program for 2003-2005. Trusting in the sincerity of the collective support that the Program of the Polish Scientific Society of Combustion Engines for 2003-2005 received during the first General Meeting of Society Members, the Society members treat optimistically the honourable duty

Książki silnikowe

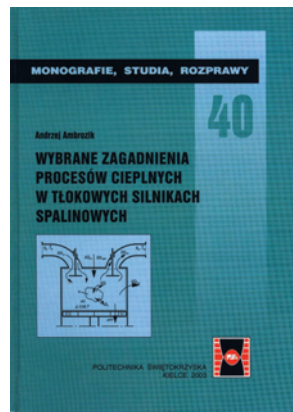
Books on combustion engines

WYBRANE ZAGADNIENIA PROCESÓW CIEPLNYCH W TŁOKOWYCH SILNIKACH SPALINOWYCH

Andrzej Ambrozik

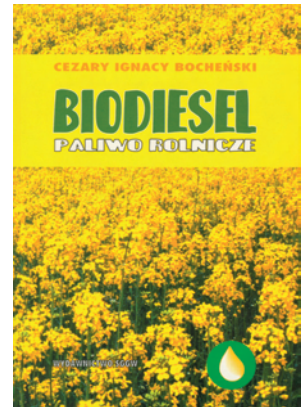
Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, rok wyd. 2003

W monografii przedstawiono termodynamiczne i termochemiczne podstawy cykli pracy czterosurowych tłokowych silników spalinowych z uwzględnieniem procesu spalania. Podstawy teoretyczne procesów spalania obejmują: podstawy termochemii i kinetyki reakcji spalania, teorii i rodzajów samozapłonu, rodzajów płomieni i ich laminarnego oraz turbulentnego rozprzestrzeniania się. W pracy przedstawiono sposoby analizy eksperymentalnie zdjętych wykresów indykatorowych, ukierunkowane na wyznaczenie charakterystyk względnej ilości wydzielającego się ciepła i współczynnika wydzielania ciepła podczas procesu spalania.



Wydawnictwo Szkoły Głównej Gospodarstwa Wiejskiego, rok wyd. 2003, s. 184

Pozycja ta jest jedynym opracowaniem ujmującym kompleksowo problematykę paliw rzepakowych - od upraw, przez technologię wytwarzania, do zastosowania w silniku ZS. Silniki te są podstawową jednostką napędową w ciągnikach, maszynach rolniczych i roboczych, a także w pojazdach ciężarowych stosowanych w transporcie. Ze względu na miejsce wytwarzania, możliwość wykorzystania produktów odpadowych, oraz parametry silników stosowanych w rolnictwie paliwa rzepakowe powinny znaleźć powszechne zastosowanie, szczególnie w gospodarstwach wiejskich.



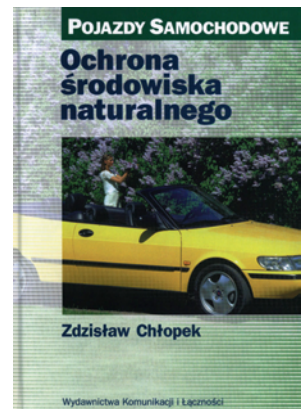
OCHRONA ŚRODOWISKA NATURALNEGO

Zdzisław Chłopek

Wydawnictwa Komunikacji i

Łączności, rok wyd. 2002, s. 176

Książka stanowi wykład dotyczący najistotniejszych zagadnień związanych z ochroną środowiska naturalnego przed zagrożeniami wywołanymi dynamicznym rozwojem motoryzacji. Opisano tu rodzaje oddziaływania motoryzacji na środowisko naturalne, sposoby zagospodarowania zużytych pojazdów oraz tendencje w ochronie środowiska przed negatywnym wpływem motoryzacji. Uwzględniono negatywne oddziaływania motoryzacji na wszystkich etapach istnienia pojazdów, od momentu koncepcji i projektu do chwili wycofania pojazdów z eksploatacji i powtórnego przetworzenia ich elementów składowych.

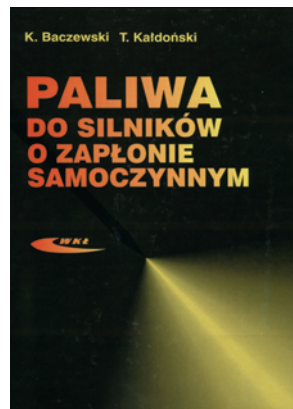


PALIWA DO SILNIKÓW O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Kazimierz Baczewski, Tadeusz Kałdoński

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2004, s. 216

Praca zawiera opis współczesnych paliw przeznaczonych do silników o zapłonie samoczynnym, ich własności, parametrów i wymagań, a także zasad przechowywania i dystrybucji. Omówiono także paliwa alternatywne, mogące być stosowane samodzielnie lub jako domieszki do oleju napędowego, ze szczególnym uwzględnieniem olejów roślinnych i ich estrów (głównie oleju rzepakowego), a także możliwości stosowania w silnikach wysokoprężnych paliw gazowych – gazu płynnego LPG i naturalnego gazu ziemnego CNG oraz lekkich olejów opalowych.

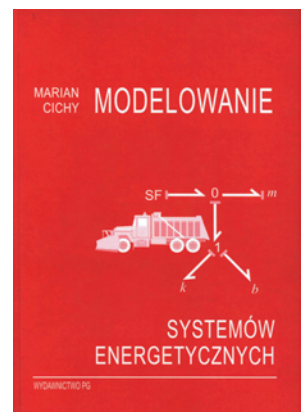


MODELOWANIE SYSTEMÓW ENERGETYCZNYCH

Marian Cichy

Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, rok wyd. 2001, s. 141

Książka przedstawia wybrane zagadnienia z mechaniki, termodynamiki i wymiany ciepła rozwiązywane metodą grafów wiązań. Przedstawia istotę tej metody, którą jest opracowanie jednolitego sposobu modelowania procesów energetycznych o różnej naturze fizycznej. Na przykładach pokazuje możliwości jej zastosowania w modelowaniu zjawisk fizycznych w urządzeniach mechanicznych.



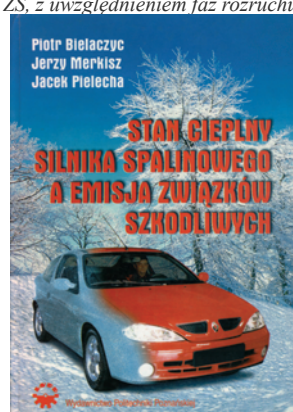
STAN CIEPLNY SILNIKA SPALINOWEGO

A EMISJA ZWIĄZKÓW SZKODLIWYCH

Piotr Bielaczyc, Jerzy Merkisz, Jacek Pielecha

Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, rok wyd. 2001, s. 217

W książce omówiono emisję związków szkodliwych w spalinach emitowanych z samochodów z silnikami o ZI i ZS, z uwzględnieniem faz rozruchu i nagrzewania się silnika. Przedstawiono problem wzrostu szkodliwej emisji przy eksploatacji samochodu w rzeczywistych warunkach ruchu miejskiego oraz w niskich i ujemnych temperaturach otoczenia, wymagania przepisów dotyczących ograniczania emisji w Europie i USA oraz stosowane metody prowadzenia badań emisji tych związków.



OCHRONA ŚRODOWISKA W TRANSPORCIE LĄDOWYM

Jan Gronowicz

Wydawnictwo Instytutu Technologii i Eksploatacji,

rok wyd. 2003, s. 371

Książka obejmuje problemy związane z transportem drogowym i kolejowym począwszy od klasyfikacji zagrożeń eko-

BIODIESEL – PALIWO ROLNICZE

Cezary Ignacy Bocheński

logicznych, przez normy i metody pomiarów emisji związków toksycznych, charakterystykę paliw i problemy konstrukcyjne dotyczące źródeł napędu, aż po metody wyceny strat powodowanych przez transport ładowy. Znaczną część poświęcono mechanizmom powstawania związków toksycznych w silnikach spalinowych oraz metodom redukcji ich emisji. W odniesieniu do silników spalinowych uwzględnione zostały zagadnienia dotyczące emisji hałasu oraz metod jego ograniczania.

DIAGNOZOWANIE SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH

Hubertus Gunther
Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok 2002, s. 243

Opis diagnozowania silników wysokoprężnych samochodów wyposażonych w najnowsze układy wtryskowe. Współczesne metody diagnostyczne, w tym min. sposób postępowania, diagnostyka pokładowa, pomiar ciśnienia, sprawdzanie zespołów wtryskowych i elementów elektronicznego sterowania, a także podstawy tuningu silników wysokoprężnych. Diagnozowanie poszczególnych układów wtryskowych rozdzielaczowych pomp wtryskowych Bosch. Lucas EPIC oraz układu Common Rail.



PARAMETRY FILMU OLEJOWEGO W WĘZŁACH MECHANIZMU TŁOKOWO-KORBOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Antoni Iskra
Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, rok wyd. 2001, s. 315

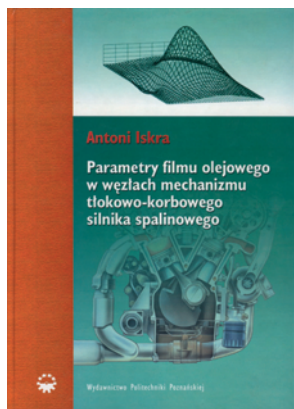
W książce podano podstawy określania parametrów filmu olejowego, a przede wszystkim strat tarcia w głównych węzłach silnika. Aby zmniejszyć rozproszenie energii wynikające z oporów ruchu silnika, inaczej określane mianem tarcia wewnętrznego, należy optymalizować parametry filmu olejowego w wymienionych zespołach. Treść monografii wzbogacają liczne wyniki badań eksperymentalnych, a zarazem weryfikują wyniki symulacji komputerowych. Bez znajomości zagadnień powstawania strat tarcia w silniku spalinowym nie można skonstruować silnika napędzającego samochód, który zdolny byłby konkurować z coraz lepszymi wytworami przodujących producentów samochodów.



ELEKTRONICZNE UKŁADY WTRYSKOWE

Tadeusz Janiszewski, Spiros Mavrantzas
Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok 2001, s. 132

W książce opisano w ogólnym zarysie budowę i działanie nowoczesnych, elektronicznie sterowanych układów wtryskowych silników wysokoprężnych, a także zagadnienia związane z ich diagnostyką regulacją i wymaganiom oprzyrządowaniem warsztatowym. Książka jest adresowana do uczniów, studentów oraz wykładowców szkół i uczelni o kierunku samochodowym, warsztatów naprawy silników, a także do tych czytelników, którzy są zainteresowani problematyką układów wtryskowych z racji użytkowa-



nia samochodów z silnikami wysokoprężnymi.

PODSTAWY PROCESÓW SPALANIA

Andrzej Kowalewicz
Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, rok wyd. 2000, s. 326

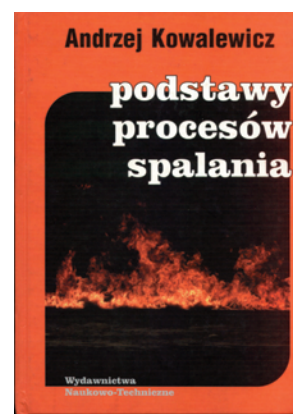
W książce omówiono zagadnienia związane ze spalaniem paliw gazowych i ciekłych. Przedstawiono podstawy teoretyczne procesów spalania, obejmujące termodynamikę chemiczną, stechiometrię i kinematykę chemiczną, gazodynamikę procesów spalania, sposoby i rodzaje zapłonu, spalanie laminarne, turbulenty i dyfuzyjne, granice palności oraz wygaszanie płomieni. Szczególną uwagę zwrócono na mechanizmy tworzenia związków szkodliwych w procesach spalania i sposoby zapobiegania emisji tych związków do atmosfery.



WYBRANE ZAGADNIENIA SAMOCHODOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Andrzej Kowalewicz, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, rok wyd. 2002, s. 386

Jest to monograficzne ujęcie zagadnień związanych z samochodowymi silnikami spalinowymi z uwzględnieniem paliw silnikowych, termodynamiki procesów spalania, termodynamiki i kinetyki chemicznej, teorii zapłonu oraz rodzajów spalania. Ujmuje również zagadnienia wtrysku i rozpylenia paliwa, modelowania matematycznego procesów spalania, a także mechanizmy powstawania związków toksycznych w silnikach spalinowych. W książce zamieszczono kierunki rozwoju systemów spalania.



STUDIUM ZASTOSOWAŃ PALIW ALTERNATYWNYCH DO SILNIKÓW O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Wincenty Lotko
Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, rok wyd. 2001, s. 228

Monografia zawiera opis problemów podporządkowania (dostosowania) produkcji paliw alternatywnych aktualnym wymogom w zakresie zagrożeń dla środowiska. Szczegółowo opisane zostały warunki pracy silników o zapłonie samoczynnym przy stosowaniu paliw



roślinnych i reformulowanych olejów napędowych.

DWUPALIOWY SILNIK O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM ZASILANY MIESZANINĄ GAZÓW PROPAN-BUTAN (LPG) I OLEJEM NAPĘDOWYM

Sławomir Luft

Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, rok wyd. 2002, s. 80

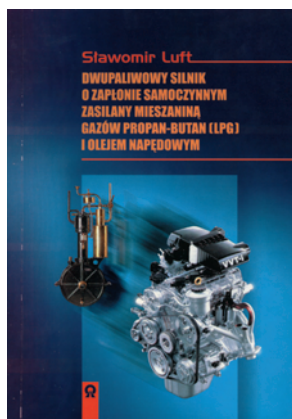


W książce zawarto przegląd podstawowych paliw stosowanych do tłokowych silników spalinowych z uwzględnieniem paliw gazowych LPG. Przedstawiono układy zasilania paliwem LPG stosowane do silników spalinowych. Opisano badania wskaźników eksploatacyjnych dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego głównie paliwem LPG. Zawarto opis badań trwałościowych silnika, a także praktyczne wnioski wynikające z badań takiego silnika.

PODSTAWY BUDOWY SILNIKÓW

Sławomir Luft

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2003, s. 360



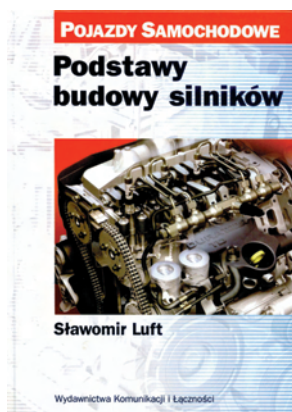
Podręcznik akademicki z zakresu ogólnej budowy głównych zespołów i układów samochodowych tłokowych silników spalinowych. Część I to teoria budowy, obejmująca m.in. zasadę działania, obiegi cieplne, podstawowe wskaźniki i charakterystyki, tworzenie mieszanki i spalanie, wymianę ładunku, doładowanie, toksyczność spalin. Część II stanowi bogato ilustrowany przegląd rozwiązań konstrukcyjnych pokazujący zmiany w konstrukcji omawianych zespołów, wyjaśniający przyczyny ich wprowadzania i wynikające z tego korzyści, wraz z szerokim omówieniem współczesnych rozwiązań konstrukcyjnych.

UKŁADY ZASILANIA GAZEM PROPAN-BUTAN

Adam Majerczyk, Sławomir Taubert

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2003, s. 256

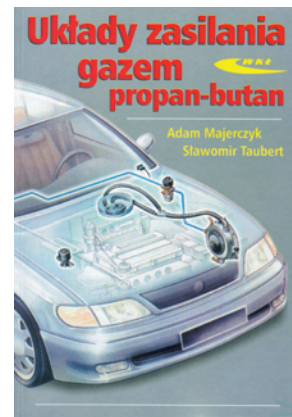
Książka stanowi kompendium praktycznej wiedzy o zasilaniu silników spalinowych mieszaniną gazów płynnych propan-butan. Przedstawiono kolejne generacje stosowanych układów zasilania paliwem LPG, na przykładach instalacji dostępnych na rynku. Opisano kryteria doboru, zasady montażu, eksploatacji i bezpieczeństwa użytkowania tych układów zasilania oraz przytoczono obowiązujące przepisy i wymagania dotyczące układów zasilania gazem płynnym.



POKŁADOWE SYSTEMY DIAGNOSTYCZNE POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH

Jerzy Merkisz, Stanisław Mazurek
Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2002, s. 420

Monografia poświęcona pokładowym systemom diagnostycznym OBD II/EOD współczesnych pojazdów samochodowych. Opisano kierunki rozwoju pojazdów samochodowych oraz wymagania dotyczące ograniczania emisji związków szkodliwych ze źródeł silnikowych, w tym m.in. metody pomiarów emisji i stosowaną aparaturę, przepisy europejskie i amerykańskie. Podano ogólne zasady działania pokładowych systemów diagnostycznych z uwzględnieniem klasyfikacji elementów emisyjnych, testów diagnostycznych i ich rodzajów. Scharakteryzowano testy diagnostyczne systemów OBD oraz właściwości czynników informacji diagnostycznych.



DOŁADOWANIE SILNIKÓW

Janusz Mysłowski

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2002, s. 174

Podręcznik prezentujący systematyczny wykład z zakresu doładowania silników spalinowych i recyrkulacji spalin. Omówiono w nim podstawowe parametry i rodzaje doładowania, przedstawiono zagadnienia związane z poszczególnymi rodzajami doładowania: doładowaniem mechanicznym, turbodoładowaniem, doładowaniem dynamicznym, kombinowanym, typu Compress oraz najnowszymi rodzajami doładowania silników spalinowych. Uwzględniono też aspekty eksploatacyjne doładowania silników, w tym m. in. chłodzenie powietrza doładowującego i recyrkulację spalin.



ELASTYCZNOŚĆ TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Janusz Mysłowski, Józef Kołtun
Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, rok wyd. 2000, s. 183

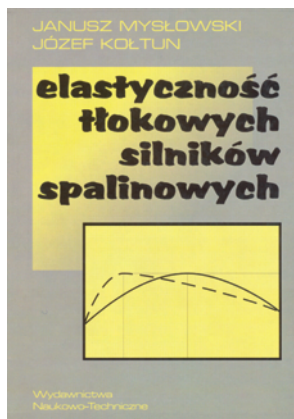
Elastyczność silnika określa jego zdolność do samoczynnego przystosowania się do zmiennych obciążeń i prędkości obrotowych, czyli do gwałtownie zmieniających się warunków ruchu. W książce przedstawiono podstawy teoretyczne dotyczące elastyczności tłokowych silników spalinowych oraz metody określenia elastyczności silnika w zależności od sposobu jego pracy. Omówiono elastyczność silników wysokoprężnych oraz silników z zapłonem iskrowym.



NIEZAWODNOŚĆ SILNIKÓW SPALINOWYCH – WYBRANE ZAGADNIENIA

Andrzej Niewczas, Grzegorz Koszałka
Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, rok wyd. 2003, s. 173

W książce przedstawiono wybrane zagadnienia należące do szerokiego problemu niezawodności silników spalinowych. Ograniczono się do uszkodzeń i niesprawności, które wynikają ze zużycia par kinematycznych. Książka składa się z dwóch części. Część pierwsza ma charakter ogólny i dotyczy podstaw niezawodności silnika. Natomiast część druga ma charakter szczegółowy i dotyczy monograficznego opisu niezdatności eksploatacyjnej zespołu tłok-pierścienie-cylinder spowodowanej jego nieszczelnością.



ZASILANIE SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH PALIWA-MI RZEPAKOWYMI

Zygmunt Szlachta
Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2002, s. 184

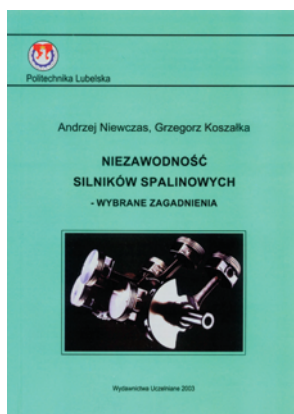
Monografia obejmująca całokształt zagadnień związanych z technicznymi aspektami zasilania silników wysokoprężnych paliwami pochodzącymi z rzepaku (naturalny olej rzepakowy, estry metylowe kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego oraz ich mieszaniny z olejem napadowym). Opisano własności fizykochemiczne paliw rzepakowych w różnych temperaturach, tłoczenie, wtrysk i rozpylanie oraz spalanie paliw rzepakowych, własności robocze, rozruchowe i ekologiczne silników zasilanych paliwami rzepakowymi, a także eksploatację silników zasilanych paliwami rzepakowymi w pojazdach. W pracy uwzględniono także problematykę kosztów i metod produkcji takich paliw.



BADANIE WSPÓŁPRACY ELEMENTÓW UKŁADU TŁOKOWO-CYLINDROWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Wojciech Serdecki
Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, rok wyd. 2002, s. 291

Monografia stanowi wiedzę na temat budowy układu tłokowo-cylindrowego. Omówiono hydrodynamiczną teorię smarowania w powiązaniu z wielkościami cechującymi współpracę tłoka i pierścieni z gładzią cylindrową. Książka prezentuje aktualny stan badań warunków współpracy układu tłokowo-cylindrowego. Zawiera również opis kompletnego modelu matematycznego tego układu. Przedstawiono sposoby pomiaru parametrów filmu olejowego. Zaprezentowano stanowiska modelowe do badania współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego oraz przedstawiono systemy diagnostyczne tego układu.



DOŚWIADCZALNE TŁOKOWE SILNIKI SPALINOWE

Jan A. Wajand
Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, rok wyd. 2003, s. 190

Książka jest poświęcona doświadczalnemu silnikom spalinowym o postępowo-zwrotnym ruchu tłoka. Na wstępie omówiono rodzaje i cel badań silników. W kolejnych rozdziałach przedstawiono: komory o stałej objętości, maszyny umożliwiające badanie pojedynczego cyklu pracy silnika tłokowego, silniki niekonwencjonalne oraz wyrównoważenie sił we wszystkich rozdziałach znajdują się wskazówki dotyczące projektowania oraz przykłady rozwiązań konstrukcyjnych silników.



MODELOWANIE PROCESÓW ZASILANIA W SILNIKACH SPALINOWYCH

Maciej Sobieszcański
Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2000, s. 206

Monografia poświęcona modelowaniu procesów zasilania w tłokowych silnikach spalinowych. Przedstawiono w niej przegląd rozwiązań konstrukcyjnych układów zasilania współczesnych silników spalinowych. Opisano modele fizyczne, modele matematyczne, metody opisu numerycznego, porównanie wyników obliczeń numerycznych z odpowiednimi wynikami doświadczalnymi oraz wybrane przykłady wykorzystania obliczeń modelowych do rozwiązywania zagadnień praktycznych.



TŁOKOWE SILNIKI SPALINOWE

Jan A. Wajand, Jan T. Wajand
Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, rok wyd. 2000, s. 666

Książka ujmując całościowo i w sposób nowoczesny zagadnienia z zakresu teorii, konstrukcji i eksploatacji dwu- i czterosurowych silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym, z wyjątkiem jedynie wolnoobrotowych silników wodzikowych. Podano w niej podstawowe obliczenia konstrukcyjne, a także wiele przykładów rozwiązań silników oraz systematykę rozwiązań konstrukcyjnych poszczególnych zespołów, części i elementów. Całość jest bogato i szczegółowo ilustrowana.

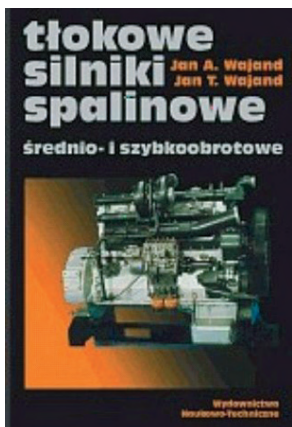


ADAPTACYJNE STEROWANIE WTRYSKIEM BENZYNY W SILNIKU SAMOCHODOWYM

Miroslaw Wendeker

Wydawnictwo Naukowe PWN, rok wyd. 2000, s. 124

Książka zawiera podstawowy zasób wiedzy potrzebny do opracowywania oraz diagnozowania układów sterowania wtryskiem benzyny. W książce opisano samochodowy silnik spalinowy o zapłonie iskrowym jako obiekt regulacji, przedstawiono charakterystyczne cechy procesów silnikowych wpływających na przebieg sterowania silnikiem. Omówiono budowę układów sterowania: od układów wtrysku jednopunktowego (SPI) poprzez układy wtrysku wielopunktowego (MPI) do układów wtrysku bezpośredniego (GDI). Zawarto wyniki badań symulacyjnych, hamownianych i drogowych, przeprowadzonych przez autora.

**COMMON RAIL**

Krzysztof Zbierski

Oficyna Wydawnicza Miw s.c. J. Kossakowski i Zb. Wrochna, Łódź, rok wyd. 2001, s. 98

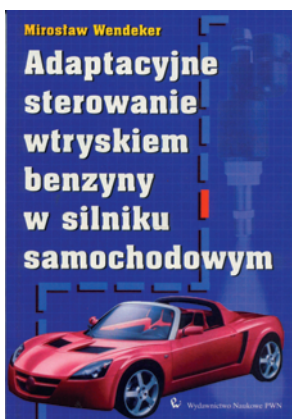
W monografii przedstawiono rozwiązania konstrukcyjne, właściwości, model matematyczny i sterowanie procesem wtrysku, a także techniki badań najbardziej rozwijających się w chwili obecnej układów wtryskowych Common rail szybkoobrotowych silników o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim. Celem pracy było wypełnienie tematycznej luki w postaci zwartego opracowania, zarówno na polskim jak i na zagranicznym rynku wydawniczym.

**BADANIA ALGORYTMÓW STERUJĄCYCH SAMOCHODOWYM SILNIKIEM SPALINOWYM**

Miroslaw Wendeker

Wydawnictwo Naukowe PWN, rok wyd. 2000, s. 78

W książce przedstawiono systemy badawcze przeznaczone do elektronicznych układów sterowania silnikiem spalinowym. Zaprezentowano przykładowe wyniki badań. Opisano samochodowy silnik spalinowy o zapłonie iskrowym jako obiekt sterowania, przedstawiono charakterystyczne cechy procesów silnikowych wpływających na przebieg sterowania silnikiem. Omówiono budowę układów sterowania.

**UKŁADY WTRYSKOWE****Doktoraty***Doctorates***Dr inż. Jacek CZARNIGOWSKI****Badania silnika o zapłonie iskrowym w aspekcie sterowania prędkością biegu jałowego**

Promotor: dr hab. inż. Miroslaw Wendeker, prof. nadzw. Politechniki Lubelskiej

Recenzeci: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz, prof. zw. Politechniki Poznańskiej, prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas, prof. zw. Politechniki Lubelskiej. Wydział Mechaniczny Politechniki Lubelskiej, data obrony: 12.03.2003

Podczas pracy silnika samochodowego na biegu jałowym występuje zjawisko gwałtownej zmiany obciążenia wału korbowego wskutek włączenia/wyłączenia urządzenia elektrycznego lub urządzenia napędzanego przez pasek wału korbowego. Jednocześnie obiekt sterowania, jakim jest silnik, charakteryzuje istotna wielowymiarowość, nieliniowość, cykliczność i niestacjonarność. Obecnie stosowane algorytmy regulacji prędkości biegu

jałowego oparte na liniowych modelach obiektu i stałości nastaw regulatora generują dość duże błędy regulacji.

Autor wyraził przekonanie, że zastosowanie funkcji adaptacji i modelowania nieliniowego w algorytmie sterującym silnika pozwoli na zmniejszenie błędów regulacji prędkości obrotowej biegu jałowego. Wyrażona myśl przewodnia stała się podstawą do postawienia dwóch tez dotyczących osobno regulacji adaptacyjnej i osobno modelowania nieliniowego.

Tezy te są bezpośrednio związane z celem pracy – zdobyciem wiedzy o wpływie struktury i parametrów układu sterowania na błąd regulacji prędkości biegu jałowego silnika o zapłonie iskrowym.

Rozprawa została podzielona na osiem głównych części. W rozdziale pierwszym autor uzasadnia naukowe i praktyczne znaczenie problemu minimalizacji błędów sterowania prędkością biegu jałowego. Przeprowadza dogłębną analizę stanu wiedzy o sterowaniu prędkością biegu jałowego silników ZI. W drugim rozdziale prezentuje przedmiot rozprawy, myśl przewodnią,

tezy, cel pracy, zakres pracy i sposób realizacji pracy. Trzeci rozdział to opis autorskich algorytmów sterujących. W rozdziale czwartym doktorant opisał stanowisko hamowniane wraz z systemami pomiarowymi i sterującymi. W piątym rozdziale przedstawiony został model matematyczny silnika wraz z przebiegiem identyfikacji modelu. Rozdział szósty to przedstawienie wyników szeroko zakrojonych badań symulacyjnych kilku wersji algorytmów sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu i położenia zaworu obejściowego w celu stabilizacji prędkości biegu jałowego. Rozdział kończy podsumowanie będące analizą uzyskanych wyników. W rozdziale siódmym opisano przebieg i wyniki weryfikacji stanowiskowej zrealizowanych algorytmów sterowania. Ostatni rozdział, ósmy, zajmują rozważania autora na temat potwierdzenia stawianych tez, najważniejszych osiągnięć pracy i możliwości aplikacji uzyskanych wyników.

Realizując pracę Autor poszerzył wiedzę o wpływie warunków pracy i rodzajach algorytmów sterujących na jakość regulacji prędkości biegu jałowego. Realizacja postawionego celu pracy wymagała przeprowadzenia: syntezy danych literaturowych, badań stanowiskowych i zbudowania modelu matematycznego.

Opracowany przez Autora model w sposób adekwatny odzwierciedla zachowanie układu sterowania silnika ZI w warunkach biegu jałowego i wykazuje bardzo dobrą zgodność szacunków z danymi eksperymentalnymi. Cechą pozytywnie wyróżniającą model jest rozbudowany opis zakłóceń procesu sterowania prędkością biegu jałowego.

Dr inż. Jacek HUNICZ

Badanie procesu spalania w silniku o zapłonie iskrowym z zastosowaniem metod spektrofotometrycznych

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas, prof. zw. Politechniki Lubelskiej

Recenzenci: dr hab. inż. Mirosław Wendeker, prof. nadzw. Politechniki Lubelskiej, dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. Politechniki Rzeszowskiej

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej w dniu 10 grudnia 2003 r.

W dysertacji podjęto próbę opracowania nowatorskiej metody oceny współczynnika nadmiaru powietrza w cylindrze silnika o zapłonie iskrowym. Zagadnienie to ma duże znaczenie w dziedzinie rozwoju systemów spalania oraz systemów sterowania silnikami, który wymaga doskonalenia metod pomiarowych.

Proponowana metoda pomiarowa wykorzystuje analizę spektralną promieniowania powstającego w wyniku procesu spalania. Polega ona na analizie natężenia monochromatycznej emisji w długościach fali 431,5 nm i 516,5 nm odpowiadającej chemiluminescencji rodników CH i C₂ w połączeniu z analizą termodynamiczną procesu spalania.

W pracy dokonano kompleksowej analizy emisji promieniowania powstającego w wyniku procesu spalania paliw węglowodorowych. Przedstawiono i poddano dyskusji możliwości zastosowań metod spektrofotometrycznych w badaniach procesu spalania.

Do realizacji badań eksperymentalnych zbudowano specjalistyczny układ pomiarowy złożony z czujnika optycznego umieszczonego w głowicy silnika, światłowodów transmisyjnych oraz przetwornika optoelektronicznego. Badania wykonano na stanowisku hamownianym, na dwóch czterocylindrowych silnikach trakcyjnych przy wykorzystaniu dwóch rodzajów paliw: benzyny oraz mieszaniny propanu i butanu.

Przeprowadzono analizę widm emisyjnych płomieni w komorach spalania silników w zakresie długości fali od 250 nm do 650 nm. Na tej podstawie określono udziały z chemiluminescencji oraz promieniowania termicznego produktów spalania w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza dla obu rodzajów stosowanych paliw.

Następnie wykonano badania identyfikacyjne służące zgromadzeniu danych do opracowania nowej metody pomiarowej. Badania te prowadzono w całym zakresie pracy silnika określonym przez prędkość obrotową i ciśnienie w kolektorze dolotowym, które było miarą obciążenia. W każdym z punktów pomiarowych zmieniano skład mieszanki paliwowo-powietrznej. W trakcie badań rejestrowano ciśnienie indykowane w cylindrze silnika oraz sygnały natężenia promieniowania o długościach fali 431,5 nm i 516,5 nm. Na podstawie uzyskanych wyników dla każdego warunków spalania wyznaczono wskaźnik będący stosunkiem mocy widmowych w długościach fali 516,5 nm i 431,5 nm. Wskaźnik ten jest funkcją współczynnika nadmiaru powietrza w cylindrze, przy czym niezależny jest od warunków pracy silnika i może być wykorzystany do oceny tej wielkości z rozdzielczości cykli.

W celu sprawdzenia skuteczności proponowanej metody pomiarowej przeprowadzono badania weryfikacyjne, uzyskując zadowalające wyniki

potwierdzające jej przydatność.

Dr inż. Arkadiusz KOCISZEWSKI

Spalanie mieszanek homogenicznych w silniku tłokowym z zapłonem wielopunktowym

Promotor: prof. dr hab. inż. Karol Cupiał – Politechnika Częstochowska

Recenzenci: dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk – prof. Politechniki Warszawskiej, dr hab. inż. Krzysztof Z. Mendera – prof. Politechniki Częstochowskiej

Data nadania stopnia naukowego doktora nauk technicznych: 19 luty 2004

Głównym celem pracy było zbadanie wpływu liczby i umiejscowienia świec zapłonowych w silniku ZI na niepowtarzalność obiegów oraz na podstawowe parametry pracy silnika. Obiektem badań był silnik z zapłonem wielopunktowym zasilany ubogimi mieszankami benzyny (pierwszy etap badań) oraz gazu propan-butan (drugi etap badań). Eksperyment prowadzono przy pełnym obciążeniu silnika oraz przy stałej prędkości obrotowej równej 1000 obr/min dla trzech konfiguracji świec zapłonowych, a mianowicie dla jednej centralnej świecy, dla czterech świec rozmieszczonych centralnie oraz dla wszystkich ośmiu świec zapłonowych. Z przeprowadzonych badań silnika ZI zasilanego mieszanką o $\lambda = 1,2-2,0$ wynika, że wraz ze wzrostem liczby czynnych świec zapłonowych spada niepowtarzalność kolejnych cykli pracy silnika, wzrasta ciśnienie oraz sprawność indykowana, skracają się również czasy trwania spalania. Najkorzystniejszą, z tego względu, konfiguracją świec zapłonowych okazał się układ czterech świec zlokalizowanych centralnie w komorze cylindra. W pracy porównano również wyniki eksperymentu z wynikami modelowania procesów spalania przy wykorzystaniu programu KIVA-3V. Program ten pozwala m.in. na obliczanie przepływów trójwymiarowych w komorach silników spalinowych o dowolnej geometrii. Modelowanie procesu spalania w silniku ZI potwierdza korzystny wpływ stosowania dwóch świec zapłonowych w cylindrze (standardowa wersja programu KIVA nie pozwalała na modelowanie większej liczby świec zapłonowych). Występuje wówczas widoczny przyrost prędkości rozprzestrzeniania się płomienia. Ma to szczególne znaczenie podczas spalania mieszanek zubożonych, których stosowanie powoduje obniżenie prędkości spalania, a co za tym idzie pogorszenie parametrów pracy silnika.

Dr inż. Grzegorz KOSZAŁKA

Analiza wpływu luzów pierścienia uszczelniającego na szczelność grupy tłokowej silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas, prof. zw. Politechniki Lubelskiej

Recenzenci: dr hab. inż. Zdzisław Chłopek – Politechnika Warszawska, prof. dr hab. inż. Krzysztof Wituszyński – Politechnika Lubelska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej w dniu 30 stycznia 2002 r.

Celem rozprawy było wyznaczenie wpływu wartości luzu osiowego i luzu promieniowego pierścienia uszczelniającego na nieszczelność zespołu tłok-pierścień-cylinder (TPC) silnika spalinowego. Główną metodą badań było modelowanie matematyczne – opracowano własny matematyczny model uszczelnienia zespołu TPC. Opracowany model jest zintegrowanym modelem przepływu gazu przez szczeliny zespołu TPC i przemieszczeń pierścienia w rowkach pierścieniowych tłoka. W pracy zamieszczono wyniki, przeprowadzonych na modelu, symulacyjnych badań wpływu luzu osiowego i luzu promieniowego pierwszego i drugiego pierścienia uszczelniającego na natężenie przedmuchów spalin do skrzyni korbowej. Oprócz badań symulacyjnych, przeprowadzono również badania doświadczalne na silniku wysokoprężnym, których zakres obejmował eksperymentalne wyznaczenie wpływu luzu osiowego pierwszego pierścienia uszczelniającego w rowku na natężenie przedmuchów spalin. Zgodność wyników symulacyjnych obliczeń komputerowych z wynikami pomiarów na rzeczywistym obiekcie pozwalają uznać opracowany model uszczelnienia TPC za zweryfikowany.

Dr inż. Mirosław KOZAK

Wpływ wybranych parametrów paliwa na emisję toksycznych

składników spalin z silników o zapłonie samoczynnym

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Politechnika Poznańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – Politechnika Lubelska, prof. dr hab. inż. W. Zwierzycki – Politechnika Poznańska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 27 lutego 2004 r.

W pracy dokonano analizy wpływu zawartości siarki oraz zdolności do samozapłonu (liczby cetanowej) oleju napędowego na emisję toksycznych składników spalin i zużycie paliwa silników o zapłonie samoczynnym. W badaniach wykorzystano silniki klasy EURO II i III oraz paliwa testowe o liczbie cetanowej w zakresie 45-63 i zawartości siarki w zakresie 5-2000 ppm. Na podstawie badań na hamowni podwozowej w testach NEDC, stwierdzono, że zwiększenie liczby cetanowej paliwa powoduje zmniejszenie emisji CO, HC i NO_x oraz wzrost emisji PM, przy czym wpływ liczby cetanowej jest najsilniejszy w warunkach jazdy miejskich (faza UDC testu NEDC). Z kolei zmniejszenie zawartości siarki powoduje redukcję emisji CO, HC, NO_x i PM, szczególnie w warunkach jazdy pozamiejskich (faza EUDC testu NEDC). W obu przypadkach, obniżenie emisji toksycznych składników spalin nie pociąga za sobą wzrostu zużycia paliwa i emisji CO₂.

Dr inż. Krzysztof KULA**Relacje geometryczne łożysk wału a straty tarcia w silniku spalinyowym**

Promotor: prof. dr hab. inż. Antoni Iskra – Politechnika Poznańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Sygniewicz, dr hab. inż. Wojciech Serdecki, prof. nzw. PP – Politechnika Poznańska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 17 czerwca 2003 r.

W pracy przedstawiono wyniki badań kształtowania się parametrów filmu olejowego w dynamicznie obciążonym łożysku samochodowego silnika spalinowego oraz określono relacje geometryczne łożyska gwarantujące minimalizację strat tarcia zarówno w łożysku jak i w grupie tłokowo-cylindrowej smarowanej olejem wpływającym z łożyska. Nowością przeprowadzonych badań było uwzględnienie w programie nierównoległości osi czopa i panwi. Omówiono wyniki uzyskane w badaniach empirycznych i scharakteryzowano podstawowe źródła błędów, decydujących o dokładności uzyskanych wyników oraz wyciąganych na tej podstawie wniosków. Następnie dokonano porównania wyników uzyskanych na podstawie badań stanowiskowych i na drodze symulacji komputerowej. Wspomniane badania mogą się przyczynić nie tylko do polepszenia stosowanych współcześnie relacji geometrycznych łożysk poprzez uwzględnienie w procesie projektowania również wszelkich odchyłek kształtu czopa i panwi łożyska, ale ponadto do zwiększenia precyzjności wniosków wyciąganych na podstawie badań modelowych, zmniejszając potencjalne ryzyko popełnienia błędu w nowo projektowanych łożyskach.

Dr inż. Hubert KUSZEWSKI**Wpływ zmiennych przekrojów wylotowych wtryskiwacza z obrotową iglicą na rozpylanie oleju napędowego**

Promotor: prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta – Politechnika Krakowska

Recenzenci: dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. PRz – Politechnika Rzeszowska, prof. dr hab. inż. Marian Zabłocki – Politechnika Krakowska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej w dniu 19 marca 2003 r.

Dr inż. Arkadiusz OPALIŃSKI**Analiza zależności między wielkościami termodynamicznymi procesu spalania a emisją cząstek stałych i tlenków azotu silnika ZS**

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Politechnika Poznańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, dr hab. inż. Wojciech Serdecki, prof. nzw. PP – Politechnika Poznańska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 8 lipca 2003 r.

W pracy przedstawiono problematykę obniżenia emisji sadzy i tlenków

azotu szybkoobrotowego silnika ZS za pomocą bezpośredniej ingerencji w proces spalania. Przedmiotem zainteresowania są związki między przebiegiem spalania, wyrażonym średnimi wielkościami termodynamicznymi, a zadymieniem spalin i stężeniem tlenków azotu. Na wstępie dokonano oceny znanych modeli analizy wykresu indykatorowego, pod kątem ich przydatności w badaniach nowoczesnego silnika ZS. Modele nie gwarantujące wysokiej dokładności zastąpiono procedurami autorskimi, które zostały w pracy obszernie opisane. Dalsza część to opracowanie modeli emisji sadzy i tlenków azotu, celem wyłonienia wielkości mających istotny wpływ na powstawanie wymienionych związków szkodliwych. Pierwszym krokiem było opisanie spalania za pomocą niewielkiej liczby wielkości charakterystycznych (parametryzacja spalania). W wyniku przeprowadzenia badań analitycznych i eksperymentalnych wyłoniono sześć parametrów charakteryzujących spalanie. Następnie zbudowano modele numeryczne i dokonano analizy wpływu pojedynczych parametrów (analiza pierwiastkowa) na zadymienie spalin i stężenie tlenków azotu. Największy wpływ na zadymienie spalin ma objętość przestrzeni spalania na początku spalania, co jest prawdopodobnie związane z położeniem tłoka w chwili wtrysku. Ma to wpływ na hydrauliczny kształt strugi. Stężenie tlenków azotu najsilniej reaguje na zmianę wzrostu szybkości wywiązywania się ciepła w pierwszej części przebiegu (do wystąpienia maksymalnej szybkości wywiązywania się ciepła). Aby zmniejszyć stężenie tlenków azotu nie pogarszając zadymienia spalin i zużycia paliwa konieczne jest ograniczenie wzrostu szybkości wywiązywania się ciepła przy zachowaniu stałego kąta początku wtrysku i stałego stopnia recyrkulacji spalin.

Dr inż. Dariusz PIETRAS**Badanie wpływu recyrkulacji spalin na parametry termodynamiczne ładunku roboczego i osiągi silnika o zapłonie iskrowym**

Promotor: prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej; Wydział Budowy Maszyn i Informatyki

Recenzenci: prof. zw. dr hab. inż. Jan A. Wajand – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Politechnika Poznańska

Data obrony: 10 stycznia 2003

Temat rozprawy dotyczy stosowania w nowoczesnych silnikach o zapłonie iskrowym elektronicznie sterowanego procesu recyrkulacji spalin, polegającego na doprowadzeniu pewnej ilości spalin wylotowych do świeżego ładunku zasysanego w czasie suwu napełnienia. Tezą pracy było przyjęcie, że niekorzystny wpływ recyrkulacji spalin na parametry użytkowe silnika można całkowicie wyeliminować w określonym zakresie wartości stopni recyrkulacji spalin, przy zachowaniu obniżenia tlenków azotu w spalinach, poprzez odpowiednią regulację kąta wyprzedzenia zapłonu. Cel teoretyczny pracy dotyczył opracowania modelu fizycznego i matematycznego oraz programu symulacyjnego uproszczonego cyklu roboczego silnika uwzględniającego zjawisko recyrkulacji spalin. Celem użytecznym pracy było opracowanie algorytmów sterowania recyrkulacją spalin w silniku czterosuwowym o zapłonie iskrowym zasilanym w systemie MPI, umożliwiającym temu silnikowi spełnienie limitów toksyczności, ze szczególnym uwzględnieniem zawartości tlenków azotu w spalinach, określonych przepisami EURO III w warunkach testu jezdny według regulaminu ECE.

Dr inż. Tomasz PRASZKIEWICZ**Doświadczalna analiza wpływu recyrkulacji spalin na toksyczność spalin i osiągi turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym**

Promotor: prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej; Wydział Budowy Maszyn i Informatyki

Recenzenci: prof. zw. dr hab. inż. Jan A. Wajand – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Politechnika Poznańska

Data obrony: 16 stycznia 2004 r.

Temat rozprawy dotyczy stosowania w nowoczesnych turbodoładowanych silnikach o zapłonie samoczynnym elektronicznie sterowanego procesu recyrkulacji spalin polegającego na doprowadzeniu pewnej ilości spalin wylotowych do świeżego ładunku zasysanego w czasie suwu napełnienia. W rozprawie przyjęto tezę, że w turbodoładowanym silniku o zapłonie samoczynnym można tak dobrać regulację silnika, aby nie wspomaganą recyrkulacją spalin (wymuszona tylko różnicą ciśnień w kolektorach silnika)

wpływała korzystnie na zmniejszenie stężenia tlenków azotu, natomiast w wyniku dużego współczynnika nadmiaru powietrza, w nieznacznym stopniu wpływała na zadymienie, sprawność i osiągi silnika. Celem naukowym niniejszej rozprawy było określenie wpływu zewnętrznej recyrkulacji spalin na osiągi turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym. Przedmiotem analizy było oddziaływanie recyrkulowanych spalin na proces roboczy silnika oraz tworzenie składników toksycznych, ze szczególnym uwzględnieniem stężenia NO_x i zadymienia spalin. Ważnym aspektem powyższych rozważań było określenie możliwości ograniczenia negatywnego wpływu recyrkulacji na zadymienie spalin przez odpowiednią regulację dawki paliwa uwzględniającą ilość „świeżego” powietrza napływającego do silnika.

Dr inż. Sławomir SKRZYPIEC

Wpływ wtrysku mieszaniny propanu-butanu do cylindra na parametry robocze silnika ZI

Promotor: prof. dr hab. inż. Kazimierz Golec – Politechnika Krakowska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Stefan Postrzednik – Politechnika Śląska, prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta – Politechnika Krakowska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej w dniu 19 marca 2003 r.

Dr inż. Michał SOBIEPAŃSKI

Analiza numeryczna pola temperatury gniazd zaworowych chłodzonych

Promotor: prof. dr hab. inż. Karol Cupiał – Politechnika Częstochowska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski – Politechnika Szczecińska, dr hab. inż. Krzysztof Z. Mendera – prof. Politechniki Częstochowskiej

Data nadania stopnia naukowego doktora nauk technicznych: 20 marca 2003.

Pracę poświęcono analizie pola temperatury w gniazdach wylotowych silnika gazowego. Analiza miała na celu określenie możliwości modyfikacji konstrukcji ww. gniazd prowadzącej do obniżenia temperatury uszczelnienia kanału płynu chłodzącego te gniazda. Analizę prowadzono przez obliczenia numeryczne rozkładu temperatury w dyskretnym modelu gniazda. Do obliczeń wykorzystano własne oprogramowanie, które pozwalało na wyznaczenie quasi ustalonych pola temperatury w walcowym układzie współrzędnych przy zastosowaniu metody elementów skończonych. Wyniki obliczeń pozwoliły wskazać kierunki ewentualnych modyfikacji konstrukcji gniazda prowadzące do obniżenia temperatury w uszczelnieniu kanału chłodzenia gniazda. Rozwiązania te to powiększenie komór wypełnionych powietrzem, a rozdzielających gniazdo zasadnicze i płaszcz ochronny gniazda i wykonanie bariery cieplnej na powierzchni płaszczu ochronnego. Wyniki obliczeń wskazały nowe zastosowanie dla barier cieplnych, które mogą korzystnie kształtować pole temperatury w gnieździe, a nie były jeszcze stosowane w takim celu.

Dr inż. Marcin ŚLĘZAK

Eksploatacyjna efektywność działania systemu diagnostyki pokładowej samochodów (OBD)

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Politechnika Poznańska

Recenzenci: dr hab. inż. Zdzisław Chłopek, prof. PW – Politechnika Warszawska, dr hab. inż. Mirosław Wendeker, prof. PL – Politechnika Lubelska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej w dniu 26 listopada 2003 r.

Celem pracy była ocena efektywności strategii decyzyjnych systemu OBD oraz ocena wpływu rodzaju strategii na szybkość wykrywania usterek. Potwierdzono słuszność tezy, że miarą efektywności systemu OBD jest czas działania pojazdu w typowych warunkach eksploatacji, zapewniający odpowiednie prawdopodobieństwo realizacji wszystkich monitorów diagnostycznych. Udowodniono, że wprowadzenie do systemów OBD strategii decyzyjnych opartych na statystycznym przetwarzaniu danych pogorszyło efektywność pracy algorytmów wczesnego powiadamiania o zwiększonej emisji. Wprowadzono ilościową miarę efektywności systemu OBD jako czas jazdy $t_{0,9}$ w typowych warunkach eksploatacji, zapewniający z prawdopodo-

bieństwem 90% realizację wszystkich procedur diagnostycznych.

Dr inż. Paweł WOŚ

Analiza wpływu charakterystyki wtrysku paliwa w silniku wysokoprężnym z komorą niedzieloną na emisję tlenków azotu NO_x

Promotor: dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. PRz – Politechnika Rzeszowska

Recenzenci: kmr. prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni, prof. dr hab. inż. Marek Orkisz – Politechnika Rzeszowska

Data obrony: 1 październik 2003 r.

Wydział i uczelnia: Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

Praca dotyczy problemów ekologicznych związanych z emisją tlenków azotu NO_x do atmosfery, a w szczególności wpływu charakterystyki wtrysku paliwa na wielkość tej emisji z wysokoprężnych silników z wtryskiem bezpośrednim. Scharakteryzowano tlenki azotu NO_x pod względem ich oddziaływania na środowisko naturalne oraz przedstawiono aktualny stan wiedzy na temat wpływu niektórych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych silników wysokoprężnych z komorą niedzieloną na poziom emisji NO_x . Szczególną uwagę zwrócono na proces wtrysku paliwa, za pomocą którego można oddziaływać na zawartość NO_x w spalinach. Do potrzeb analizy opracowano dwustrefowy, quasi-wymiarowy model matematyczny procesu spalania i wydzielania NO_x w silniku wysokoprężnym, którego główną daną wejściową stanowi przebieg wtrysku paliwa. Taka konstrukcja modelu pozwoliła na dokładną analizę przedmiotowego zagadnienia. Model matematyczny został zweryfikowany eksperymentalnie na hamownianym stanowisku badawczym. W dalszej kolejności, wykorzystując opracowany model, przeprowadzono badania symulacyjne wpływu wybranych charakterystyk wtrysku paliwa na wielkość emisji NO_x . Analizie poddano wtrysk dwufazowy z podziałem całkowitej dawki paliwa na dawkę wstępną i główną oraz wtrysk jednofazowy ze zmiennym natężeniem wtrysku. Pracę kończą wnioski płynące z przeprowadzonych badań, które potwierdziły założone tezy naukowe rozprawy.

Personalia

Nadanie tytułu profesora

Prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

Kmdr prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny urodził się 1 stycznia 1947 r., ukończył studia inżynierskie na Wydziale Technicznym Wyższej Szkoły Marynarki Wojennej (obecnie Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni). Trzy lata był oficerem-mechanikiem ORP „Pelikan”,



po czym podjął studia magisterskie w swej macierzystej uczelni. Po ich ukończeniu podjął dalszą pracę naukowo-dydaktyczną w ówczesnej Katedrze Technologii i Eksploatacji WSMW kierowanej przez prof. Z. Zaczka. Zajął się zagadnieniami niezawodności i trwałości urządzeń siłowni okrętowych oraz zagadnieniami organizacji i technologii ich obsługi profilaktycznych i naprawczych. Pod jego kierunkiem powstał, funkcjonujący do dzisiaj, pionierski system obsługi profilaktycznych siłowni okrętów wojennych.

System powstał w wyniku modelowania matematycznego i jego optymalizacji wg kryterium gotowości technicznej. Doktoryzował się w 1975 r. w Instytucie Okrętowym Politechniki Gdańskiej z zagadnień optymalizacji systemów obsługi siłowni okrętów. Przez szereg lat zajmował się problematyką usprawnień eksploatacji okrętowych silników spalinowych oraz technologii ich napraw. Z inspiracji prof. J.A. Wajanda opracował modele kształtowania dokładności montażu silników wykorzystując teorię przestrzennych, wektorowych odchylek geometrycznych. Habilitację uzyskał na Wydziale Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Poznańskiej. Od kilku lat współpracuje z prof. J. Merkiszem w rozwiązywaniu problemów obniżenia emisji związków toksycznych w spalinach silników okrętowych. W 2003 r. uzyskał tytuł naukowy profesora nauk technicznych.

Jest autorem książek: *Technologia remontu okrętowych silników spalinowych* (Wyd. Morskie, 1972 r.), *Technologia polimerów w remontach okrętów* (Gdańskie Towarzystwo Naukowe, 2002 r.) oraz współautorem książki *Niezawodność statków* pod red. Z. Grzywaczewskiego, Wyd. Wema, 1988 r.). Posiada na swym koncie kilka skryptów z dziedziny silników spalinowych, blisko 150 opublikowanych artykułów i referatów, dwa patenty i trzy wzory użytkowe. Jest autorem wielu prac naukowych i ekspertyz dotyczących silników okrętowych.

Przez 10 lat kierował działalnością naukowo-badawczą Akademii Marynarki Wojennej będąc szefem jej Oddziału Naukowego. Od 2003 r. jest dziekanem Wydziału Mechaniczno-Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej.

Prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta

Profesor Zygmunt Szlachta urodził się 3 listopada 1945 r. W roku 1970 uzyskał tytuł magistra inżyniera na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej. Po ukończeniu studiów wyższych zaczął pracować jako asystent



w Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej. W 1978 r. uzyskał stopień doktora w zakresie silników spalinowych, a w 1994 r. stopień doktora habilitowanego, na Politechnice Krakowskiej. Temat pracy habilitacyjnej: *Studium możliwości zastosowania zawiesiny sadzy w oleju napędowym jako paliwa dla silnika wysokoprężnego*. W 1996 r. objął stanowisko profesora nadzwyczajnego w Politechnice

Krakowskiej. 17 listopada 2003 r. Prezydent RP nadał mu tytuł naukowy profesora nauk technicznych.

Prof. Szlachta jest autorem lub współautorem dwu książek: *Cold Startability of the Diesel Engine Fuelled with Rape Fuels (1998)* i *Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi (2002)*, i ponad 100 artykułów dotyczących różnych problemów silników spalinowych. Główne tematy jego działalności naukowo-badawczej to: procesy wtrysku i spalania w silnikach wysokoprężnych, optymalizacja parametrów silnika, zastosowanie paliw alternatywnych, zmniejszanie ilości gazowych i stałych (PM) zanieczyszczeń wytwarzanych wewnątrz cylindra, termiczna i katalityczna redukcja zanieczyszczeń spalin poza cylindrem silnika. Brał udział w realizacji ponad 150 prac naukowo-badawczych dla przemysłu. W przeważającej większości zostały one wykorzystane w przemyśle w postaci bezpośredniego wdrożenia lub przy opracowywaniu nowych rozwiązań technicznych.

Prof. Z. Szlachta jest członkiem organizacji i stowarzyszeń naukowych: Komisji Motoryzacji przy Krakowskim Oddziale PAN, Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa przy Lubelskim Oddziale PAN, Polskiego Instytutu Spalania, Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji, Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych i in. Ponadto jest członkiem kilku krajowych i zagranicznych rad wydawniczych czasopism naukowych. Obecnie jest kierownikiem Zakładu Silników Wysokoprężnych w Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej. Pełni również funkcję prodziekana Wydziału Mechanicznego.

Konferencje 2004

8-11 marca 2004, Society of Automotive Engineers (SAE), Cobo Hall, Detroit, Michigan, USA. www.sae.org



23-25 marca 2004; World Fuels Conference: 21st Century Refining: Vision, Innovation and Technology - The Keys to a Sustainable Future, San Antonio, Texas, USA.



www.cwacts.com/hart/2004eventsan.html

19-21 kwietnia 2004; Engine China - China International Exhibition Center - Beijing, China.

www.engine.net.cn/Engine6/engine_china_2004/



htm

26-29 kwietnia 2004; Hydrogen Expo USA, The Premier North American Showcase for Hydrogen and Fuel Cell Technologies and Applications, Renaissance Hollywood Hotel. Los Angeles. www.hydrogenexpo.



29-30 kwietnia 2004; 25. Internationales Wiener Motorsymposium - Hofburg - Vienna, Austria.

www.oevk.at/oevk_symp.html



2-4 maja 2004; HEI Annual Conference, Boston, Massachusetts, USA.



www.healtheffects.org/meetings.htm

2-5 maja 2004; 10th National Clean Cities Conference, Fort Lauderdale, Floryda, USA.

www.cities.doe.gov/conference/lauderdale/



www.nrel.gov/wrec

2-3 września 2004; Engine & Environment, Graz, Austria.

www.avl.com/engine_environment



19-20 maj 2004; JSAE - Yokohama, Japan.

www.jsae.or.jp

23-27 maja 2004, FISITA - the International Federation of Automotive Engineering Societies. The 30th FISITA World Automotive Congress.

Palau de Congress de Catalunya, Barcelona. Hiszpania. www.fisita2004.com



12-15 września 2004;

30th International Scientific Conference

on Internal Combustion Engines, KONES 2004, Kraków-Zakopane, Poland.



13-16 września 2004, XVI Konferencja Pojazdów Szynowe'2004, Poznań, Polska

www.put.poznan.pl/uczelnia/ice/poj_szyn/konfer.htm



25-26 maj 2004; Testing Expo - Messe Stuttgart - Stuttgart, Germany.

www.testing-expo.com



7-11 czerwca 2004; CIMAC World Congress - Kyoto International Conference Hall - Kyoto, Japan. www.cimac.com



15-16 czerwca 2004; Internationale Symposium on Internal Combustion Diagnostics, Baden-Baden Kurhaus, Germany.

www.combustiondiagnostics.com



16-19 czerwca 2004; 7 Sympozjum Naukowo-Techniczne, Emisje zagrażające środowisku, POL-EMIS 2004, Kudowa Zdrój, Polska.

www.wcss.wroc.pl/pol-emis/



27-30 czerwca 2004; Future Car Congress, Washington DC, USA.

www.futurecarcongress.org



28 sierpnia-3 września 2004; World Renewable Energy Congress, Denver, Colorado, USA.



KONMOT-AUTOPROGRES

23-26 września 2004, Międzynarodowa Konferencja Motoryzacyjna KONMOT-AUTOPROGRES 2004, Bezpieczeństwo i Ekologia Pojazdów, Zakopane, Polska.

riad.usk.pk.edu.pl/~m-4/konmot_pl.html



4-6 października 2004; Aachener Kolloquium - Eurogress Aachen - Aachen, Germany.

www.rwth-aachen.de/ac-kolloquium/



12-13 października 2004; Automobilforum - Graz - Austria.

www.automobilforum-graz.de



11-12 listopada 2004; VDI, Fahrzeug- und Verkehrstechnik, Dresden Hilton, Dresden, Niemcy.

www.vdi.de



3 grudnia 2004; XII Ogólnopolskie Sympozjum „Motoryzacyjne Problemy Ochrony Środowiska”, Instytut



INFORMACJE DLA AUTORÓW

INFORMATION FOR AUTHORS

W czasopiśmie publikowane są oryginalne artykuły i opracowania dotyczące silników cieplnych, tłokowych lub beztłokowych, głównie spalania wewnętrznego, ale także spalania zewnętrznego, służące przede wszystkim do napędu środków transportu i maszyn roboczych. Publikowane opracowania powinny posiadać cechy nowości (naukowej, technicznej), ale mogą to być także opracowania przeglądowe i syntetyczne o istotnych walorach poznawczych i dydaktycznych. Zamieszczane są również informacje o nowościach w konstrukcji i badaniach silników spalinowych oraz streszczenia prac promocyjnych, ważniejszych publikacji i artykułów z prasy zagranicznej.

Tekst materiałów kwalifikowanych do druku musi odpowiadać wymaganiom stawianym publikacjom naukowym i naukowo-technicznym określonym przez Redakcję czasopisma. Opracowania o charakterze naukowym są kwalifikowane na podstawie recenzji.

O przyjęciu artykułu do druku decyduje Komitet Redakcyjny po otrzymaniu deklaracji Autorów o Prawach Autorskich, dostępnej na stronach internetowych www.ptnss.pl w dziale Wydawnictwo. Artykuły są wyrazem poglądów autorów. Autorzy muszą posiadać pełne prawa autorskie i przenoszą je na Wydawcę czasopisma Silniki Spalinowe.

Artykuł przygotowywany do zamieszczenia w czasopiśmie Silniki Spalinowe powinien być napisany jako dwujęzyczny: w języku polskim i angielskim. W obu wersjach obowiązują takie same wymagania techniczne.

Opracowanie powinno zostać dostarczone po 1 egzemplarzu w języku polskim i w języku angielskim oraz w postaci elektronicznej na płycie CD na adres Redakcji lub pocztą elektroniczną na adres: silniki@ptnss.pl. Tekst powinien być dostarczony w powszechnie dostępnym edytorze tekstów.

Texty należy przygotować w następujący sposób.

1. Objętość opracowania nie powinna przekraczać 12 stron znormalizowanego maszynopisu (ok. 24.000 znaków typograficznych ze spacjami), w tym materiał ilustracyjny.

2. Artykuł należy poprzedzić imionami i nazwiskami autorów; w notce o autorach należy podać tytuły naukowe i zawodowe, miejsce pracy, adres e-mailowy, t.j. dane, które pozwoliłyby czytelnikom na nawiązanie kontaktu z autorami. Następnie należy podać tytuł (czcionka 12 pkt, pogrubione, wersaliki, środkowane) i streszczenie (czcionka 9 pkt, kursywa, środkowane) oraz Słowa kluczowe. Poniżej należy powtórzyć tytuł, streszczenie i słowa kluczowe w języku angielskim.

3. Artykuł należy pisać z pojedynczym odstępem między wierszami. Przy pisaniu tekstu nie należy do formatowania stosować tabulatorów ani wielokrotnych spacji, lecz odpowiedniej definicji stosowanych stylów edytorskich. Tekst powinien być podzielony na rozdziały, których tytuły powinny być zdefiniowane w osobnym stylu edytorskim i wyróżnione pismem pogrubionym 11 pkt, z odstępami od tekstu zasadniczego: górnym 12 pkt, dolnym 6 pkt. Tytuły podrozdziałów należy wyróżnić kursywą.

4. Użyte w tekście skróty i oznaczenia muszą być wyjaśnione, z wyjątkiem skrótów powszechnie stosowanych. Należy wyjaśnić wszystkie wielkości użyte we wzorach; w przypadku ich znacznej liczby należy opracować wykaz oznaczeń. Użyte oznaczenia powinny być jednoznaczne, przyjmowane tylko dla jednej wielkości. Obowiązuje międzynarodowy układ jednostek miar zgodny z Polskimi Normami i Normami Branżowymi.

5. Wyliczenia należy rozpoczynać od akapitu z oznaczeniem literowym lub liczbowym, następny wiersz danego wyliczenia pisze się od lewej strony. Jeśli wyliczenie jest podwójne, należy wprowadzić oznaczenia z wcięciem akapitowym: a), b), c) itd. Na przykład:

- a) wyliczenia pierwszego stopnia oznacza się za pomocą liter;
 - wyliczenie drugiego stopnia rozpocząć od myślnika.

6. Wzory matematyczne (pisane czcionką prostą) należy wyśrodkować i numerować przy prawym marginesie, (w edytorze równań stosować: czcionka 11 pkt., indeksy i wykładniki potęg – 7 pkt). Odstęp między wzorami i tekstem 8 pkt.

7. Przedziały wartości należy pisać z myślnikiem bez odstępów, np. 3–4,5 MPa. Należy zwrócić uwagę na stosowanie łączników (-) i myślników (–, w Wordzie, w zależności od zdefiniowania klawiatury może to być np. kombinacja klawiszy Alt i 0150 na klawiaturze numerycznej lub kombinacja klawisza Ctrl + „szary” minus – z klawiatury numerycznej).

8. W tekście pracy należy zamieścić ilustracje w postaci elektronicznej, w ogólnie stosowanych formatach. Jakość materiału ilustracyjnego powinna być wystarczająca do jego reprodukcji (300 dpi przy reprodukcji w skali 1:1). Prosimy o dostarczanie ilustracji w postaci osobnych plików graficznych, w formacie TIFF. W uzasadnionych wypadkach ilustracje będą reprodukowane w kolorze. Oznaczenia wszystkich wielkości umieszczanych na wykresach muszą być wyjaśnione. Tytuły i opisy ilustracji należy opracować w dwóch językach. W przypadku braku możliwości przesłania zdjęć w formie elektronicznej, należy dostarczyć jego oryginał. Rysunki nie powinny być większe niż jest to potrzebne do odczytania ich treści.

9. Tablice (tabele) muszą zawierać tytuły w wersji dwujęzycznej. Tablice należy numerować.

10. Powołania na literaturę w tekście podawać w nawiasach kwadratowych. Za treścią artykułu należy umieścić spis literatury w porządku alfabetycznym. Zapis bibliograficzny powinien być kompletny: autor (nazwisko i pierwsza litera imienia): Tytuł. Wydawnictwo, miejsce i rok wydania.

Gotowe teksty (wraz z rysunkami i tłumaczeniem) przewidziane do kolejnych numerów pisma należy dostarczać do Redakcji w terminach do: 30 marca, 30 czerwca, 30 września, 30 grudnia.

Dostarczone teksty zostaną przetworzone w programach służących do edycji i obłamania w celu zapewnienia jednakowej szaty graficznej. Redakcja zastrzega prawo wprowadzenia niezbędnych poprawek redakcyjnych oraz zaproponowania skrótów i uzupełnień.

Wydawca nie wypłaca honorariów autorskich.

Prenumerata / Subscriptions

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

Druk / Printing

Ars Nova
ul. Kutrzeby 14
Poznań

Wydawca / Editor

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>

Zarząd / Managing Board

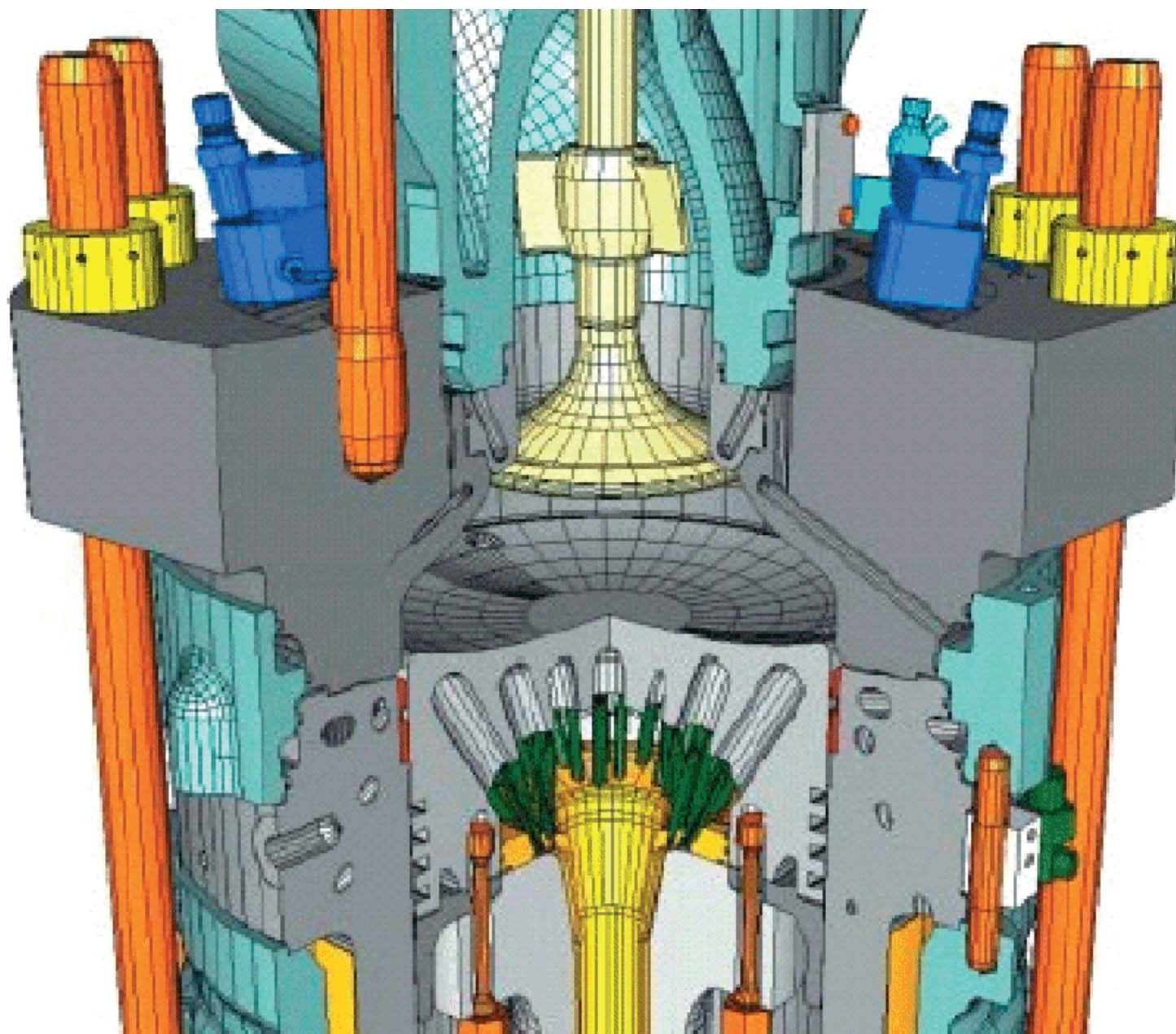
Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – przewodniczący
Zastępcy przewodniczącego:
Prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny
Prof. PW dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

Prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta – sekretarz
Prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – skarbnik

Członkowie

prof. PRad. dr hab. inż. Józef Nita
dr inż. Antoni Świątek

Komisja Rewizyjna
prof. PRzesz. dr hab. inż. Kazimierz Lejda
prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas
dr inż. Marcin Ślęzak



Wydawca:

**Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych**



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Władze

Członkowie

Kontakt

Członkostwo

Z życia PTNSS

Konferencje

Wydawnictwo

Prezentacje



Nowość

**Pliki PDF-Silniki
spalinowe**



English version

Telefon

(+48) 33 8130402

Faks

(+48) 33 8125038

Adres pocztowy

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

Poczta elektroniczna

Informacje ogólne: sekretariat@ptnss.pl

Webmaster: pielecha@ptnss.pl



ISSN: 0138-0346

www.ptnss.pl