



Nr 1/2005 (120)



SILNIKI SPALINOWE
COMBUSTION ENGINES



SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 1/2005 (120)

Maj 2005

Rok XLIV

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 Merksiz
prof. Janusz Mysłowski
prof. Andrzej Niewczas
prof. Marek Orkisz
prof. Leszek Piaseczny
prof. Tadeusz Rychter
prof. Maciej Sobieszczański
prof. Piotr Wolański

Redakcja/Editorial Office:

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

Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

dr inż. Krzysztof Wisłocki
(redaktor naczelny/Editor-in-Chief)
dr inż. Ireneusz Pielecha
dr inż. Marek Brzeżański

Współpraca/Cooperation:

mgr inż. Maciej Bajerlein
mgr Tomasz Pawlak

Od Redakcji

Szanowni Czytelnicy,

W dniach 25-28 września br. Polskie Towarzystwo Silników Spalinowych organizuje I Kongres Silników Spalinowych, na który ponawiamy zaproszenie (*por. Silniki Spalinowe 2/2004, str. 70*). Mamy nadzieję, że będzie to doskonała okazja dla całego polskiego środowiska silnikowego do spotkania się i dokonania przeglądu prac naukowych prowadzonych w zakresie silników spalinowych w kraju. Liczymy również na udział wielu gości z zagranicy, z uznanych ośrodków badawczych i przemysłowych; organizatorzy Kongresu uzyskali już potwierdzenia udziału naukowców z kilkunastu ośrodków w kilku państwach.

Kongres odbędzie się już w kraju, który stał się członkiem Unii Europejskiej. W związku z tym również rozwój nauki podlega przeobrażeniom i powoli dostosowuje się do standardów europejskich. W większym niż dotychczas stopniu tematyka i poziom prowadzonych badań musi odpowiadać trendom europejskim i światowym. Ze strony innych krajów daje się już zaobserwować rosnące zainteresowanie polskim rynkiem samochodowym i silnikowym, który wykazuje bardzo wysoką dynamikę rozwoju. Roczna produkcja silników spalinowych przekroczyła już 2 miliony sztuk; są to najnowsze konstrukcje koncernów światowych: Fiata, GM Opla i Isuzu, Volkswagena i Toyoty, ale także w zakresie dużych silników MAN B&W, Wartsila-Sulzer oraz firm krajowych Andorii Andrychów, WSK Mielec, Zakładów Mechanicznych Wola i innych. Zaplecze badawczo-rozwojowe silników spalinowych przeżywa wprawdzie trudności, ale zainteresowanie nim koncernów zagranicznych pozwala oczekiwać, że odzyskają one dawną dynamikę i potencjał twórczy.

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych uzyskuje w swej działalności pomoc niektórych krajowych i zagranicznych firm z branży motoryzacyjnej, w tym silnikowej. Wyrazem wsparcia znanej i wysoko cenionej w branży silnikowej firmy AVL była wspólna organizacja Sympozjum Naukowo-Szkoleniowego w Grazu pt.: *Kierunki i tendencje rozwojowe w silnikach spalinowych* w październiku 2004 r. Firma AVL wspiera również organizację wspomnianego I Kongresu Silników Spalinowych i przewiduje przedstawienie kilku większych referatów naukowych. Prezes firmy, uznany specjalista w branży silnikowej, prof. dr. h.c. inż. Helmut List przyjął Honorowy Patronat nad Kongresem (sylwetkę profesora Lista, Honorowego Członka PTNSS przedstawiamy na str. 3).

Redakcja

czasopisma Silniki Spalinowe

Spis treści / Contents:

Od Redakcji 1

Badania/Research

W. Kozak, M. Bajerlein, J. Markowski: Wykorzystanie gazu rozpuszczonego w paliwie do wspomagania mechanizmu rozpylenia / *Application of gas dissolved in fuel to improve the mechanism of spraying* 4

M. Kozak, J. Mierkisz, P. Bielaczyc: Wpływ właściwości paliwa na emisję szkodliwych składników spalin przez samochód osobowy napędzany silnikiem o zapłonie samoczynnym / *The effect of fuel properties on exhaust emissions from diesel passenger car* 19

Metodologia/Metodology

Z. Chłopek, P. Stasiak: Analiza niepowtarzalności sygnału ciśnienia indykowanego silnika spalinowego / *The analysis of an unrepeatability of cylinder pressure signal in internal combustion engines* 31

S. Polanowski: Obróbka wykresu indykatorowego z zastosowaniem ruchomych obiektów aproksymujących / *The analysis of an unrepeatability of cylinder pressure signal in internal combustion engines* 40

Konstrukcja/Design

A. Fryś: Lotnicze silniki o zapłonie samoczynnym CENTURION 1,7 i 4,0 / *Aircraft Diesel engines CENTURION 1,7 and 4,0* 50

Nowe konstrukcje/New constructions

M. Brzeżański: Nowy, 6-cylindrowy silnik ZI, $V_{ss} = 3,0 \text{ dm}^3$ firmy BMW 54

Aktualności/News 57

Bibliografia/Bibliography

Książki, monografie, rozprawy / *Books, monographies, studies* ... 63

Doktoraty / *Doctorates* 66

Personalia/Personalies 67

Prenumerata / Subscriptions

Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.
Koszt numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.

Przygotowanie do druku / Preparation to print
Wydawnictwo Ars Nova/ARS NOVA Publishing House
Poznań, ul. T. Kutrzeby 14

Nakład: 500 egz.

Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za treść reklam i ogłoszeń.
Publikowane materiały i artykuły wyrażają poglądy autorów, a nie Redakcji.

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>

Zarząd / Managing Board

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – przewodniczący
Zastępcy przewodniczącego:
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny
prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek
dr hab. inż. Jerzy Jantos, prof. PO – sekretarz
prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański – skarbnik

Członkowie

prof. PRad. dr hab. inż. Józef Nita
dr inż. Antoni Świątek
prof. PRzesz. dr hab. inż. Kazimierz Lejda
prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

Komisja Rewizyjna

dr hab. inż. Marek Idzior
dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak
dr inż. Marcin Ślęzak

Członkowie honorowi:

prof. dr h.c. inż. Helmut List
prof. dr hab. inż. Herbert Heitland
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,
Instytut Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu.

© 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.

Profesor Helmut List

Honorowym Członkiem Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych *Honorary Membership of the Polish Scientific Society of Combustion Engines*

W dniu 19 kwietnia 2005 r. w Grazu delegacja Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych pod przewodnictwem Prezesa Zarządu prof. dr. hab. inż. Jerzego Merkisa wręczyła dokument nadania Honorowego Członkostwa profesorowi dr. h.c. inż. Helmutowi Listowi (ryc.). Tytuł ten został nadany przez II Walne Zebranie Członków PTNSS na posiedzeniu w dniu 24 września 2004 r. w Zakopanem. W piśmie skierowanym do profesora Helmuta Lista Prezes Zarządu Towarzystwa napisał m.in.:

Pana sława i międzynarodowe uznanie są bardzo dobrze znane w kręgach osób związanych z silnikami spalinowymi i przemysłem samochodowym w Polsce. Pańska działalność oraz działalność Pana instytutu w Grazu, a także jego przedstawicielstwa w Polsce, od wielu lat wspomagała i inspirowała polską naukę we wspomnianej dziedzinie.

Na prośbę Zarządu Towarzystwa prof. Helmut List zgodził się objąć Honorowym Patronatem I Kongres Silników Spalinowych, który odbędzie się w dniach 25-28 września br. w Szczyrku.

On 19th of April 2005 in Graz the delegation of the Polish Scientific Society of Combustion Engines (PSSCE) with his President of the Board Prof. Jerzy Merkisz, D.Sc.M.E. has handed the document of the Honorary Membership to Prof. Helmut List, D.E. h.c. M.E. (Fig.). The title has been admitted by the II General Assembly of the PSSCE-Members on the meeting in Zakopane on the 24th of September 2004. President of the Society has written to Prof. Helmut List in the paper:

Your prestige and international reputation are well known to the technical circles related to combustion engines and automotive industry in Poland. Your activity and the activity of your institute in Graz as well as its branch in Poland for many years have been supporting and stimulating Polish science in the said field.

At the request of the Society Board Prof. Helmut List has expressed his agreement to take the Honorary Patronage of the I Congress on Combustion Engines which will be held at 25th-28th of September 2005 in Szczyrk/Poland.



Profesor dr h.c. inż. Helmut List

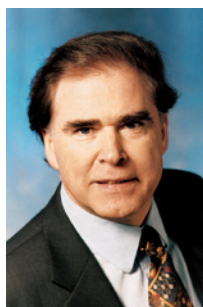
Sylwetka

Profesor Helmut List urodził się w 1941 r. w Grazu. Jest synem profesora Hansa Lista, uznanej światowej sławy w zakresie silników spalinowych, założyciela w 1948 r. instytutu badawczego *Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen H. List AVL*.

Prof. Helmut List ukończył Uniwersytet Techniczny w Grazu w 1967 r. i rozpoczął pracę w instytucie AVL; był odpowiedzialny za rozwój analizatorów krwi oraz sieci sprzedaży i przedstawicielstw. W roku 1970 został wiceprezydentem firmy i kierownikiem działu aparatury badawczej. Od 1979 r. pełni funkcję Prezesa i Dyrektora firmy AVL.

Prof. Helmut List pełnił wiele ważnych i zaszczytnych funkcji: w latach 1984–86 był prezydentem Austriackiego Towarzystwa Fizycznego, 1994–1997 był członkiem Komitetu Doradczego Badań Przemysłowych i Rozwoju (IRDAC) Parlamentu Europejskiego, a w latach 1997–98 jego przewodniczącym. Jest członkiem Society of Automotive Engineers i National Academy of Engineering (USA). Jest także członkiem wielu agend Rady Europy: Europejskiego Komitetu Doradczego ds. Badań Naukowych (EURAB), przewodniczącym Europejskiego Towarzystwa Badań Samochodowych (EARPA), wiceprzewodniczącym Rady Doradczej ds. Transportu Drogowego (ERTRAC), przewodniczącym Komitetu Doradczego Transportu Lądowego (SSTAG).

Tytuł profesora Helmut List otrzymał w 1992 r. na Technicznym Uniwersytecie Wiedeńskim z nadania Ministerstwa Nauki Austrii. W 1993 r. uzyskał doktorat *honoris causa* na Uniwersytecie Technicznym w Dreźnie. Jest honorowym senatorem na Uniwersytecie Karla Franzensa w Grazu. Otrzymał tytuł honorowego profesora w Tongji University i w Jilin w Chinach. Jest również przewodniczącym zarządu Uniwersytetu Technicznego w Grazu. Prof. Helmut List jest wyróżniony wieloma nagrodami i odznaczenia-



About the person

Professor Helmut List was born in 1941 in Graz. He is the son of Professor Hans List, world acknowledged famous specialist on combustion engines, founder (in 1948) of the industrial-research institute *Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen H. List AVL*.

Prof. Helmut List was graduated from Graz University of Technology in 1967 and has been employed at AVL-institute as the person responsible for blood gas analysers and development of network of affiliates and representatives. In 1970 he became Vice President and Head of the Instrumentation Division. From 1979 he is acting as President and Director of AVL.

Prof. Helmut List has been executing many important and honourable functions: in 1984–1986 he was President of Austrian Physical Society, 1994–1997 was the member and in 1997–1998 was Chairman of Industrial Research and Development Advisory Committee (IRDAC) of the EU. He is an Elected Fellow of the Society of Automotive Engineers (SAE) and of National Academy of Engineering (USA). He is also member of some committees of EU: European Research Advisory Board (EURAB), Chairman of European Automotive Research Partners Association (EARPA), Vice-Chairman of Road Transport Research Advisory Council (ERTRAC), Chairman of Sustainable Surface Transport Advisory Group (SSTAG).

The Professor title was admitted to Helmut List in 1992 at the Technical University of Vienna by Austrian Ministry of Science. In 1993 he obtained the Honorary Doctorate in engineering at Technical University in Dresden. He is Honorary Senator at Karl Franzens University in Graz. He obtained Honorary Professorship at Tongji University and in Jilin in China. He is Chairman of the University Board at Technical University Graz. Prof. Helmut List is distinguished with many awards and distinctions: Josef Krainer Award, Rosthorn Medal and Exner Medal.

Wykorzystanie gazu rozpuszczonego w paliwie do wspomagania mechanizmu rozpylenia

W stanach nierównowagowych roztworu powstałego w wyniku rozpuszczenia gazu w cieczy faza gazowa samorzutnie uwalnia się z roztworu. Proces ten ma charakter objętościowy i przy odpowiedniej kinetyce jest na tyle silny, że towarzyszy mu burzenie się cieczy. Autorzy podjęli próbę dokonania oceny możliwości wykorzystania tego procesu do wspomagania mechanizmu rozpylenia paliwa w silnikach wysokoprężnych. Niniejszy artykuł stanowi jej pierwszą część.

W artykule opisano koncepcję poprawy rozpylenia poprzez wprowadzenie gazu do oleju napędowego, jego rozpuszczenie przy wysokim ciśnieniu i wykorzystanie do potrzeb wspomagania mechanizmu rozpylenia efektu towarzyszącego jego uwalnianiu się podczas wtrysku paliwa. Wyjaśniono mechanizm wspomagania rozpylenia oraz opisano ogólne wymagania, jakie musi spełniać konstrukcja układu wtrysku paliwa umożliwiającą wykorzystanie gazu. Dokonano oceny zmian energetycznych strugi paliwa, wywołanych obecnością gazu. W podsumowaniu zwrócono uwagę na zalety koncepcji i potencjalne możliwości rozszerzenia sterowania procesem spalania, które jest pożądane w silnikach trakcyjnych.

Słowa kluczowe: rozpuszczanie, roztwór, entalpia, silnik wysokoprężny, wtrysk paliwa, rozpylenie

The application of gas dissolved in fuel with a view to improve the mechanism of spraying

In the non-equilibrium states of a solution, formed as a result of dissolving gas in a liquid, the gaseous phase is spontaneously released from the solution. This process has a volumetric character and at the appropriate kinetics it is strong enough to be accompanied by the effervescence (bubbling) of the liquid. The authors have undertaken an attempt to evaluate the possibility of applying this process for improving the fuel spraying mechanism in the diesel engines. This paper presents the first part of their work.

In this paper presents a concept of the improvement of spraying by adding gas to fuel oil, its dissolving at a high pressure and the use of the effect which accompanies its release during the injection of fuel, for improving the spraying mechanism accompanying its release during the injection of fuel. The mechanism of spraying improvement has been explained and the general requirements listed, which have to be fulfilled by a fuel injection system design to make the use of gas possible. An evaluation of energetic changes of the fuel stream caused by the presence of gas has been made and the potential possibilities of the extension of the combustion process control, mentioned in the conclusions.

Key words: dissolving, solution, enthalpy, diesel engine, fuel injection, spraying

1. Wstęp

Proces wtrysku i rozpylenie paliwa jest jednym z najistotniejszych czynników, wpływających na przebieg spalania w silnikach wysokoprężnych. W głównej mierze decyduje o sprawności silnika i emisji szkodliwych składników spalin.

We współczesnych silnikach problem emisji rozwiązywany jest skutecznie poprzez właściwe dla warunków pracy silnika sterowanie przebiegiem wtrysku i poprawę rozpylenia paliwa, w porównaniu do rozwiązań starszych. Uzyskuje się ją poprzez podniesienie wartości ciśnienia wtrysku do poziomu $140 \div 200$ MPa [3]. Połączenie tak wysokich ciśnień wtrysku z odpowiednim jego sterowaniem oraz zastosowaniem katalitycznych reaktorów oczyszczania spalin zapewnia obniżenie emisji szkodliwych produktów spalania do poziomu wymaganego normami. Jednak tak wysokie ciśnienia wywołują znane problemy występujące zarówno na etapie konstruowania i wykonywania aparatury wtryskowej, jak i na etapie jej eksploatacji. Podstawowymi problemami są między innymi: szczelność, stabilność wymiarowa czy trwałość wysokociśnieniowych elementów

1. Introduction

The fuel injection and the spraying process are one of the most significant factors affecting the combustion performance in diesel engines. To a large extent it determines the engine efficiency and the emission of toxic exhaust gas elements.

In modern engines the emission problem is effectively solved by means of appropriate control of the course of injection (*the injection performance*) in accordance with the engine operating conditions and some improvement of the fuel spraying in comparison to the previous solutions. It can be obtained by increasing the injection pressure level to a value of $140 \div 200$ MPa [3]. A combination of so high an injection pressures with a suitable control of injection and also the application of the exhaust gas oxidation catalysts allows to reduce the emission of the toxic products of combustion to a level required (*specified*) by the relevant standards. However, such high pressures cause well-known problems appearing both at the stage of design and production of the injection equipment as well as at its operation stage.

Among other things, the tightness, dimensional (*seize*)

układu wtryskowego (sekcje tłoczące, wtryskiwacze itp.).

Zwiększanie wartości ciśnienia wtrysku poprawia rozpylenie paliwa i jest preferowanym obecnie kierunkiem rozwoju układów wtryskowych silników z zapłonem samoczynnym. Potwierdzeniem powyższego stwierdzenia są zmiany dokonywane w układzie common rail (CR). Każda następna generacja tego układu charakteryzuje się wyższymi ciśnieniami w zasobniku, w porównaniu do poprzedniej. Rozwijanie tego kierunku ma uzasadnienie fizyczne. W obecnie stosowanych układach wtryskowych rozpad paliwa w strudze na krople wywołuje tylko jeden bodziec fizyczny. Jest nim prędkość przepływu paliwa w otworkach rozpylacza, wywołana ciśnieniem panującym w rozpylaczu. Zainicjowany tym bodźcem rozpad strugi wzmacniany jest czynnikiem wtórnym, inercyjnym i dyskretnym ośrodkiem, do którego wtryskiwane jest paliwo. Ze względu na niewielką ściśliwość paliwa sądzi się, że proces rozprężania nie odgrywa istotnej roli w mechanizmie rozpylenia. Jak pokazuje doświadczenie, skuteczność istniejącego mechanizmu rozpylenia jest ograniczona. Aby uzyskać zadawalające z ekologicznego punktu widzenia rozpylenie konieczne jest stosowanie nie tylko bardzo wysokiego ciśnienia, ale i jego regulacja, odpowiednio do warunków pracy silnika.

Istnieją przesłanki fizyczne by sądzić, że obserwowany kierunek rozwoju układów wtryskowych nie musi być jedynym z możliwych. Poprawę rozpylenia można osiągnąć nie tylko poprzez zwiększanie ciśnienia wtrysku, lecz także poprzez zmianę mechanizmu wywołującego rozpad strugi paliwa. Do tego celu koniecznym jest wprowadzenie dodatkowego, poza istniejącym, bodźca fizycznego. W swej istocie wywołana nim zmiana mechanizmu rozpylenia polega na wzmocnieniu roli czynnika zbliżonego w swym działaniu do gwałtownie zachodzącego procesu rozprężania.

Opis problemu podzielono na dwie części. W pierwszej zamieszczono ogólny opis koncepcji z uwagami na temat jej realizacji oraz uproszczoną analizę termodynamiczną, związaną ze zmianą mechanizmu rozpylenia. W drugiej natomiast przedstawiono eksperymentalną ocenę proponowanej koncepcji, która opisana zostanie w następnym artykule.

2. Koncepcja wspomagania mechanizmu rozpylenia paliwa

Aby uzyskać poprawę rozpylenia proponuje się wprowadzić do istniejącego mechanizmu rozpylenia dodatkowy bodziec fizyczny, wynikający z właściwości roztworu cieczy z gazem w stanach nierównowagowych. Koncepcja poprawy rozpylenia polega na wprowadzeniu do paliwa odpowiedniej ilości gazu, jego rozpuszczenie, a więc uzyskanie roztworu paliwa z gazem, którego stan równowagowy osiągnięty jest przy założonym ciśnieniu wtrysku i następnie wykorzystanie efektu towarzyszącego procesowi uwalniania się rozpuszczonego gazu podczas wtrysku, kiedy pojawi się silne zakłócenie stanu równowagowego. Celem proponowanej koncepcji jest uzyskanie rozpylenia paliwa co najmniej jakościowo porównywalnego z uzyskiwanym przez układy wysokociśnieniowe, przy zachowaniu ciśnienia wtrysku nieznacznie różniącego się od spotykanego w obecnie

stabilności i trwałości elementów wysokiego ciśnienia systemu wtryskowego (sekcje tłoczące, wtryskiwacze, itp.) są to podstawowe problemy.

An increase in the injection pressure values improves the spraying of fuel and presents a preferred tendency of the developments in the injection systems for the compression ignition engines. The modifications made in the Common Rail system (CR) confirm the above statement. Every next generation of this unit is characterized by the values of pressure in an accumulator that are higher than the ones of the former generations. The development of this tendency can be physically justified. In the injection systems currently used the dispersion of fuel stream into droplets is caused by a single stimulus. This is the velocity of fuel flow in the spray nozzle holes caused by the pressure existing in a nozzle. The dispersion of the fuel stream initiated by this stimulus is amplified by a secondary factor, i.e. an inertial and discrete medium that the fuel is injected to. It is believed that due to a small compressibility of fuel the extension process does not play any significant role in the mechanism of spraying. As experience shows, the efficiency of the existing mechanism of spraying is limited. In order to get a satisfactory spraying from the environmental point of view it is necessary to use not only a very high pressure but also to control this pressure in accordance with the engine operating conditions. There are some physical circumstances to believe that the observed tendency of development of the injection systems does not necessarily have to be the only option. The improvement of spraying can be obtained not only by increasing the injection pressure but also by modification of the mechanism causing the dispersion of a fuel stream. For this purpose it is necessary to introduce a new physical factor in addition to the existing one. In fact, the modification of the mechanism of spraying caused by it consists in magnifying the factor's role whose action is similar to the expansion process suddenly occurring.

The description of the problem is divided into two parts. The first part presents a general description of the applied concept and some remarks concerning its realization and a simplified thermodynamic analysis connected with the modification of the mechanism of spraying. The second part includes an experimental evaluation of the proposed concept, which will be discussed in the next paper.

2. The concept of the fuel spraying improvement mechanism

In order to get the improvement of spraying it is proposed to introduce in the already existing mechanism an additional physical stimulus which results from the properties of the liquid with gas solution at the unbalance states. The concept of the spraying improvement consists in adding an appropriate amount of gas to the fuel, its dissolution and thus obtaining the fuel-gas solution, whose state of balance can be reached at the presumed injection pressure, and next using the effect accompanying the process of releasing the dissolved gas during the injection when a strong disturbance of the state of balance occurs. The purpose of the proposed concept is to

stosowanych układach konwencjonalnych, tj. na poziomie rzędu 50 MPa.

Jest powszechnie wiadome, że gazy słabo rozpuszczają się w cieczach oraz że ilość rozpuszczonego gazu zależy silnie od ciśnienia i od temperatury, przy których to rozpuszczanie zachodzi [1]. Jeżeli rozważać objętość, w której znajdują się określone masy cieczy i gazu, rozdzielone umowną, nieprzepuszczalną przegrodą, to, po usunięciu tej przegrody i osiągnięciu stanu równowagi, objętość zajmowana przez gaz przy danym ciśnieniu zostanie pomniejszona o objętość gazu, który rozpuści się w cieczy. Stan równowagi oznacza, że w całej rozważanej objętości wyrównany został potencjał termodynamiczny fazy gazowej i powstałego roztworu cieczy z gazem. Ciśnienie to nazywane jest ciśnieniem równowagowym. Przy wykorzystaniu zbyt dużej ilości gazu roztwór osiągnie stan nasycenia i pozostanie jego nadwyżka zajmująca objętość odpowiednią do panujących warunków fizycznych. Natomiast w przypadku ilości gazu niewystarczającej dla osiągnięcia stanu nasycenia przy zmniejszaniu objętości cała faza gazowa przejdzie do roztworu, który wypełni całą rozważaną objętość.

Cechą charakterystyczną takiego roztworu jest to, że przy obniżaniu ciśnienia (przejściu na niższy poziom ciśnienia równowagowego) nadwyżka gazu rozpuszczonego w cieczy samorzutnie uwalnia się jednocześnie z całej objętości. Przyczyną samoczynnego uwalniania się gazu jest zachwianie stanu równowagowego. Obniżeniu ciśnienia towarzyszy sprzężone z nim obniżenie równowagowego potencjału termodynamicznego. Zatem ujemny gradient ciśnienia jest bodźcem termodynamicznym, wywołującym uwalnianie się gazu z roztworu. Szybkość uwalniania się gazu związana jest z szybkością zmian bodźca.

Znajdujące się w stanie roztworu atomy (lub cząsteczki) gazu rozproszone są w sposób jednorodny w całej objętości cieczy. Uwalniając się równocześnie w całej objętości tworzą rozproszone mikropęcherzyki, które ekspandują i mają tendencje do łączenia się. Dzięki temu następuje podział zajmowanej objętości na dwie części: jedną – zajmowaną przez roztwór, drugą – przez gaz. Jednak jeżeli spadek ciśnienia odbywa się w sposób dynamiczny, to mikropęcherzyki nie zdążą połączyć się w jedną objętość i ekspansja gazu zachodzi w mikroobszarach rozproszonych w cieczy. Energia towarzysząca uwalnianiu się gazu z roztworu i następnie praca rozprężania gazu przejmowane są przez otoczenie, którym, w tym przypadku, jest roztwór. Tym samym proces uwalniania się gazu z cieczy jest bodźcem dla pojawienia się dodatkowych sił wewnętrznych, przewyższających siły wiążące cząsteczki cieczy i, w konsekwencji, rozrywanie otoczenia mikropęcherzyków. Ciecz znajdująca się w takiej objętości „burzy się”.

Opisany charakter uwalniania się gazu powinien zachodzić również w przypadkach, gdy ciecz znajduje się w innym stanie niż stan spoczynku, np. w ruchu. Powinien występować także, gdy w cieczy zachodzą równoległe inne procesy, np. rozpad strugi cieczy wypływającej z dyszy, tzn. rozpad wywołany samym przepływem. W tym przypadku ekspansja stanowić będzie dodatkowy czynnik fizyczny, wspomagający

obtain the fuel spraying, which can at least be compared with the one obtained by the high pressure systems, at keeping the injection pressure value insignificantly different from the one met in the traditional systems currently used, i.e. at the level of 50 MPa. It is widely known that gases weakly dissolve in liquids and that the amount of dissolved gas strongly depends on the pressure and the temperature at which that dissolution occurs [1]. If we consider the volume in which there are some specified liquid and gas masses separated by a conventional impermeable partition then, after removing that partition and reaching the state of balance, the volume of gas that will be dissolved in a liquid will decrease the volume occupied by gas at a given pressure. The state of balance (equilibrium) means that in the whole considered volume the thermodynamic potential of the gaseous phase and the formed solution of gas in the liquid has been balanced. This pressure is called a balance pressure. When too large an amount of gas is used the solution will reach a state of saturation and the excess gas will stay at appropriate volume in accordance with the actual physical conditions. In case the gas amount is insufficient for getting the state of saturation at the decrease of volume the whole gaseous phase will be transmitted to the solution, which will fill up the whole considered volume.

It is characteristic for such a solution that at reducing the pressure (at the transition to a lower level of the balance pressure) the excess of the gas dissolved in a liquid releases spontaneously from the whole volume at the same time. The reason for the spontaneous gas releasing is loss of the state of balance. The decrease of pressure is accompanied by an associated decrease of the thermodynamic potential. Thus, a negative pressure gradient is a thermodynamic stimulus causing a release of gas from the solution. The gas release rate is connected with a rate of a stimulus change. The atoms (or molecules) of gas in a solution are homogeneously dispersed in the whole volume of a liquid. Releasing simultaneously from the whole volume they form the scattered micro-bubbles, which expand and have a tendency to aggregate. Owing to it the division of the occupied volume into two parts takes place: the solution occupies one part and the second part is occupied by gas. However, if the pressure drop is performed in a dynamic way, the micro-bubbles will not manage to aggregate into one volume and the expansion of gas takes place in micro-regions scattered in liquid. Thereby the process of releasing the gas from a liquid stimulates occurring the additional internal forces exceeding the forces bonding the liquid molecules, and, consequently, bursting the environment of micro-bubbles. The liquid filling such volume “effervesces” (“bubbles”).

The described process of the release of gas should also take place in cases when a liquid is in a state other than a standstill – in motion, for example. This process should also be noted when in a liquid some other processes proceed in parallel – the dispersion of the liquid stream flowing out from the nozzle, for example i.e. the dispersion caused by the flow itself. In this case the expansion is an additional physical factor, which improves the performed dispersion

zachodzący rozpad strugi. Proces taki powinien zachodzić niezależnie od rodzaju użytego gazu i rodzaju cieczy, jak również niezależnie od ilości cieczy. Przy roztworach nasyconych powinien zachodzić nawet w najmniejszych kropelkach cieczy. W tym ostatnim przypadku ekspansja gazu zachodząca w mikropęcherzykach znajdujących się wewnątrz kropli jest dodatkowym czynnikiem rozrywającym krople. Kierując się intuicją można stwierdzić, że skutek ilościowy tego procesu zależeć powinien zarówno od ilości jak i rodzaju rozpuszczonego gazu.

Podczas wtrysku paliwa w studzience rozpylacza panuje wysokie ciśnienie; znacznie przekracza ono ciśnienie otwarcia iglicy rozpylacza. Pomiędzy studzienką rozpylacza, z której paliwo wypływa, a komorą spalania – ośrodka, do którego paliwo trafia, istnieje znaczna różnica ciśnień. Wypływ paliwa odbywa się na bardzo małej drodze (długości otworków rozpylacza) i w bardzo krótkim czasie. Jednocześnie połączenie tych czynników oznacza bardzo dużą szybkość zmiany ciśnienia w czasie wtrysku, a więc i bardzo duży gradient potencjału termodynamicznego. Jeżeli zatem do studzienki rozpylacza doprowadzić roztwór paliwa z gazem, to istnieją fizyczne przesłanki aby podczas wypływu paliwa przez otworki rozpylacza rozpuszczony w paliwie gaz, na skutek gwałtownego spadku potencjału termodynamicznego na drodze wypływu, a więc na skutek silnego zachwiania stanu równowagi roztworu, zaczął równie gwałtownie uwalniać się z roztworu. Tym samym opisany mechanizm powinien wywołać rozrywanie kropli paliwa od wewnątrz. Zatem stanowić będzie dodatkowy czynnik wspomagający istniejący mechanizm rozpylenia.

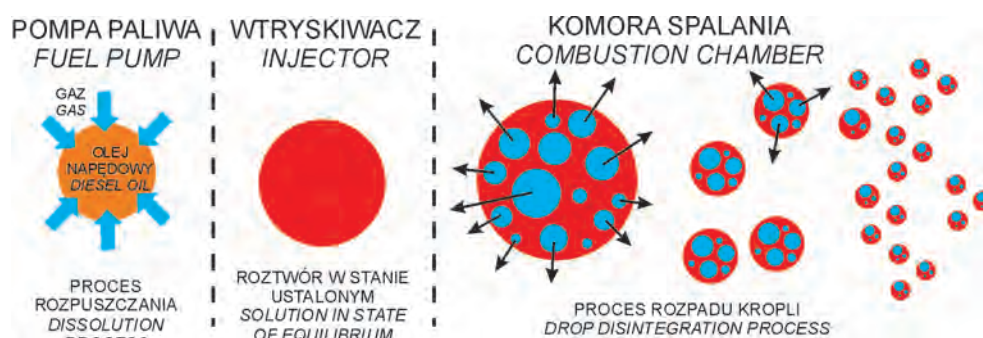
Zgodnie z przedstawioną koncepcją w części wysokociśnieniowej układu wtryskowego (od pompy wysokiego ciśnienia aż do otworków rozpylacza) ciśnienie powinno być utrzymywane na takim poziomie, aby gaz nie mógł uwolnić się z roztworu. W tej części układu paliwo z gazem powinno stanowić jednorodny roztwór. Uwalnianie się gazu, połączone z ekspansją, powinno nastąpić dopiero poza rozpylaczem, aby na drodze wypływu paliwa z rozpylacza wspomagać rozpad kropli. Proces ten zilustrowano jakościowo na rys. 1.

3. Uwagi do przedstawionej koncepcji

W przypadku układu paliwowego silników spalinowych, szczególnie w zastosowaniu trakcyjnym, o przydatności rodzaju gazu wykorzystanego do wspomagania procesu rozpylenia decydują dwa czynniki: łatwa dostępność w otoczeniu silnika i zdolność do rozpuszczania się w oleju napędowym. Nie powinien to być gaz, z którego wykorzystaniem wiąże się konieczność wyposażania układu zasilania silnika w dodatkową instalację, zbiornik itp. Dobra

of the stream. Such process should proceed regardless of the type of the applied gas and liquid, and also regardless of the amount of the liquid. In case of the saturated solutions it should proceed even in the smallest droplets of a liquid. In the latter case the expansion of gas proceeding in the micro-bubbles inside the droplets is an additional factor that bursts the droplets. Based on the intuition it can be stated that the quantitative effect of this process should depend both on the amount and type of the dissolved gas.

During the injection of fuel there is a high pressure in a sac-hole; it is significantly higher than the opening pressure of the nozzle needle. There is a significant difference in pressure between the sac-hole, from which the fuel is flowing out, and the combustion chamber – the environment, which the fuel is directed to. The fuel outflow takes place on a very short distance (length of the nozzle holes) and in a very short time. The simultaneous combination of these factors means a very high rate of the pressure change during an injection, thus a very high gradient of the thermodynamic potential. Therefore, if the fuel with gas solution is delivered to the sac-hole there are some physical circumstances so that the gas dissolved in fuel could suddenly start to release from the solution during the fuel outflow through the nozzle holes as a result of a sudden thermodynamic potential drop on the way of outflow, thus as a result of a strong loss of the state



of balance of the solution. Thereby, the described mechanism should cause the bursting of the fuel droplets from the inside. Therefore, it will be an additional factor supporting the actual mechanism of spraying

In accordance with the presented concept, in a high-pressure part of the injection unit (from a high pressure pump as far as to the nozzle holes) pressure should be kept at such a level so that the gas could not be released from the solution. In this part of the unit the fuel with gas should be a homogenous solution. The release of gas, combined with expansion, should take place only after the nozzle, in order to support the subdivision of droplets on a way of the fuel outflow from the nozzle. The qualitative illustration of this process is given in Fig. 1.

3. Remarks on the presented concept

In the case of the diesel engine fuel system, especially in

rozpuszczalność oznacza, że w stanie nierównowagowym uwolni się bezwzględnie jego większa ilość i tym samym powinien być większy ilościowo jego wpływ na rozpylenie. Miarą zdolności gazu do rozpuszczania się w cieczy jest współczynnik rozpuszczania. Zatem użyty gaz powinien charakteryzować się możliwie dużym współczynnikiem rozpuszczalności.

Z uwagi na dostępność praktyczne zastosowanie do wspomagania procesu rozpylenia paliwa mogą mieć tylko dwa gazy: powietrze – pobierane bezpośrednio z otoczenia silnika lub spaliny – pobierane wprost z kolektora wydechowego. Ze względu na obecność znacznej ilości CO_2 (ilość zależy od obciążenia silnika) spaliny mogą okazać się bardzo interesującym gazem, bowiem CO_2 charakteryzuje się jedną z najwyższych spośród gazów zdolnością do rozpuszczania w cieczach. W literaturze [2] istnieją jedynie dane na temat wartości współczynników rozpuszczalności związków chemicznych. Niestety, zarówno paliwo pełniące rolę rozpuszczalnika, jak i powietrze czy spaliny, będące gazem rozpuszczanym, stanowią konglomerat związków chemicznych. Opierając się na danych istniejących [2] można stwierdzić, że CO_2 rozpuszcza się w cieczach kilkadziesiąt razy lepiej niż np. powietrze. Nie ma przeciwwskazań aby sądzić, że tendencja ta odnosić się będzie również do oleju napędowego.

Zważywszy na rząd wymaganych w układzie paliwowym ciśnień (kilkadziesiąt MPa), gaz powinien być doprowadzony do paliwa w części niskociśnieniowej układu i razem z paliwem sprężany do poziomu ciśnienia panującego w części wysokociśnieniowej układu. Wspomniany poziom ciśnienia wymusza zastosowanie pompy wysokiego ciśnienia typu wporowego, analogicznie jak ma to miejsce w konwencjonalnym układzie zasilania. Nie można natomiast wykorzystać bezpośrednio istniejących pomp i to z dwóch powodów. Po pierwsze, jeżeli gaz i paliwo doprowadzone zostaną do sekcji tłoczącej pompy w czasie suwu ssania a proces rozpuszczania w paliwie zrealizowany zostanie podczas sprężania, to pompa wysokiego ciśnienia musi mieć zdecydowanie inne proporcje w porównaniu do pomp istniejących. Należy bowiem uwzględnić fazę sprężania gazu. W przypadku powietrza, aby uzyskać ciśnienie końca sprężania rzędu 20 MPa, stopień sprężania sekcji tłoczącej pompy nie może być mniejszy od 45.

Po drugie, wtrysk paliwa realizowany jest od momentu, gdy siła parcia ciśnienia na iglicę rozpylacza pokona siłę napięcia sprężyny. Ze względu na obecność gazu nastąpi to w końcowej fazie sprężania, kiedy tłoczek pompy wtryskowej znajduje się w pobliżu górnego, zwrotnego położenia a prędkość tłoczenia maleje do zera. Należy zatem albo wykluczyć bezpośrednie połączenie wtryskiwacza z sekcją tłoczącą (jak ma to miejsce w układzie konwencjonalnym) albo zmienić sposób napędu tłoczka pompy. Każdy napęd krzywkowy charakteryzuje się tym, że w końcowej fazie tłoczenia prędkość tłoczenia spada do zera. Oznacza to jednocześnie zmniejszanie do zera wydatku sekcji i nieuchronne zmniejszanie się do zera prędkości wypływu paliwa przez otwórki rozpylacza. Tym samym zanika mechanizm rozpy-

the traction applications, a suitability of a given type of gas used for the spraying process improvement is mainly decided by two factors, namely its accessibility in the engine environment and ability to be dissolved in fuel oil. It should not be a gas the use of which needs the engine supply system to be equipped with the additional system, tank etc. Fine solubility means that in the non-equilibrium conditions definitely greater amount of gas will be released and thereby, the effect of gas on the spraying should be quantitatively greater. The coefficient of solubility is a measure of the ability of gas to be dissolved in a liquid. Thus, the applied gas should be characterized by a possibly high value of the solubility.

Considering the availability, only two gases can be used for the improvement of the fuel spraying process: air – taken directly from the engine environment or exhaust gas – taken directly from the exhaust manifold. Due to a significant amount of CO_2 in the exhaust gas (the amount of CO_2 is dependent on the engine load) the exhaust gas can be a very felicitous one in this matter as CO_2 is characterized by one of the highest solubility in liquids. In the available literature [2] there are only data on the coefficient of solubility of pure compounds. Unfortunately, both fuel oil, playing a role of solvent, and air or exhaust gas being the dissolved gases, are a conglomerate of chemical compounds. Basing on the available data [2] it can be stated that CO_2 dissolves in liquids a few dozen times better than air. There are not any contradictions to expect that this tendency is also characteristic of fuel oils. Considering the order of magnitude of pressures desirable in the fuel system (a few dozen MPa), gas should be delivered to fuel in a low-pressure part of the fuel system and then compressed together with fuel to a value of the high-pressure part level. The mentioned pressure level forces the use of a high pressure pump of a positive displacement type, similarly to the situation existing in a traditional fuel system. However, already existing pumps cannot be directly used owing to two following reasons. First, if gas and fuel are supplied to the delivery section of a pump during the suction stroke and the process of dissolving in fuel is realized during the compression, the high pressure pump must definitely have different proportions than the contemporary pumps as the compression phase of the gas should be taken into consideration. As for the air to get the terminal compression pressure of 20 MPa, the compression ratio of the pump delivery section cannot be lower than 45.

Secondly, the fuel injection is realized from a moment when the pressure acting on the nozzle needle is higher than the spring tension. Due to the presence of gas, it will happen at the end of compression when pump plunger is close to the top dead center and the delivery rate approaches zero. Therefore, either the direct connection between the injection valve and the delivery section (of a traditional system) should be eliminated or the solution of the pump plunger drive should be modified. Every cam drive is characterized by the fact that during the final phase of pumping (delivery) the delivery rate approaches zero. It also means that the delivery of a section approaches zero and the velocity of fuel outflow through the nozzle holes also inevitably approaches

lenia wywołany prędkością przepływu paliwa przez otwórki, co wyklucza zastosowanie mechanizmu krzywkowego. Z drugiej strony trudno jest sobie wyobrazić realną konstrukcję wysokociśnieniową, charakteryzującą się nieciągłością prędkości w momencie zakończenia tłoczenia. Rozwiązaniem odpowiednim dla wykorzystania gazu w paliwie wydaje się być jedynie układ zasobnikowy. W układzie tym proces wtrysku nie jest związany z ruchem tłoczka pompy. Dzięki połączeniu wtryskiwacza z zasobnikiem wtrysk zrealizowany jest na skutek różnicy ciśnień panujących w objętości studzienki rozpylacza i objętości komory spalania, zaś moment otwarcia wtryskiwacza nie jest uzależniony od fazy tłoczenia pompy, jak to ma miejsce np. w układzie konwencjonalnym. W części wysokociśnieniowej układu, począwszy od pompy wysokiego ciśnienia aż do rozpylacza (łącznie z zasobnikiem) ze względu na wysokie ciśnienie nie ma warunków fizycznych dla uwalniania się gazu z paliwa. W związku z tym można zastosować pompę wyporową, a do napędu tłoczka nie jest konieczna specjalnie kształtowana krzywka. Wydaje się, że napęd tłoczka może być zrealizowany za pomocą zwykłego mimośrod.

Wprowadzenie gazu do oleju napędowego powinno wywołać zmiany energetyczne procesu sprężania. Fakt ten wynika chociażby z różnic proporcji sekcji tłoczącej S/D (skok/średnica tłoczka). Jeżeli jako odniesienie przyjąć pompę konwencjonalną silnika trakcyjnego o proporcji $6/8$ [mm], to przy obecności gazu i założeniu takiej samej średnicy tłoczka jego skok powinien wynosić około 35 [mm] (dla podniesienia ciśnienia w końcu sprężania samego gazu do poziomu wymaganego napięciem wstępnym sprężyny wtryskiwacza).

Przytoczone dotychczas rozważania miały charakter jakościowy. W oparciu o nie można stwierdzić, że oczekiwania związane z obecnością gazu w paliwie w zakresie poprawy rozpylenia są prawdopodobne. Natomiast nie można określić, w jakim stopniu oczekiwania te zostaną spełnione. Koniecznym jest dokonanie przynajmniej oszacowania ilościowego. Należy postawić pytanie jak istotne zmiany energetyczne wywoła wprowadzenie gazu do paliwa? Jeżeli zmiany energetyczne procesu sprężania będą istotne, to muszą się przełożyć na istotne zmiany w przebiegu rozpylenia. Fakt ten stanowić będzie uzasadnienie dla wprowadzenia do praktycznego zastosowania opisywanej koncepcji. Jeżeli jednak wprowadzenie gazu nie wywoła istotnych zmian energetycznych wtryskiwanego paliwa, to należy sądzić, że opisywany jakościowo mechanizm wspomagania rozpylenia, aczkolwiek logiczny i nie pozostający w sprzeczności z obowiązującymi prawami, nie wprowadzi istotnych zmian w mechanizmie rozpylenia i należy zaniechać dalszych prac nad jego rozwojem.

4. Zmiany energetyczne procesu sprężania

Proces sprężania powoduje zmianę potencjału termodynamicznego sprężanego czynnika. W związku z tym można postawić pytanie o ile zmieni się potencjał termodynamiczny sprężania, jeżeli zamiast czystego paliwa nastąpi sprężanie roztworu paliwa z gazem. Potencjał termodynamiczny wyrażany jest najczęściej poprzez entalpię właściwą. W ana-

zero. Thereby, the spraying mechanism caused by the speed of fuel flow through the holes decays and this fact eliminates the possibility of using the cam mechanism. On the other side it is difficult to imagine any real high-pressure design characteristic due to its discontinuity of speed at the end of delivery (pumping). It seems that the only design solution suitable for using gas in the fuel can be the accumulator system. In this system the injection process is not connected with a movement of a pump plunger. Owing to the connection between the injection valve and the accumulator the injection is made as a result of the difference of pressures in the sac-hole and the combustion chamber volume, and the moment of the injection valve opening is not dependent on the pump delivery phase just as it is in the CR system, for example. In a high-pressure part of the system, starting from the high pressure pump up to the spray nozzle (including the accumulator) because of high pressure there are not any physical conditions for the gas release from the fuel. In such a situation a positive-displacement pump can be applied and any specially shaped cam is not necessary for driving the plunger. It seems that the plunger drive can be realized by use of a simple eccentric (circular cam).

Adding gas to the fuel oil should cause a change of the compression process. This fact results even from the differences in the delivery section proportion S/D (stroke/plunger diameter). If we assume a traditional pump of $6/8$ [mm] ratio for the traction engine as a reference solution then at presence of gas and assuming such a same diameter of plunger, its stroke should be of about 35 [mm] (in order to increase the fuel-gas compression pressure value to a level determined by the pre-tension of the injection valve spring).

The considerations mentioned above are of the qualitative nature. Relying on those considerations it cannot be stated that the expectations related to the presence of gas in the fuel as to the improvement of spraying are confirmable. However, it cannot be determined to what extent these expectations will be realized. It is necessary to perform at least some quantitative evaluation. A question arises how important are the energetic changes caused by adding gas to the fuel. If the energetic changes of the compression process are significant they have to cause the significant changes in the spraying performances. However, if the addition of gas does not cause any significant energetic changes in the injected fuel, it should be believed that this qualitatively described mechanism of the spraying improvement, even logical and not contradicting the existing rules, will not involve any significant changes in the spraying mechanism and any further works on its development should be discontinued.

4. The energetic changes of the compression process

The compression process causes a change of a thermodynamic potential of the compressed medium. In this connection a problem can be stated – what change will take place in the thermodynamic compression potential if instead of the pure fuel the compression of the solution of fuel with gas will occur. The thermodynamic potential is most often

lizowanym przypadku celem analizy jest określenie zmian entalpii swobodnej W oparciu o I zasadę termodynamiki dla objętości V można zapisać

$$dW = dQ_{el} + dW_{el} + dW_{fr} + dW_{other} \quad (1)$$

gdzie: dH – zmiana entalpii na skutek zmiany ciśnienia dp , Q_{el} i W_{el} – elementarne ciepło i elementarna praca nieobjętościowa (każda praca nie związana ze zmianą objętości, np. praca tarcia itp.), doprowadzone do analizowanej objętości V podczas sprężania.

Zakładając, że proces sprężania jest adiabatyczny i do układu nie doprowadzono pracy nieobjętościowej, tzn.:

$$dW = dQ_{el} = 0 \quad (2)$$

przy zmianie ciśnienia od wartości p_1 do wartości p_2 zmianę entalpii można wyliczyć jako

$$\Delta H = H_2 - H_1 = \int_1^2 dH \quad (3)$$

W przypadku cieczy podczas całego procesu sprężania w objętości V znajduje się tylko jedna faza. Natomiast w przypadku cieczy i gazu na początku sprężania, przy ciśnieniu p_1 , w objętości V muszą istnieć dwie fazy: ciekła i gazowa. W miarę wzrostu ciśnienia wywołanego zmianą objętości V oprócz sprężania fazy ciekłej i gazowej zachodzi równoległy proces rozpuszczania gazu w cieczy. Tym samym ubywa masy i zmniejsza się objętość fazy gazowej oraz zmienia się masa i skład fazy ciekłej. Powstaje roztwór o zmieniającym się stężeniu. Po całkowitym rozpuszczeniu gazu w paliwie faza gazowa zanika i sprężany jest tylko roztwór o stałym stężeniu. Ze względu na odmienną postać matematyczną równania stanu dla fazy ciekłej i fazy gazowej całkowanie wyrażenia (3) należy podzielić na dwie części. W pierwszej - zmiana entalpii całkowitej objętości V wyrażona jest przez sumę zmian entalpii fazy ciekłej i entalpii fazy gazowej. Górna granica całkowania równa jest ciśnieniu p_z , przy którym zanika faza gazowa. W części drugiej istnieje tylko faza ciekła (roztwór), a granice całkowanie obejmują przedział od ciśnienia p_z do ciśnienia wtrysku p_w .

4.1. Równanie stanu fazy ciekłej

Równanie stanu fazy ciekłej najłatwiej uzyskać można wychodząc z definicji współczynnika ściśliwości χ [1]:

$$\chi = - \left(\frac{1}{V_m} \right) \cdot \left(\frac{\partial V_m}{\partial p} \right) \quad (4)$$

gdzie V_m oznacza objętość molową, w tym przypadku oleju napędowego. W praktyce, szczególnie przy rozważaniu cieczy, zamiast współczynnika ściśliwości częściej korzysta się z jego odwrotności, modułu ściśliwości. Wprowadzając moduł ściśliwości B i zakładając, że poszukiwany związek $V(p)$ zależy tylko od ciśnienia, zależność (4) można zapisać jako

expressed in terms of a specific enthalpy. Based on the first law of thermodynamics for a volume V it can be written:

$$dW = dQ_{el} + dW_{el} + dW_{fr} + dW_{other} \quad (1)$$

where: dH – change of enthalpy as a result of a change of pressure dp , Q_{el} and W_{el} – elementary heat and elementary non-volumetric work (every work not connected with a change of volume, work of friction, for example etc.) applied to the considered volume V during the compression.

Assuming that the compression process is adiabatic and no non-volumetric work is added to a system i.e.,

$$dW = dQ_{el} = 0 \quad (2)$$

at change of pressure from a value p_1 to a value p_2 a change of enthalpy can be calculated as

$$\Delta H = H_2 - H_1 = \int_1^2 dH \quad (3)$$

As for the liquid during the whole compression process only one phase is of volume V . As for the liquid and gas at the initial compression, at pressure p_1 , two phases: liquid and gaseous must be of volume V . As pressure increases as a result of a change of the volume V in addition to the compression of liquid and gaseous phases in parallel the process of dissolving gas in a liquid occurs. Thus, there is less and less mass and the gaseous phase volume decreases and the mass and the composition of the liquid phase change. A solution of changing concentration is formed. After complete dissolving gas in the fuel the gaseous phase disappears and a solution of constant concentration is compressed. Due to a different mathematical form of an equation of state for the liquid phase and the gaseous phase the integration of the expression (3) should be divided into two parts. In the first part – a change of enthalpy of the whole volume V is expressed by a sum of changes of the enthalpy for a liquid phase and the enthalpy for a gaseous phase. The upper integration limit equals to pressure p_z at which the gaseous phase disappears. In the second part there is only a liquid phase (a solution) and the integration limits cover the range from pressure p_z to the injection pressure p_w .

4.1. Liquid phase state equation

When starting from a definition of the coefficient of compressibility c [1] the equation of state for a liquid phase can be most easily obtained:

$$\chi = - \left(\frac{1}{V_m} \right) \cdot \left(\frac{\partial V_m}{\partial p} \right) \quad (4)$$

where V_m is a molar volume – here the fuel oil volume. In practice, especially when considering a liquid, instead of the coefficient of compressibility its reciprocal value, i.e. a compression modulus is used more often. Introducing the modulus of elasticity (compression modulus) B and assuming that the demanded relation $V(p)$ depends only on the pressure, the relation (4) can be written as:

$$\frac{B(p)}{B(p_0)} = \frac{B(p_0)}{B(p_0)}$$

(5)

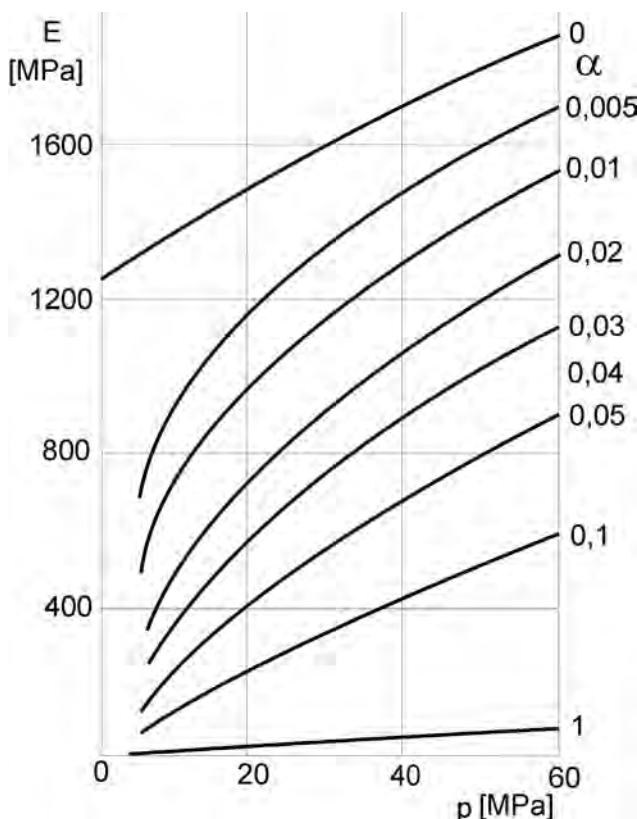
W układach hydraulicznych pracujących przy relatywnie niskich ciśnieniach na ogół przyjmuje się, że $B = \text{const}$. W przypadku aparatury wtryskowej występujący podczas normalnej pracy poziom ciśnienia nie pozwala na dokonanie takiego uproszczenia. W ogólności moduł ściśliwości jest funkcją ciśnienia i temperatury. Ponieważ temperatura pracy układu wtryskowego zmienia się w niewielkim zakresie przyjmuje się często, że proces tłoczenia odbywa się w warunkach izotermicznych a funkcję $B(p)$ przedstawia się w postaci:

$$B(p) = a + b \cdot p, \quad (6)$$

gdzie a i b są współczynnikami wyznaczanymi empirycznie.

W przypadku roztworu oleju napędowego z gazem funkcja $B(p)$ traci charakter liniowy. Dla oszacowania zmian potencjału termodynamicznego paliwa z powietrzem, do opisu zależności $B(p)$ wykorzystano przebiegi zamieszczone w [3, s. 431], pokazane na rys 2. Przedstawione krzywe zmian modułu ściśliwości oleju napędowego z powietrzem w funkcji ciśnienia opisać można wielomianem o postaci:

$$B(p) = a + b \cdot p + c \cdot p^2, \quad (7)$$



For the hydraulic systems operating at relatively low pressures it is usually assumed that $B = \text{const}$. In the case of the injection equipment the pressure level existing during its normal operation does not allow for such a simplification. In general, the modulus of elasticity (compression modulus) is a function of pressure and temperature. As the injection system operation temperature varies within a small range, it is often assumed that the process of delivery takes place at the isothermal conditions and the function $B(p)$ can be expressed in a form

$$B(p) = a + b \cdot p, \quad (6)$$

where a and b are the coefficients which can be empirically determined.

For the solution of fuel oil with gas the function $B(p)$ loses its linear form. To perform the evaluation of the thermodynamic potential for the fuel with air, the performance characteristics presented in [3, p. 431] and shown in Fig. 2 were used in order to describe the relation $B(p)$. The presented curves of changes of the compression modulus (modulus of elasticity) for the fuel oil with air as a function of pressure can be expressed in a form of a polynomial:

$$B(p) = a + b \cdot p + c \cdot p^2, \quad (7)$$

where the values of coefficients a , b and c depend on the amount of air dissolved in the fuel. In this case the amount of air in fuel oil is determined by the coefficient of volume fraction defined as:

$$\alpha = \frac{V_{\text{air}}}{V_{\text{fuel}} + V_{\text{air}}}, \quad (8)$$

For $\alpha = 0,005$, for example, the coefficients of polynomial are as follows: $a = -0,1286$; $b = 24,971$; $c = 666$.

When taking the above values into consideration the equation (5) in case of the fuel without gas and the fuel with air can be expressed in the following form:

$$\frac{B(p)}{B(p_0)} = \frac{a + b \cdot p + c \cdot p^2}{a + b \cdot p_0 + c \cdot p_0^2} \quad \text{and} \quad (9)$$

Respectively, when substituting:

$$= \frac{a + b \cdot p + c \cdot p^2}{a + b \cdot p_0 + c \cdot p_0^2}, \quad \text{where from} \quad = \frac{a + b \cdot p + c \cdot p^2}{a + b \cdot p_0 + c \cdot p_0^2}, \quad (10)$$

the equation (9) for the fuel without air can be simplified to an expression:

gdzie wartości współczynników a , b i c zależą od ilości powietrza rozpuszczonego w paliwie. W tym przypadku ilość powietrza znajdującego się w oleju określono współczynnikiem udziału objętościowego powietrza, zdefiniowanym jako:

$$\alpha = \frac{V_{\text{p}}}{V_{\text{p}} + V_{\text{f}}} \quad (8)$$

Przykładowo dla $a=0,005$ współczynniki wielomianu przyjmują postać: $a = -0,1286$; $b = 24,971$; $c = 666$.

Uwzględniając powyższe wartości równanie (5) dla przypadku paliwa bez gazu i przypadku paliwa z powietrzem przyjmie postać:

$$\frac{1}{p} = -\frac{1}{C} + \frac{1}{C^2} \quad (9)$$

Stosując podstawienie:

$$= \dots + \dots, \text{ skąd } = \dots \quad (10)$$

równanie (9) dla przypadku paliwa bez powietrza można uprościć do postaci:

$$\frac{1}{p} = -\frac{1}{C} \quad (11)$$

dla której można obliczyć całkę. Granice całkowania powinny obejmować przedział zmian ciśnienia, w jakim pracuje układ wtryskowy. Zatem w dolnej granicy ciśnienie ma wartość zbliżoną do ciśnienia otoczenia p_0 , zaś objętość V_0 wynika ze średnicy i skoku tłoczka pompy wysokiego ciśnienia. W górnej granicy całkowania ciśnienie osiąga wartość p_w , zaś objętość – wartość V . Uwzględniając powyższe oznaczenia rozwiązanie równania (9) można przedstawić w postaci:

$$= -\frac{1}{C} + \dots \quad (11)$$

gdzie C jest stałą całkowania; dla ułatwienia obliczeń ujęto ją w postaci $\ln$.

Wykorzystując właściwości logarytmu można napisać:

$$= \left(\frac{1}{C} \right)$$

co pozwala obustronnie uwolnić się z logarytmu. Wracając do zmiennej pierwotnej (10) otrzymuje się:

$$= \dots + \frac{1}{C}$$

Wartość stałej całkowania C obliczyć można z warunku początkowego. Dla $p = p_0$ objętość zajmowana przez paliwo wynosi V_{p0} . Zatem

$$\frac{1}{p} = -\frac{1}{C} + \dots$$

for which the integral can be calculated. The integration limits should cover a range of pressure changes in which the injection system is operated. Thus, at the lower integration limit the pressure value is close to the ambient pressure p_0 , whereas the volume value V_0 results from the diameter and plunger stroke values of the applied high pressure pump. At the upper integration limit the pressure reaches the value p_w and volume – the value V . Taking the above symbols into consideration, the solution of the equation (9) can be expressed in the following form

$$h = -\frac{1}{C} \cdot h + h \quad (11)$$

where C is the integration constant; to make the calculation easier the solution is expressed in a logarithmic form $\ln$. Based on the features of a logarithm it can be expressed in the form of

$$h = h \left(\frac{1}{C} \right)$$

which allows to free both sides of the equation from the logarithmic form. Returning to the primary variable (10) an

expression: $= \dots \cdot (\dots + \dots)^{\frac{1}{C}}$ is obtained. The

value of the integration constant C can be calculated from the initial condition. For $p = p_0$ the volume occupied by fuel is V_{p0} . Thus

$$= \frac{1}{(\dots + \dots)^{\frac{1}{C}}}$$

and the equation of state for the liquid phase of fuel oil without gas can be expressed in a form:

$$= \frac{1}{(\dots + \dots)^{\frac{1}{C}}} \cdot (\dots + \dots)^{\frac{1}{C}} \quad (12)$$

In the case of the fuel/gas solution the result of the integration of the equation (9) depends on the sign of the difference: $^2 -$ [5]. For the values of the coefficient

presented above this difference is negative and the result of the integration can be expressed in the following form:

$$= \frac{1}{(\dots + \dots)^{-1}}$$

i równanie stanu dla fazy ciekłej paliwa bez gazu przyjmie postać:

$$= \frac{1}{(\dots + \dots)^{-1}} \cdot \dots + \frac{1}{\dots} \quad (12)$$

W przypadku roztworu paliwa z gazem wynik całkowania równania (9) zależy od znaku różnicy:

$$^2 - \dots \quad [5].$$

Dla przytoczonych wartości współczynników różnica ta ma znak dodatni i wynik całkowania ma postać:

$$= -\frac{1}{2\sqrt{^2 - \dots}} \cdot \left| \frac{\dots + \dots + \sqrt{^2 - \dots}}{\dots + \dots - \sqrt{^2 - \dots}} \right| + \dots \quad (13)$$

Postępując analogicznie jak dla przypadku paliwa bez gazu należy uwolnić się obustronnie z logarytmów. Stałą całkowania C obliczyć można dla chwili zaniku fazy gazowej (faza gazowa w pełni przeszła w stan roztworu) ciśnienie wynosi $p = p_z$, zaś z uwagi na niewielką ściśliwość fazy ciekłej można założyć, że objętość zajmowana przez roztwór równa jest objętości paliwa bez gazu V_{po} . Uwzględniając powyższe i dokonując elementarnych przekształceń uzyskuje się równanie o postaci:

$$= \frac{1}{2\sqrt{^2 - \dots}} \cdot \left| \frac{\dots + \dots + \sqrt{^2 - \dots}}{\dots + \dots - \sqrt{^2 - \dots}} \right| - \frac{1}{2\sqrt{^2 - \dots}} \cdot \left| \frac{\dots + \dots + \sqrt{^2 - \dots}}{\dots + \dots - \sqrt{^2 - \dots}} \right| \quad (14)$$

Postać (14) stanowi równanie stanu roztworu paliwa z gazem, które wykorzystać można do obliczenia zmiany entalpii roztworu podczas sprężania, wyrażonej równaniem (2).

Dla przypadku paliwa bez gazu cała objętość V_0 wypełniona jest jednorodną cieczą. Zatem sprężaniu podlega tylko paliwo i dla obliczenia entalpii wystarczy podstawić zależność (12) do (2), a następnie obliczyć całkę w granicach od ciśnienia otoczenia p_0 do ciśnienia p_w występującego w czasie wtrysku.

Dla przypadku paliwa z gazem sytuacja jest bardziej złożona. Jeżeli założyć, że proces rozpuszczania gazu w paliwie

$$h = -\frac{1}{2\sqrt{^2 - \dots}} \cdot \left| \frac{\dots + \dots + \sqrt{^2 - \dots}}{\dots + \dots - \sqrt{^2 - \dots}} \right| + h \quad (13)$$

Acting similarly, as in the case of the fuel without gas, both sides of the equation (13) should be freed from the logarithms. The constant of integration can be calculated for the decay time of the gaseous phase (the gaseous phase is fully transformed onto the solution) the pressure equals to $p = p_z$, and due to an insignificant compressibility of the liquid phase it can be assumed that the volume occupied by the solution equals to the fuel volume without gas, V_{po} . Taking the above into consideration and after performing some elementary re-arrangements for the equation, it can be expressed in the following form:

$$= -\frac{1}{2\sqrt{^2 - \dots}} \cdot \left| \frac{\dots + \dots + \sqrt{^2 - \dots}}{\dots + \dots - \sqrt{^2 - \dots}} \right| - \frac{1}{2\sqrt{^2 - \dots}} \cdot \left| \frac{\dots + \dots + \sqrt{^2 - \dots}}{\dots + \dots - \sqrt{^2 - \dots}} \right| \quad (14)$$

The expression (14) is the equation of state for fuel with gas solution, which can be applied to calculate the change of enthalpy of the solutions during compression expressed by the equation (2).

In case of the fuel without gas the whole volume V_0 is filled up with a homogeneous liquid. Thus, only the fuel is subject to compression and to calculate the enthalpy it is sufficient to put the relation (12) into the relation (2), and then to calculate the integral under the limits of integration from the ambient pressure p_0 to the pressure p_w during the injection time.

The situation is more complex in the case of the fuel and gas scenario. If it is assumed that the process of dissolution of gas in the fuel proceeds in a pump, the volume V_0 is partly filled up with fuel. The undissolved gas will occupy a significantly larger part of this volume. Gas, decreasing the volume and consequently, increasing the pressure, will be passing to the liquid state and thus the volume occupied by it will be reduced to zero at the completed dissolving. From then on only the solution of the fuel with gas will be subject to compression. Thus, at the initial phase of the delivery process, two-phase medium is subject to compression and at the same time the liquid phase changes its composition (the concentration of gas increases) and the volume of the gaseous phase decreases. At the second phase, after the complete gas dissolving, the homogenous solution is being compressed. This fact should be taken into consideration when calculating the change of enthalpy during compression. Until the gas is completely dissolved an increase in enthalpy in the analysed volume should be considered as the sum of the increments

następować będzie w pompie, to objętość V_0 wypełniona jest paliwem tylko częściowo. Znacznie większą część tej objętości zajmować będzie nierozpuszczony gaz. W trakcie zmniejszania objętości i związanego z tym wzrostu ciśnienia gaz przechodzić będzie w stan roztworu i tym samym zajmowana przez niego objętość będzie zmniejszać się, aż do zera przy całkowitym rozpuszczeniu. Od tego momentu sprężaniu podlegać będzie tylko roztwór paliwa z gazem. Zatem w początkowej fazie procesu tłoczenia sprężaniu podlega czynnik dwufazowy, przy czym faza ciekła zmienia skład (zwiększa się stężenie gazu) a objętość fazy gazowej zmniejsza się. W drugiej fazie, po całkowitym rozpuszczeniu gazu, sprężany jest jednorodny roztwór. Fakt ten należy uwzględnić przy obliczaniu zmiany entalpii podczas sprężania. Do momentu całkowitego rozpuszczenia gazu przyrost entalpii w analizowanej objętości liczyć należy jako sumę przyrostów entalpii fazy ciekłej i fazy gazowej. Po zakończeniu rozpuszczania w objętości istnieje tylko faza ciekła. Entalpię fazy ciekłej można wyliczyć w oparciu o zależność (14), zaś dla fazy gazowej – w oparciu o powszechnie znane równanie stanu dla gazów.

4.2. Równanie stanu fazy gazowej

Proces sprężania gazu przebiega w otoczeniu cieczy, czynnika posiadającego duże ciepło właściwe i utajone ciepło parowania. W rzeczywistości konstrukcji następować będzie również odprowadzenie ciepła do ścianek pompy. Dla potrzeb oszacowania różnic efektu energetycznego założono, że w tych warunkach przebieg procesu sprężania będzie miał charakter izotermiczny. Dla uproszczenia obliczeń przyjęto również, że sprężany jest gaz doskonały ($R = \text{const}$). Dla początkowego położenia tłoczka pompy (stan oznaczony indeksem 0) i dowolnego momentu procesu równanie stanu można zapisać:

$$p \cdot V_g = m_g \cdot R \cdot T \quad (15)$$

gdzie m_g oznacza masę gazu, zaś V_g – część analizowanej objętości V , zajmowanej przez gaz. Chwilową wartość m_g można wyrazić, jako:

of enthalpy of the liquid and gaseous phases. When the dissolving is completed there is only one liquid phase in the volume, the enthalpy for a liquid phase can be calculated based on the relation (14) and for the gaseous phase – based on the widely-known equation of state for gases.

4.2. The gaseous phase state equation

The process of gas compression proceeds in a liquid environment in a medium having high specific heat and latent heat of vaporization. In a real construction a transmission of heat to the walls of a pump will also proceed. For the sake of evaluation of the differences in the energetic process it is assumed that in these conditions the compression process performance is of the isothermal nature. To simplify the calculation it is also assumed that the ideal gas is being compressed ($R=\text{const}$). For the initial position of the pump plunger (a state indexed with 0) and at any moment of the process the equation of state can be expressed in the following form:

$$p \cdot V_g = m_g \cdot R \cdot T \quad \text{and}$$

$$m_g = \frac{p \cdot V_g}{R \cdot T} \quad (15)$$

where m_g stands for the mass of gas, V_g – part of the considered volume V occupied by gas. The momentary value m_g can be defined as:

$$m_g = m_{g0} - \Delta m_g \quad (16)$$

and Δm_g means a mass decrement from the volume V_{g0} as a result of dissolving under the pressure p . Dividing both sides of the equations (15), taking (16) into consideration and re-arranging the equation an expression in the form of (17) can be obtained.

$$\frac{p \cdot V_g}{R \cdot T} = \frac{m_{g0} - \Delta m_g}{1} \quad (17)$$

The amount of gas which is passed to a solution can be determined based on the coefficient of solubility of gases in liquids $q [g/(100 g_{\text{pal}})]$ – it determines a number of grams of gas which can be dissolved in 100 g of fuel [1]. Based on the results of examinations performed by the authors [4], the coefficient of solubility of gases in the fuel oil as a function of pressure can be expressed by an approximate relation in a form of $q = a + b \cdot p + c \cdot p^2$. In case of air, if a

$a = 0,005$ it can be assumed that this relation is linear and expressed in a form of:

$$q = 0,00125 \cdot p \quad (18)$$

The gas volume V_g will change in accordance with the relation:

$$= -\Delta \quad (16)$$

gdzie Δm_g oznacza masę gazu, jaka ubyła z objętości V_{go} na skutek rozpuszczania pod ciśnieniem p . Dzieląc stronami równania (15) i uwzględniając (16) po przekształceniu otrzymuje się:

$$= \frac{-\Delta}{\dots} \quad (17)$$

Ilość gazu, jaka przeszła do roztworu wyznaczyć można w oparciu o współczynnik rozpuszczalności gazów w cieczach q [$g/(100 g_{pal})$] – określa on ilość gramów gazu, jaka rozpuści się w 100 g paliwa [1]. Wg badań wykonanych przez autorów [4] współczynnik rozpuszczania gazów w oleju napędowym w funkcji ciśnienia można opisać przybliżoną zależnością w postaci:

Dla powietrza, kiedy $a = 0,005$ można założyć, że zależność ta ma charakter liniowy w postaci:

$$= 0,00125 \cdot \dots \quad (18)$$

Objętość V_g gazu zmieniać się będzie zgodnie z zależnością:

$$= \frac{-0,00125 \cdot \dots}{\dots} \quad (19)$$

Wartość ciśnienia górnej granica całkowania (wartości ciśnienia p_z) dla okresu sprężania, przy którym cała faza gazowa przejdzie do roztworu, zależy zarówno od ilości paliwa jak i ilości gazu doprowadzonego do analizowanej objętości. Dla przypadku powietrza związek ten ma charakter pokazany na rysunku 3. W dalszej analizie wykorzystano uproszczenie liniowe o postaci:

$$= 6,5495 \cdot \dots + 9,8615 \quad (20)$$

Bezwzględna masa powietrza wykorzystanego dla potrzeb wspomagania rozpylenia zależy od masy paliwa m_p , jaka musi być dostarczona do obiegu dla uzyskania wymaganego momentu obrotowego oraz od przyjętej wartości q . Tym samym teoretycznie rozpatrywać można jej dowolną wartość m_g . Jednak w praktyce wartość ta wynikać będzie z przyjętej konstrukcji pompy wysokiego ciśnienia (wartości objętości V_o pompy) oraz ciśnienia po stronie zasilania gazem. Dla uzyskania zmiany ilości gazu doprowadzonego do dawki m_p należy zmienić wartość q . Wywoła to oczywiście sprzężoną równaniem (20) zmianę ciśnienia, przy którym cała faza gazowa przejdzie w stan roztworu. Z wzoru tego wynika wartość ciśnienia p_z , ustalająca granice całkowania: dla fazy gazowej jest to górna granica całkowania, a dla roztworu – dolna granica całkowania.

4.3. Związki wykorzystane do obliczenia zmiany

$$= \frac{-0,00125 \cdot \dots}{\dots} \quad (19)$$

The value of pressure of the upper integration limit (value of pressure p_z) for the compression cycle, at which the whole gaseous phase passes to the solution, depends both on the amount of fuel and the amount of gas delivered to the considered volume. In case of air this relation is of a nature shown in Fig. 3.

A linear reduction in a form of expression (20) is used in the further analysis.

$$(\dots) = 6,5495 \cdot \dots + 9,8615 \quad (20)$$

The absolute mass of air used for the reasons of the spraying improvement depends on the mass of fuel m_p , that must be supplied to a system in order to obtain the necessary torque, and on the assumed value q . Thereby, any value m_g can be theoretically considered. However, in practice, this value results from the assumed design of a high pressure pump (pump's volume V_o) and pressure on the gas supply side. To get the change of the amount of the delivered gas to a dose m_p the value q should be changed. It will obviously result in a pressure change in accordance with the equation (20) at which the whole gaseous phase will pass into the state of solution. The value of pressure p_z determining the integration limits results from this formulation; it is the upper integration limit for the gaseous phase and the lower integration limit for the solution.

4.3. The relations applied for calculation of the enthalpy changes

Taking into account the remarks and relations derived in the previous chapter the enthalpy changes during the compression can be calculated from the following relations::

a) For pure fuel:

$$\Delta \dots = \dots_2 - \dots_1 = \int \dots = \frac{\dots}{(\dots_0 + \dots)^{\frac{1}{\dots}}} \cdot \int (\dots + \dots)^{\frac{1}{\dots}} \quad (21)$$

where V_{po} stands for the initial volume occupied by fuel in a liquid phase;

b) For fuel/gas

1) Phase I for the liquid part. The upper integration limit equals p_z . As the value p_z is relatively small in comparison with p_w , the fact of forming the solution is omitted and the enthalpy increment ΔH_c is calculated as in the case of pure fuel.

2) Phase I for the gaseous part::

$$\Delta \dots = \dots_2 - \dots_1 = \dots \cdot \int \frac{-0,00125 \cdot \dots}{\dots}$$

entalpii

Uwzględniając uwagi i zależności wyprowadzone we wcześniejszych rozdziałach zmianę entalpii podczas sprężania można wyliczyć z następujących zależności:

a) dla czystego paliwa:

$$\Delta h_{\text{I}} = h_2 - h_1 = \int_{p_z}^{p_w} \frac{V_{\text{go}}}{(V_{\text{go}} + V_{\text{go}})^2} \cdot \int_{p_z}^{p_w} (V_{\text{go}} + V_{\text{go}})^{-1} \quad (21)$$

gdzie V_{go} oznacza objętość początkową zajmowaną przez paliwo w fazie ciekłej,

b) dla paliwa z gazem:

1) faza I dla części ciekłej. Górna granica całkowania równa jest p_z . Ponieważ wartość p_z jest stosunkowo mała w porównaniu do p_w zaniedbano fakt powstawania roztworu i przyrost entalpii ΔH_c liczono jak dla przypadku czystego paliwa;

2) faza I dla części gazowej:

$$\Delta h_{\text{I}} = h_2 - h_1 = \frac{-0.00125 \cdot p_w}{p_z} \cdot \int_{p_z}^{p_w} \frac{1}{p} \quad (22)$$

gdzie V_{go} oznacza objętość zajmowaną przez gaz, odpowiednią dla założonej dawki paliwa i przyjętej wartości współczynnika rozpuszczalności gazu w paliwie. Całkowity przyrost entalpii dla fazy I równy jest sumie:

$$\Delta h_{\text{I}} = \Delta h_{\text{I}} + \Delta h_{\text{I}} \quad (23)$$

3) faza II – w analizowanej objętości znajduje się roztwór a granice całkowania wynoszą: dolna – p_z , górna – p_w .

$$\Delta h_{\text{II}} = h_2 - h_1 = \frac{1}{2\sqrt{p_z}} \cdot \left[\frac{V_{\text{go}} + \sqrt{p_z - p_w}}{V_{\text{go}} - \sqrt{p_z - p_w}} \right] \cdot \int_{p_z}^{p_w} \frac{1}{2\sqrt{p_z - p_w}} \cdot \left[\frac{V_{\text{go}} + \sqrt{p_z - p_w}}{V_{\text{go}} - \sqrt{p_z - p_w}} \right] \quad (24)$$

i całkowita zmiana entalpii wyniesie:

$$\Delta h = \Delta h_{\text{I}} + \Delta h_{\text{II}}$$

4.4. Przykład liczbowy

Wyprowadzone zależności wykorzystano do obliczenia

(22)

where V_{go} stands for the volume occupied by gas appropriate for the assumed fuel dose and the assumed value of the coefficient of solubility of gas in fuel. The complete increment of enthalpy for the phase I equals to a sum:

$$\Delta h_{\text{I}} = \Delta h_{\text{I}} + \Delta h_{\text{I}} \quad (23)$$

3) Phase II – there is a solution in the considered volume and the integration limits are as follows: lower – p_z , upper – p_w .

$$\Delta h_{\text{II}} = h_2 - h_1 = \frac{1}{2\sqrt{p_z}} \cdot \left[\frac{V_{\text{go}} + \sqrt{p_z - p_w}}{V_{\text{go}} - \sqrt{p_z - p_w}} \right] \cdot \int_{p_z}^{p_w} \frac{1}{2\sqrt{p_z - p_w}} \cdot \left[\frac{V_{\text{go}} + \sqrt{p_z - p_w}}{V_{\text{go}} - \sqrt{p_z - p_w}} \right] \quad (24)$$

The total change of enthalpy is:

$$\Delta h = \Delta h_{\text{I}} + \Delta h_{\text{II}}$$

4.4. The numerical example

The derived relations were applied for calculating the energetic differences between the compression of fuel without gas and the compression of fuel with gas, while the air here is assumed as a gas. The amount of enthalpy, which should be delivered to the fuel during the process of compression, is calculated for the following example:

- For both cases the identical reference conditions are assumed: $p_0 = 100000$ [Pa], temperature $T_0 = 293$ [K],
- For both cases, a dose of fuel per one injection is $m_p = 100$ g and at density of $\rho = 830$ [kg/m³] occupies the volume $V_{\text{po}} = 0,00012$ [m³],
- The value of coefficient of solubility of air in fuel is assumed to be of $q = 0,003$ [g/100g_{pal}] which, at the assumed dose of fuel, determines the mass of used air

$$\text{of about: } = \frac{100}{100} = 0,00013 \text{ [kg],}$$

d) The volume occupied by air mass is $V_{\text{go}} = 0,00000246$ [m³] (calculated from the equation of state for the assumed reference conditions),

e) For the assumed value q , the pressure at which the decay of the gaseous phase is $p_z = 9,88$ [MPa] (calculated on the tendency lines (20)); this value is an upper integration limit for the first part of the compression

różnic energetycznych pomiędzy sprężaniem paliwa bez gazu i sprężaniem paliwa z gazem, przy czym jako gaz przyjęto powietrze. Ilość entalpii, jaką należy doprowadzić do paliwa podczas procesu sprężania obliczono dla następującego przykładu:

- a) w obu przypadkach przyjęto identyczne warunki odniesienia: ciśnienie $p_0 = 100000$ [Pa], temperatura $T_0 = 293$ [K],
- b) w obu przypadkach dawka paliwa przypadająca na jeden wtrysk wynosi $m_p = 100$ g, co przy gęstości $\rho = 830$ [kg/m³] zajmuje objętość około $V_{po} = 0,00012$ [m³],
- c) wartość współczynnika rozpuszczalności powietrza w paliwie przyjęto równą $q = 0,003$ [g/100g_{pal}], co przy założonej dawce paliwa ustala masę wykorzystanego powietrza na około

$$= \frac{100}{100} = 0,00013$$
 [kg],
- d) objętość zajmowana przez masę powietrza wynosi około: $V_{go} = 0,00000246$ [m³] (obliczono z równania stanu dla przyjętych warunków odniesienia),
- e) do przyjętej wartości q ciśnienie, przy którym nastąpi zanik fazy gazowej wynosi: $p_z = 9,88$ [MPa] (wyliczone w oparciu o linie trendu (20)); wartość ta stanowi górną granicę całkowania pierwszej części procesu sprężania, oraz dolną granicę sprężania roztworu (bez fazy gazowej) dla drugiej części sprężania,
- f) w obu przypadkach ciśnienie wtrysku wynosi $p_w = 50$ [MPa]; jest to górna granica całkowania dla obu rozważanych przypadków;
- g) do opisu modułu ściśliwości paliwa bez powietrza przyjęto następujące współczynniki: $a = 13,73$, $b = 1444,2$ (wg Pereplina i Isajewa, por. [3]).

Wyniki obliczeń zmian entalpii

Dla przyjętych przykładowych wartości ilość entalpii, którą należy doprowadzić podczas sprężania wynosi około:

- dla przypadku sprężania paliwa bez powietrza – $\Delta H_{pal} = 7090$ [J],
- dla przypadku sprężania roztworu – $\Delta H_{roz} = 7190$ [J],
- dla przypadku sprężania fazy gazowej – $\Delta H_{pow} = 10120$ [J],

Zatem różnica w ilości doprowadzonej podczas sprężania entalpii wynosi około $\Delta H = (\Delta H_{roz} + \Delta H_{pow}) - \Delta H_{pal} = (10120 + 7120) - 7090 = 10150$ [J].

Przy przyjętych założeniach upraszczających uzyskany wynik zmiany entalpii niewątpliwie nie jest ścisły i należy go traktować jako oszacowanie zmian energii. Mimo to posiada bardzo istotną wartość. Dzięki wprowadzeniu powietrza (w analizowanym przypadku niewielkiej ilości) potencjał termodynamiczny wtryskiwanego paliwa wzrósł około 1,5 razy. Przyrost ten uzyskiwany jest dzięki obecności fazy gazowej, gdyż zmiana entalpii fazy ciekłej prawie nie uległa zmianie. Zwiększenie ilości fazy gazowej oznacza wzrost potencjału termodynamicznego. Fakt ten jest bardzo korzystny, gdyż z teoretycznego punktu widzenia ilość fazy gazowej (masa

process, and it is a lower limit of the solution compression (without the gaseous phase) for the second part of compression;

- f) For both cases the injection friction is $p_w = 50$ [MPa] it is the upper limit of integration for both discussed cases;
- g) For the description of the compression modulus of fuel without air the following coefficients are assumed $a = 13,73$, $b = 1444,2$ (according to Pereplina and Isajew[3]).

The results of the calculation of the enthalpy changes

For the assumed exemplary values the amount of enthalpy, which should be added during the compression is of about

- $\Delta H_{pal} = 7090$ [J] – for the instance of the compression of fuel without air,
- $\Delta H_{roz} = 7190$ [J] – for the instance of the solution compression,
- $\Delta H_{pow} = 10120$ [J] – for the instance of the compression of gaseous phase.

Thereby, the difference of the amount of enthalpy added during the compression is about: $\Delta H = (\Delta H_{roz} + \Delta H_{pow}) - \Delta H_{pal} = (10120 + 7120) - 7090 = 10150$ [J].

At the set simplifying assumptions the obtained result for the change of enthalpy is surely not accurate and it should be considered as an evaluation of the changes of energy, even though it has a very significant meaning. Owing to the addition of the air (a small amount in the discussed case) the thermodynamic potential of the injected fuel increased by about 1,5 times. This increase is obtained due to the presence of the gaseous phase, as the change of enthalpy of the liquid phase is almost unchanged. The increase in the amount of the gaseous phase means an increase in the thermodynamic potential. This fact is very advantageous as from the theoretical point of view any amount of the gaseous phase (a mass of air) can be applied during the compression. In order to make the use of the effect of the gas release from a solution possible it must be higher than in the discussed example. At the assumed coefficient of solubility the pressure for the state of balance reaches a value of 10 [MPa], thus, it is comparable with the pressure of compression in the normally aspirated (uncharged) engines and higher than pressures met during the combustion process in the supercharged engines. Thereby, action of stimulus (the difference of pressures) causing the release of gas will be relatively insignificant.

5. Summary

An increase in the thermodynamic potential can be obtained due to increasing the compression work supplied from the outside (from the crankshaft). However, this potential is not lost (scattered) on its way to the nozzle and it is not trapped in the fuel after spraying. It is released in the injection process, i.e. in the process of spraying. Therefore, the basic question appears, whether its release can be seen as the improvement of spraying, and if yes, which one of the stream parameters changes in the most significant way. An increase in the stream kinetic energy needs increasing the

powietrza) wykorzystanej w trakcie sprężania może być dowolna. Dla wykorzystania efektu uwalniania gazu z roztworu musi być ona większa niż w rozpatrywanym przykładzie. Przy przyjętym współczynniku rozpuszczalności ciśnienie stanu równowagowego osiąga wartość rzędu 10 [MPa], a więc jest porównywalne z ciśnieniem spalania w silnikach wolnossących i niższe od ciśnień spotykanych podczas procesu spalania w silnikach doładowanych. Zatem bodziec (różnica ciśnień) wywołujący uwalnianie gazu działać będzie stosunkowo słabo.

5. Podsumowanie

Zwiększenie potencjału termodynamicznego roztworu uzyskuje się dzięki zwiększeniu doprowadzonej z zewnątrz (z wału korbowego) pracy sprężania. Potencjał ten jednak nie ginie (nie rozprasza się) na drodze do rozpylacza i nie pozostaje uwięziony w paliwie po realizacji rozpylenia. Uwalnia się w procesie wtrysku, a więc w procesie rozpylenia. W związku z tym rodzi się podstawowe pytanie, czy jego uwalnianie przekłada się na poprawę rozpylenia, a jeżeli tak, to który z parametrów strugi zmienia się najbardziej?

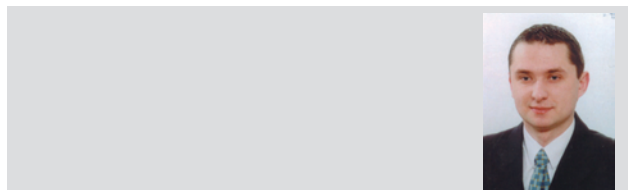
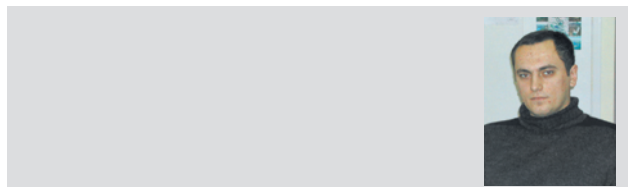
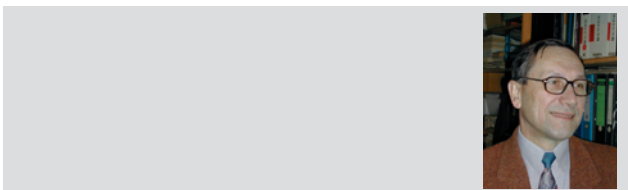
Wzrost energii kinetycznej strugi wymaga zwiększenia prędkości wypływu paliwa z otworków rozpylacza, co prowadzi do zwiększenia zasięgu strugi. Gdyby ten fakt miał miejsce, to większa prędkość wypływu oznacza również poprawę rozpylenia, a więc pozytywny skutek oddziaływania większego potencjału strugi. Jednak bodźcem wywołującym przepływ (prędkość) jest różnica ciśnień. Jeżeli bodziec ten nie zostanie zmieniony, to nie ma podstaw do stwierdzenia zmiany prędkości wypływu. Przyjęcie równej dla obu przypadków górnej granicy całkowania oznacza, że bodziec ten nie został zmieniony. W związku z tym nie ma podstaw do przypuszczenia, że wzrost potencjału strugi przełoży się na

velocity of fuel outflow from the nozzle holes which tends to increase in the stream range. If this fact occurs, the higher velocity of outflow also means the improvement of spraying, that is a positive result of the higher stream potential effect. However, the stimulus causing the flow (velocity) is the differences of pressures. If this stimulus is not changed there are not any sufficient grounds for noting any change of the outflow velocity. Assuming the upper limit of integration - same for both cases - means that this stimulus was not changed. In this connection, there are not any grounds for the supposition that an increase of the stream potential can be seen in the increase of the kinetic energy increment. Thereby, it can be stated that a process of the gas release from the fuel will occur outside the nozzle hole during the spray disintegration. If yes, according to the principle of conservation of energy, an excess of the energy of solution, in comparison to the energy of fuel without gas, must be taken by droplets because it is scattered by them. The droplet ambient pressure (in combustion chamber) is originally lower than the balance state pressure of the solution in the injection system. In this connection the unbalance state stimulus must take action causing an unavoidable release of gas from the solution. When considering the fact that this process occurs within the fuel droplet, in which the liquid state is kept by relatively subtle forces (of the surface tension), only one conclusion can be drawn. The process of the gas release from the droplet must be performed in a way as presented in the description of the concept of the spraying improvement, i.e. it must make the subdivision of droplets easier and thereby

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Chemia fizyczna. Praca zbiorowa, Warszawa, PWN 1980.
- [2] Poradnik fizykochemiczny. Praca zbiorowa, Warszawa, WNT 1974.
- [3] Falkowski H., Hauser G., Janiszewski T., Jaskuła A.: Układy wtryskowe silników wysokoprężnych. Warszawa, WKiŁ 1989.
- [4] Kozak W., Markowski J.: Współczynnik rozpuszczalności powietrza i spalin w oleju napędowym. Archiwum Spalania, nr 2-4, 2003.
- [5] Poradnik Matematyczny. Praca zbiorowa, Warszawa, PWN 1980.



Miłosław KOZAK*

Jerzy MERKISZ**

Piotr BIELACZYK**

Wpływ właściwości paliwa na emisję szkodliwych składników spalin przez samochód osobowy napędzany silnikiem o zapłonie samoczynnym

W referacie przedstawiono wyniki badań wpływu zawartości siarki i liczby cetanowej oleju napędowego na emisję szkodliwych składników spalin przez samochód osobowy napędzany silnikiem o zapłonie samoczynnym klasy Euro III. Stwierdzono znaczny wpływ obniżenia zawartości siarki na emisję, szczególnie cząstek stałych. Przy zastosowaniu paliw o wyższej liczbie cetanowej uzyskano wyraźną redukcję emisji CO i HC, a w mniejszym stopniu także emisji NO_x.

Słowa kluczowe: silnik ZS, emisja szkodliwych składników spalin, olej napędowy, siarka, liczba cetanowa

The effect of fuel properties on exhaust emissions from diesel passenger car

The effect of diesel fuel sulphur content and cetane number on regulated emissions was investigated in a Euro III diesel passenger car. Experimental results indicated that fuel sulphur level had a significant impact on all regulated emission, especially on PM. Testing fuels of different ignition qualities showed that HC and CO emissions of high cetane number fuels were significantly lower than emissions of a low cetane number fuel. We also observed a little decrease in NO_x emissions with an increase in the cetane number.

Key words: diesel engine, exhaust emissions, diesel fuel, sulphur, cetane number

1. Wprowadzenie

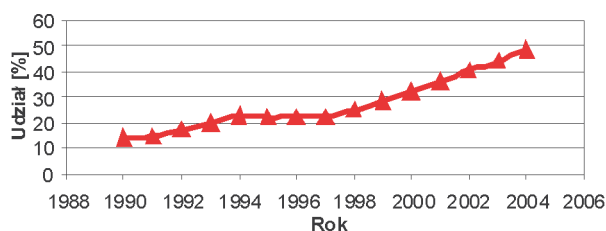
Silniki spalinowe zasilane paliwami ropopochodnymi są podstawowym źródłem napędu pojazdów lądowych, jednostek morskich oraz lekkich samolotów. Z uwagi na niższy koszt paliwa, coraz szerzej do napędu środków transportu stosowane są silniki o zapłonie samoczynnym (ZS). Z kolei wśród silników ZS dominują silniki o wtrysku bezpośrednim (DI), jako najsprawniejsze spośród tłokowych silników spalinowych. Rozpowszechnienie silników ZS DI sprzyja ograniczeniu efektu cieplarnianego, bowiem niższe zużycie paliwa prowadzi do mniejszej emisji CO₂. Silniki ZS spotykane są współcześnie praktycznie we wszystkich segmentach samochodów osobowych, choć nasilenie tego zjawiska wykazuje duże geograficzne zróżnicowanie. W USA rozpowszechnienie silników ZS w samochodach osobowych jest wciąż niewielkie, podczas gdy w Unii Europejskiej udział silników ZS w nowych samochodach osobowych, który w roku 1990 wynosił jeszcze poniżej 14%, w roku 2004 był na poziomie około 48,3% (rys. 1). Przewiduje się, że w latach 2005 – 2010 udział ten przekroczy 50%. Jednak obok licznych zalet silników ZS DI występują również cechy negatywne, przede wszystkim trudności w ograniczeniu emisji PM i NO_x.

Spełnienie nowych, bardzo niskich limitów emisji, np. EURO IV i V, US Tier 2, LEV II, ULEV II oraz japońskich

1. Introduction

Internal combustion engines, operating primarily on petroleum-based fuels, prevail as propulsion units in land transportation. They also play a major role in marine and light aircraft propulsion. Due to the lower fuel costs associated with diesel engines, these engines are used extensively in transportation systems. It is well known that the direct-injection (DI) diesel engine is the most effective among internal combustion engines because of its excellent thermal efficiency and durability. Direct injection diesel engines minimise the green house effect because its low fuel consumption leads to low CO₂ emissions. The use of diesel engines is continually increasing even in high speed passenger cars. For passenger cars, however, its application differs geographically. As Figure 1 shows, the diesel car had a market share of 48,3 percent in 2004, up from 32 percent in 2000 and below 14 percent in 1990 and is expected to exceed 50 percent in 2005 – 2010 in Europe, while in the USA its penetration into the market rising rather slowly. On the other hand, a further significant reduction of particulate matter (PM) and nitrogen oxides (NO_x) to meet stringent environment regulations remains to be addressed.

To meet new, unusually severe worldwide emission limits: Euro IV and V, US Tier 2, Californian LEV II and ULEV II and 2005 Japa-



„2005 long-term” (rys. 2), nie jest możliwe za pomocą prostych środków i wymaga rozwiązań kompleksowych obejmujących m.in.: optymalizację procesu spalania przez doskonalenie konstrukcji silnika, aparatury wtryskowej i elektronicznego sterowania, stosowanie systemów ograniczających tworzenie substancji szkodliwych w procesie roboczym silnika (np. recyrkulacja spalin), stosowanie skutecznych katalitycznych układów oczyszczania spalin i niemniej ważne odpowiednie komponowanie paliw [23, 37].

Skład paliwa, jak również jego właściwości chemiczne i fizyczne mają obok typu silnika i jego stanu technicznego decydujący wpływ na jakościowy i ilościowy charakter emisji.

Parametry paliwa mogą wpływać na emisję na trzy główne sposoby [2]:

- przez wpływ na przebieg procesu wtrysku i formowanie mieszanki palnej,
- przez wpływ na formowanie substancji toksycznych w procesie roboczym silnika,
- przez wpływ na skuteczność układów oczyszczania spalin.

Emisja toksycznych składników spalin zależy ogólnie od jakości przetwarzania paliwa na pracę użyteczną w procesie roboczym silnika. Jednakże jeśli poziom emisji silnika zostanie obniżony, wzrasta wrażliwość emisji na właściwości paliwa. Wiele prac wskazuje (np. [10, 16, 26]), że właściwości paliwa mogą mieć znaczny wpływ na emisję. W przypadku paliw do silników ZS za wpływające w największym stopniu parametry uznaje się najczęściej: liczbę cetanową oraz zawartość siarki (zwłaszcza dla nowoczesnych silników) [17, 21, 25, 31] i wpływ tych parametrów zostanie tutaj przeanalizowany.

Większość prac poświęconych badaniom wpływu liczby cetanowej [16, 18, 20, 26, 27, 30, 32] wskazuje, że parametr ten jest powiązany z emisją wszystkich limitowanych toksycznych składników spalin. Z kolei zakres tego wpływu jest w znacznym stopniu zależny od konstrukcji i warunków pracy silnika oraz innych parametrów paliwa. Ogólnie, paliwa o wyższej liczbie cetanowej charakteryzują się krótszą zwłoką samozapłonu i w rezultacie krótszym okresem spalania kinetycznego i mniej gwałtownym przebiegiem wydzielania ciepła w tej fazie spalania. Przy zwiększeniu LC ilość paliwa spalana w fazie kinetycznej się zmniejsza, zwiększa natomiast ilość spalana w fazie dyfuzyjnej. Tworzenie NO_x determinowane jest przez ilość paliwa spalaną w fazie kinetycznej, dlatego zwiększając LC można oczekiwać zmniejszenia emisji NO_x . Znajduje to potwierdzenie w wielu wcześniejszych pracach badawczych [7, 10, 15,

nese long term regulations as well (Fig. 2), single solutions will no longer be sufficient. Complex activities including: optimisation of the process of fuel combustion in the engine by improvement of engine and fuel injection system design, introducing systems (e.g. EGR) restraining the formation of pollutants, use of effective catalytic after treatment systems for emission control, more and more precise controlling by the ECU and finally appropriate blending of fuels are necessary [23, 37].

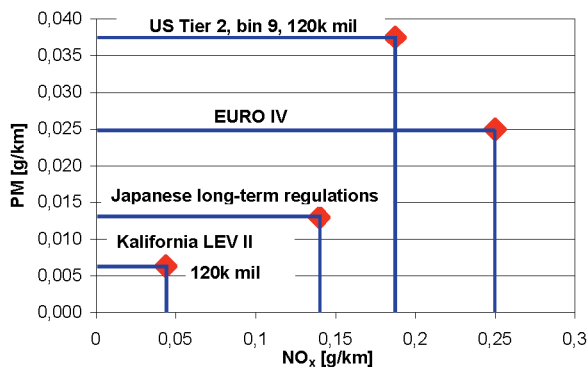
Fuel composition as well as physical and chemical parameters have, apart from the type of engine and its condition, a decisive influence on the quantity and constitution

of emissions. Each parameter of engine fuel affects emissions, in three key areas [2]:

- by influence on injection parameters,
- by connection with formation of pollutant matter in engine,
- by influence on efficiency of emission control systems.

It has been demonstrated repeatedly that engine exhaust emissions are largely dependent on the characteristics of the engine and its ability to utilize the fuel over the operating cycle. However when engine emissions are reduced to lower levels the effect of fuel properties on engine emissions becomes significant. Many extensive studies have shown (e.g. [10, 16, 26]), that fuel properties have serious impact on engine exhaust emissions. Among various fuel properties the ones that are frequently shown to have significant effect on Diesel engine emissions are: sulphur content (especially for modern engines) and cetane number [17, 21, 25, 31] and these fuel parameters are the main topic of this paper.

In most studies [16, 18, 20, 26, 27, 30, 32] cetane number has been found to affect all engine emissions. The effect of cetane number on engine emissions is also found to be both fuel and engine dependent. In general, it can be expected that a fuel with a higher cetane number will characterize a shorter ignition delay, therefore a shorter premixed burning period and reduced peak of the heat release in the premixing burning period. This leads to a smaller amount of fuel being consumed in the premixed burning and a larger quantity being involved in the mixing controlled burning. The formation of NO_x is affected by the amount of fuel being oxidized in the premixed burning, therefore, we should observe decrease in NO_x when cetane number is increased. In most of previous studies [7, 10, 15, 19, 20, 26, 30, 31, 32] this NO_x emissions behaviours were confirmed. The observed reductions in NO_x emissions are generally small, less than about 5% for every 10 cetane units in the cetane number range of 40



19, 20, 26, 30, 31, 32]. Obserwowana redukcja emisji NO_x jest jednak zazwyczaj niewielka – mniej niż 5% na każde 10 jednostek liczby cetanowej, w zakresie $\text{LC} = 40 - 65$. Wydłużony okres spalania dyfuzyjnego, występujący przy wyższych liczbach cetanowych sprzyja formowaniu sadzy, co może mieć odbicie w większej emisji PM. Ogólnie wpływ liczby cetanowej na emisję PM zmienia się znacznie dla różnych typów silnika. Dla niektórych silników uzyskuje się ze wzrostem LC zmniejszenie emisji PM [9, 10, 24, 30], dla innych natomiast wzrost tej emisji [7, 19, 20, 26]. Opisane w literaturze badania wpływu LC na emisję CO i HC najczęściej pokazują znaczne zmniejszenie emisji tych substancji wobec wzrostu zdolności paliwa do samozapłonu [10, 19, 20, 26, 33, 34]. Zjawisko to wytłumaczyć można zmniejszoną intensywnością procesów przedpłomniennych prowadzących do tworzenia produktów niepełnego spalania. Ponadto, współczesne silniki nie są regulowane pod kątem najniższej emisji CO i HC i stąd również należy się spodziewać znacznych zmian w emisji tych substancji przy zmianach liczby cetanowej paliwa.

Siarka jest naturalnym składnikiem ropy naftowej, gdzie występuje w związkach z węglowodorami. W procesie spalania w silniku, siarka zawarta w paliwie jest utleniana głównie do SO_2 i w znacznie mniejszym stopniu do SO_3 . SO_2 i SO_3 są emitowane w spalinach. Wprowadzenie katalitycznych układów oczyszczania spalin silnikowych wywołało szereg niekorzystnych następstw, związanych z obecną w paliwie siarką. Utlenienie w reaktorze katalitycznym SO_2 do SO_3 powoduje wzrost emisji cząstek stałych (siarczanów). Chemisorpcja SO_2 w centrach aktywnych katalizatora powoduje obniżenie jego aktywności. Ponadto obecność katalizatora sprzyja reakcjom SO_2 z innymi składnikami spalin, co prowadzi do powstania niekorzystnej emisji wtórnej [13, 16].

Opisane w literaturze badania dotyczące wpływu zawartości siarki na emisję [1, 3, 4, 5, 13, 14, 22, 28, 35, 38, 39] potwierdzają jej znaczący wpływ, przy czym charakterystyczne jest, że wpływ siarki na emisję cząstek stałych silnie zależy od innych parametrów paliwa i typu silnika.

Dotychczas nie wykonywano w warunkach krajowych szerszych badań wpływu poszczególnych parametrów oleju napędowego na emisję z wykorzystaniem nowoczesnych silników ZS typu *light-duty*. Co więcej, w odniesieniu do tego typu silników, zagraniczne wyniki badań są nierzadko sprzeczne. W tej sytuacji trudno oszacować korzyści ekologiczne związane ze znaczną poprawą jakości polskich olejów napędowych. Proces doskonalenia paliw silnikowych jest zresztą obserwowany na całym świecie – tabela 1.

Wiele wcześniejszych prac dotyczących wpływu paliwa na emisję nie traktowało zawartości siarki jako niezależnego parametru i wpływ siarki był zniekształcany przez inne parametry. W opisywanych w niniejszej pracy badaniach wpływu siarki, zastosowano paliwa różniące się tylko zawartością siarki w zakresie od poniżej 5 ppm do 2000 ppm. W badaniach wpływu liczby cetanowej na emisję stosowano paliwa nie zawierające dodatków przyspieszających samozapłon. Jako że naturalna liczba cetanowa paliwa powiązana jest również z innymi parametrami paliwa, bardzo

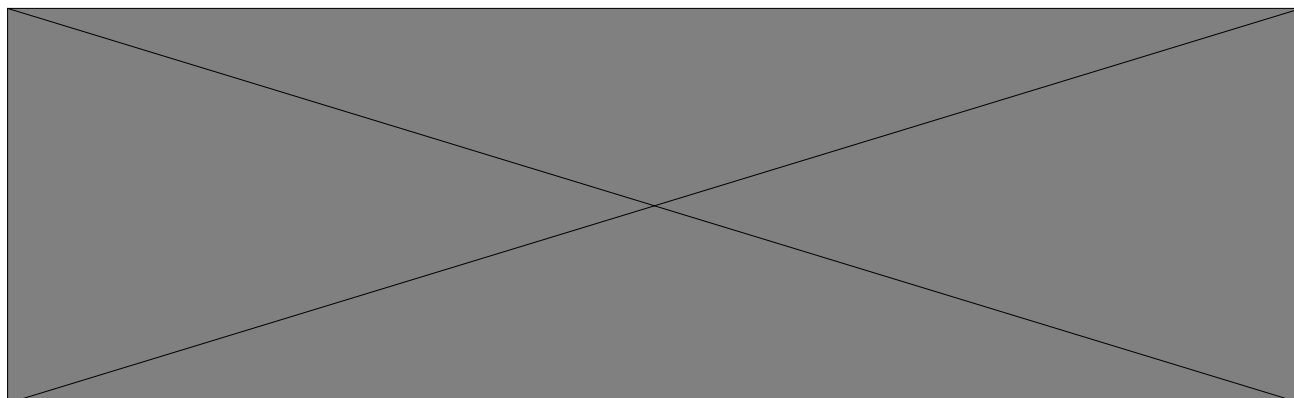
to 65. A longer mixing controlled burning, resulting from higher cetane number, means also a longer soot formation period. This can lead to higher particulate emissions. However, the effect of cetane number on PM emissions is not as consistent, and seems to be more engine dependent. When the cetane number is increased, reduction in PM emissions is observed in some engines [9, 10, 24, 30] and increases in PM in some other engines [7, 19, 20, 26]. For CO and HC emissions, studies reported typically substantial reduction on both of them when the cetane number is increased [10, 19, 20, 26, 33, 34]. This phenomenon results from the reduction of low-temperature combustion for fuels with good ignition quality. Moreover, since the engines are seldom fine-tuned for these emissions, the change of the CO and HC emissions with change of ignition quality should be expected.

Sulphur is a natural component of oil and is present in hydrocarbon compounds. In the internal combustion process, the sulphur in the fuel oxidizes mainly to SO_2 and, to a lesser extent, to SO_3 . SO_2 and SO_3 are emitted with the engine exhaust. With the introduction of catalytic converters for the aftertreatment of exhaust gases, a whole series of undesirable side effects have been caused by sulphur. Catalysts oxidize SO_2 to SO_3 , thereby causing the amount of particulate matter (sulphates) in the exhaust to raise. The chemisorption of SO_2 on the active centers of the catalyst reduce the activity of the catalytic converter. In addition, the catalytic activation of reaction between SO_2 and other components in the exhaust lead to the formation of undesirable secondary emissions [13, 16].

Described in literature [1, 3, 4, 5, 13, 14, 22, 28, 35, 38, 39] research programs concerning the influence of fuels on emission levels, confirm the negative sulphur effect on exhaust emissions, however, it is also characteristic, that the sulphur effect on particulate emissions depends on other parameters of diesel fuel properties and on the engine type.

So far there has been no research in the field of influence of diesel fuel properties on exhaust emissions, taking into account Polish conditions e.g. specification of Polish vehicles fleet as well as Polish fuels. Moreover, available foreign data in this field with regard to light-duty diesel vehicles (especially latest ones) are sparse. Therefore it was difficult to predict ecological benefits obtained due to quality improvement of Polish diesel fuels. Continuous improvement of diesel fuel quality is also observed worldwide – Table 1.

A number of previous studies have investigated the effect of diesel fuel properties on steady-state and transient emissions, but the sulphur content was not usually taken into account as an experimental variable and the sulphur effect was distorted by other fuel properties. In the present work sulphur content is the only fuel design variable and is varied from 2000 ppm down to sulphur free (less than 5 ppm). In the research test fuels without ignition improver additives were used. The natural cetane number of a diesel fuel is correlated with other fuel properties such as distillation temperatures, density etc, hence it is a difficult task, if not impossible, to completely isolate the cetane number effects from the effects of other fuel properties on emissions. In the research, test



trudne lub wręcz niemożliwe jest całkowite wyizolowanie wpływu liczby cetanowej od wpływu pozostałych parametrów. We wszystkich badaniach stosowano wyłącznie paliwa z krajowych rafinerii.

Badania opisane w niniejszej pracy zostały wykonane w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Samochodów Małolitrażowych BOSMAL w Bielsku-Białej przy współpracy z Instytutem Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

2. Metodyka badań

W badaniach wykorzystano samochód osobowy reprezentujący aktualny poziom zaawansowania technologicznego pojazdów, wyposażony w turbodoładowany silnik ZS zasilany w systemie Common Rail oraz katalityczny układ oczyszczania spalin. Podstawowe dane użytego w badaniach pojazdu przedstawiono w tabeli 2.

Pomiar emisji spalin odbywał się w cyklu jezdnym NEDC (*New European Driving Cycle*) określonym w Dyrektywie Europejskiej 98/69/EC, składającym się z cyklu jazdy miejskiej *Urban Driving Cycle* – UDC (zimny start) i cyklu odwzorowującego jazdę poza obszarem miejskim

fuels from Polish refineries only were used.

The research presented in this paper, was carried out in the laboratories of the BOSMAL Automotive R & D Centre in co-operation to Institute of Internal Combustion Engines at Poznan University of Technology.

2. Research program

The tests were conducted on a passenger car equipped with 2.0 litre direct injection (Common Rail) turbocharged compression-ignition (CI) engine, representing Euro 3 technology. Major data on the vehicle are shown in Table 2.

The new vehicle homologation procedure introduced in the Directive 98/69/EC, so-called New European Driving Cycle (NEDC) was selected as a representative test for this study. The test was Urban Driving Cycle (UDC) (cold start), followed by the high-speed Extra Urban Drive Cycle (EUDC) (hot start). Tests were undertaken in order to determine the influence of both parts of NEDC on exhaust emissions.

The tests were carried out at the BOSMAL Automotive R&D Centre's Emission Testing Laboratory using an emission chassis dynamometer Schenck 500/GS60 (Fig. 3). The

CVS AVL CEC system with full-flow dilution tunnel AVL CET-LD/20 type and particulate sampling system AVL CEP-LD/100 PTS 60 l/min, controlling system CESAR and Sartorius microbalance have been used to measure exhaust emissions.

A test fuel matrix consisting of eight diesel fuels was designed to investigate the effect of

Typ pojazdu	Samochód osobowy
Masa własna	1300 kg
Typ silnika	ZS, czterocylindrowy, rzędowy
O bjętość skokowa	1,9 dm ³
Układ tworzenia mieszanki palnej	Wtrysk bezpośredni w systemie Common Rail, turbodoładowanie z chłodzeniem powietrza (intercooler)
Układ recyrkulacji spalin	Sterowany elektronicznie ze sprzężeniem zwrotnym
Układ oczyszczania spalin	Utleniający reaktor katalityczny
Poziom emisji	EURO III

Extra Urban Driving Cycle – EUDC. Pomiar emisji odbywał się oddzielnie w obu fazach, aby umożliwić analizę wpływu paliwa w różnych warunkach eksploatacyjnych.

Badania wpływu parametrów oleju napędowego na emisję spalin wykonane zostały w Pracowni Badań Toksyczności Spalin Zakładu Badań Silników OBR SM BOS-MAL w Bielsku-Białej. Badania prowadzone były na hamowni podwoziowej Schenck 500/GS60 (rys. 3), wyposażonej m.in. w pełnoprzepływowy tunel rozcieńczający spaliny typu AVL CET-LD/20 oraz system poboru cząstek stałych typu AVL CEP-LD/100.

Do oceny wpływu zawartości siarki na emisję sporządzono cztery paliwa testowe różniące się między sobą wyłącznie zawartością siarki. Bazę do sporządzenia paliw testowych stanowił pochodzący z krajowej rafinerii olej napędowy typu *sulphur-free* (zawartość siarki poniżej 5 ppm). Wymaganą zawartość siarki w paliwach uzyskiwano przez dodatek odpowiedniej ilości tiofenu (C_4H_4S). Podstawowe właściwości paliw testowych o różnej zawartości siarki przedstawiono w tabeli 3.

Paliwa o różnej liczbie cetanowej uzyskiwano przez zmieszanie otrzymanych z rafinerii frakcji bazowych o różnej wartości tego parametru. Finalne paliwa były uzupełnione o wielofunkcyjny pakiet dodatków. Ważniejsze parametry paliw testowych o różnej liczbie cetanowej przedstawiono w tabeli 4. Paliwo TF-2C było najbardziej zbliżone do oleju napędowego dostępnego na krajowych stacjach paliwowych.

3. Wyniki badań i ich analiza

3.1. Wpływ zawartości siarki na emisję

Wpływ zawartości siarki w oleju napędowym na emisję CO, HC, NO_x, PM i CO₂ w teście NEDC i jego poszczególnych fazach przedstawiono na rysunkach 4, 5, 6, 7 i 8.

Emisja CO w teście NEDC (rys. 4), niezależnie od zawartości siarki w oleju napędowym, utrzymywała się na zbliżonym poziomie około 0,570–0,590 g/km. W pierwszej fazie testu NEDC, to jest w fazie UDC, również nie zanotowano większych różnic w emisji CO dla poszczególnych paliw testowych. Wyraźne

sulphur and cetane number on exhaust emissions from the test vehicle. To evaluate the influence of sulphur contained in diesel fuel on the exhaust emissions, four different test fuels with a sulphur content varying from less than 5 ppm through 50 ppm (EURO IV) and 350 ppm (EURO III) up to 2000 ppm were prepared. These four test fuels were identical



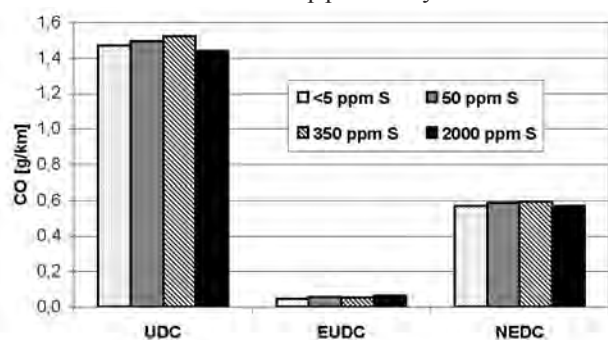
except for the sulphur content, which was varied. The test fuels were blended on the basis of sulphur free (<5 ppm S) diesel fuel. The expected level of sulphur content was being obtained after addition of the right amount of thiophene (C_4H_4S). The properties of test fuels with different sulphur content are shown in Table 3.

To evaluate the influence of cetane number on the exhaust emissions, the next four different test fuels with the cetane number varying from 45 through 50 and 55 up to 63 ppm were prepared. These test fuels were blended from refinery

Kod paliwa		TF-1S	TF-2S	TF-3S	TF-4S
Siarka, ppm		2000	350	50	<5
Liczba cetanowa		52	52	52	52
Gęstość w temp. 15°C, g/ml		0,815	0,815	0,815	0,815
Aromaty, % (w/w)		5,1	5,1	5,1	5,1
Destylacja	IBP, °C	172,0	172,0	172,0	172,0
	T50, °C	255,9	255,9	255,9	255,9
	T90, °C	303,6	303,6	303,6	303,6
	FBP, °C	340,5	340,5	340,5	340,5

K od paliwa		TF-1C	TF-2C	TF-3C	TF-4C
Liczba cetanowa		45	50	55	63
Gęstość w temp. 15°C, g/ml		0,8084	0,8282	0,8244	0,8270
Siarka, ppm		300	300	200	<100
Destylacja	IBP, °C	164	174	172	201
	T10, °C	182	196	196	230
	T50, °C	206	236	260	308
	T90, °C	242	313	344,5	363
	FBP, °C	320	348	368	377

zróznicowanie emisji CO w zależności od zawartości siarki w paliwie miało natomiast miejsce w drugiej fazie testu NEDC, czyli w fazie EUDC. Najmniejszą emisję CO – 0,043 g/km uzyskano dla paliwa typu *sulfur-free*. Emisja CO dla paliw o pośrednich zawartościach siarki (50 i 350 ppm) była już o około 0,01 g/km wyższa. Natomiast dla paliwa o zawartości siarki 2000 ppm uzyskano emi-



Rys. 4. Emisja CO w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji zawartości siarki w paliwie

Fig. 4. CO emission during UDC, EUDC and the whole NEDC as a function of diesel fuel sulphur content

sję CO na poziomie wyższą niż dla paliwa o najmniejszej zawartości siarki.

Wpływ siarki w paliwie na emisję CO ma miejsce przede wszystkim na drodze wpływu na sprawność reaktora katalitycznego. Wysoka emisja CO w fazie UDC wynika z jednej strony z pogorszonego przebiegu spalania w nierozgrzanym silniku, a z drugiej strony z braku działania reaktora. W fazie UDC, gdy reaktor katalityczny nie osiągnął jeszcze temperatury *light-off*, dopalanie CO w reaktorze praktycznie nie zachodzi, dlatego nie odnotowano tu wyraźnego wpływu siarki na poziom emisji CO.

W fazie EUDC silnik osiąga już stabilizację cieplną, co znacznie ogranicza formowanie CO w procesie spalania. Podobnie reaktor katalityczny jest już rozgrzany i CO jest tam utleniany z dużą sprawnością. Oba te fakty powodują, że emisja CO osiąga niski, względnie stały poziom. W tym momencie o emisji CO decyduje głównie sprawność reaktora katalitycznego, która zależy m.in. od zawartości siarki

streams to match the desired cetane numbers. The properties of test fuels with different cetane numbers are given in Table 4. Fuel TF-2C represents typical Polish commercial diesel fuel.

3. Test results and discussion

3.1. Influence of sulphur content on emissions

The influence of the sulphur content in diesel fuel on the CO, HC, NO_x, PM and CO₂ emission in the NEDC test and its individual phases is presented in Figures 4, 5, 6, 7 and 8.

The CO emission in the NEDC test (Fig. 4), irrespective of the sulphur content in diesel fuel was kept at the similar level of 0.570 – 0.590 g/km. In the first phase of the NEDC test, i.e. UDC phase, any significant difference in the CO emission for the individual test fuels has not been noted neither. However, a distinct differentiation of the CO emission depending on the sulphur content in fuel in the second phase of the NEDC (i.e. EUDC phase) was noted. The smallest CO emission of 0.043 g/km was obtained for diesel fuel of a sulphur free type. In case of fuels of intermediate sulphur content (50 and 350 ppm) the CO emission was about 0.01 g/km higher. However, for fuel with the sulphur content of 2000 ppm the CO emission was in the region of 0.063 g/km, i.e. nearly 50% higher than for the fuel with the smallest sulphur content.

The influence of the sulphur content in fuel on CO emission is experienced mainly by its effect on the efficiency of the catalyst. On the one hand, the high CO emission results from the worse combustion characteristics of a cold engine, and on the other hand from the lack of the operation of the catalyst. In practice in the UDC phase, when the catalyst light-off temperature has not been reached yet, the oxidation of CO in the catalyst does not occur and therefore any significant effect of sulphur on the CO emission level is not recorded there.

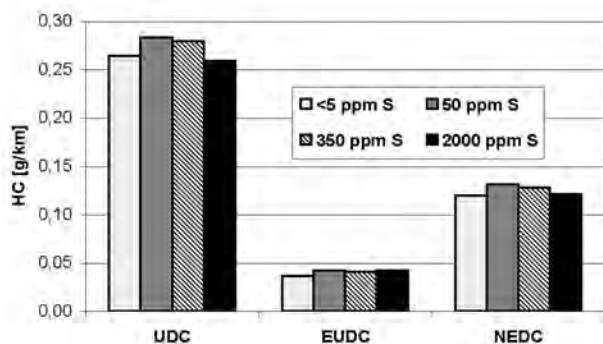
In the EUDC phase the engine reaches its thermal stability that significantly limits the formation of CO in the combustion process. Similarly the catalyst is already warmed-up and the highly efficient oxidation of CO occurs there. Both these effects result in low and relatively steady level of the CO emission. At this moment the CO emission is mainly determined by the catalyst efficiency which depends, among others things, on the sulphur content in fuel. The serial catalyst of a test vehicle, despite the short time of the test, appeared to be very sensitive to the sulphur content – the difference in the CO emission in the EUDC phase for the sulphur free fuel and the fuels with the intermediate sulphur content was of about 20-30%, and in case of the fuel of the highest sulphur content (2000 ppm) reached up to about 50%.

When analysing the CO emission in the whole NEDC test one can see that the influence of sulphur on the CO emission is “masked” by the high CO emission in the first phase of the

w paliwie. Seryjny reaktor zastosowany w samochodzie testowym, pomimo krótkiego czasu testu, wykazał dużą wrażliwość na zawartość siarki – różnica emisji CO w EUDC dla paliwa typu *sulphur-free* i paliw o pośredniej zawartości siarki wynosiła około 20-30%, a w przypadku paliwa o największej zawartości siarki (2000 ppm) dochodziła aż do około 50%.

Analizując emisję CO w całym teście NEDC widać wyraźnie, że wpływ siarki na emisję CO jest „zamaskowany” przez jego wysoką emisję w pierwszej fazie testu, a duże różnice względne w drugiej fazie NEDC, charakteryzującej się niską emisją bezwzględną nie mają większego znaczenia.

W zakresie HC (rys. 5) trudno wskazać jednoznaczny wpływ siarki zawartej w paliwie na uzyskany poziom emisji. W fazie UDC różnice w emisji HC pomiędzy paliwami testowymi nie przekraczały kilku procent, ponadto najniższą emisję uzyskano dla paliwa o największej zawartości siarki. Świadczy to o braku lub niewielkim wpływie siarki w pierwszej fazie testu NEDC na emisję HC, podobnie jak w przypadku CO. Nieco większe różnice w emisji HC wystąpiły w fazie EUDC. Najniższą emisję uzyskano dla najniższej zawartości siarki, przy czym dla pozostałych paliw testowych emisja HC była wyższa o około 15% i utrzymywała się na praktycznie takim samym poziomie 0,041 – 0,042 g/km. Dla całego testu NEDC otrzymano zbliżone wyniki jak dla jego pierwszej fazy.



Rys. 5. Emisja HC w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji zawartości siarki w paliwie

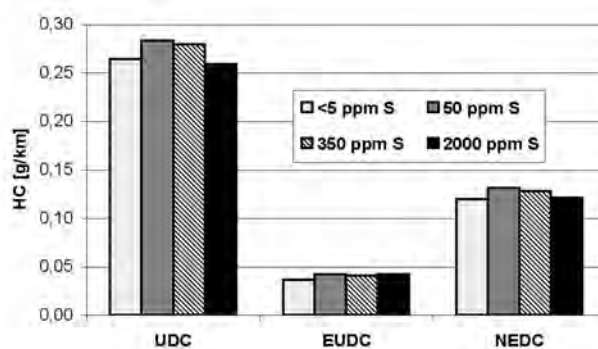
Fig. 5. HC emission during UDC, EUDC and the whole NEDC as a function of diesel fuel sulphur content

W zakresie HC, podobnie jak dla CO najbardziej wyraźny wpływ siarki miał miejsce w fazie EUDC, co należy tak jak poprzednio wytłumaczyć oddziaływaniem siarki na sprawność reaktora katalitycznego. Należy zwrócić uwagę na wyraźnie inny charakter wpływu siarki na emisję HC niż w przypadku CO. Dla HC różnice w emisji między paliwami o skrajnej zawartości siarki są znacznie mniejsze, nie stwierdzono również wpływu na emisję przy zmianach zawartości siarki w zakresie 50 – 2000 ppm.

Na rysunku 6 przedstawiono wpływ zawartości siarki w oleju napędowym na emisję NO_x . Zarówno dla pierwszej, jak i dla drugiej fazy testu NEDC najniższą emisję uzyskano dla oleju napędowego o najniższej zawartości siarki. W ogólno-

test, and the serious relative differences in the second phase of the NEDC test, due to low absolute CO emission during EUDC, are of little importance.

With regard to the HC emission (Fig. 5) it is difficult to indicate a clear-cut effect of the sulphur content in fuel on the noted emission levels. In the UDC phase the differences in the HC emission from test fuels have not exceeded the values of a few percent, and moreover, the lowest emission was obtained from the fuel with the highest sulphur content. It gives evidence of a lack or a small influence of sulphur on the emission levels in the first phase of the NEDC test, as in case of CO. Slightly higher differences for HC emission were recorded in the EUDC phase. The lowest emission was recorded for the lowest sulphur content, however, for other fuels the HC emission was higher (by about 15%), and in practice it was kept at the level of 0.041 – 0.042 g/km. In the whole NEDC test the obtained results were close to the ones obtained in its first phase.



Rys. 6. Emisja NO_x w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji zawartości siarki w paliwie

Fig. 6. NO_x emission during UDC, EUDC and the whole NEDC as a function of diesel fuel sulphur content

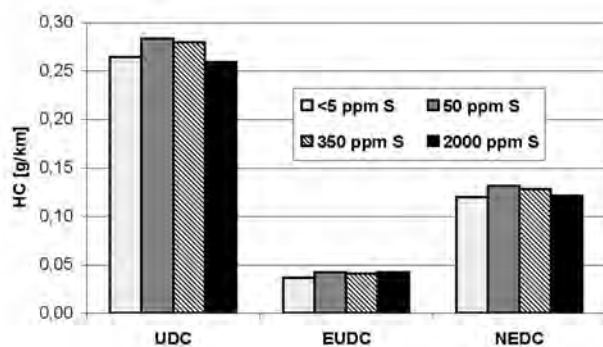
In the case of the HC emission, as is the case for CO emission, the most evident effect of sulphur occurred in the EUDC phase, which is explained in the same way as above by the influence of sulphur on the catalyst efficiency. However, one should note the nature of the sulphur influence on the HC emission is different than in the case of CO. For HC the differences of emission for fuels with the extreme sulphur content are much lower and also there is no influence on the emissions in case of sulphur content changes in the range of 50 – 2000 ppm.

The influence of the sulphur content in diesel fuel on NO_x emission is presented in Figure 6. Both in the first phase and in the second phase of the NEDC test the lowest emission was recorded for a fuel with the lowest sulphur content. In general, the NO_x emission intensified as the sulphur content increased. The differences in emission for the fuels with the extreme values of sulphur content were most significant in the EUDC phase and of about 10% value. In the UDC phase and in the whole NEDC they were smaller by factor 2.

Although the results of the tests proved the negative effect of sulphur on the NO_x emissions, and the evident increase

ści emisja NO_x wzrastała ze wzrostem zawartości siarki. Różnice między skrajnymi wartościami emisji największe były w fazie EUDC i wynosiły około 10%, w fazie UDC i całym teście NEDC były około dwa razy mniejsze. Jakkolwiek w badaniach stwierdzono negatywny wpływ siarki na emisję NO_x , a także ewidentny wzrost tego wpływu w drugiej fazie NEDC, to jednak trudno jednoznacznie stwierdzić czego był on wynikiem. Pojazd testowy nie był wyposażony w reaktor katalityczny redukujący NO_x . Być może zawartość siarki wpływała na emisję NO_x na drodze oddziaływania na pracę układu recyrkulacji spalin.

Dla całego testu NEDC największa emisja PM miała miejsce przy zastosowaniu paliwa o największej zawartości siarki (rys. 7). Dla pozostałych paliw emisja cząstek stałych osiągnęła zbliżone wartości, o około 20% mniejsze niż dla oleju napędowego o zawartości 2000 ppm siarki. Dla paliw o zawartości siarki 350 i 50 ppm uzyskano identyczne wartości emisji PM, wyższe jedynie o około 4% od uzyskanych przy paliwie tzn. *sulphur-free*.



Rys. 7. Emisja PM w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji zawartości siarki w paliwie

Fig. 7. PM emission during UDC, EUDC and the whole NEDC as a function of diesel fuel sulphur content

Analizując emisję PM w teście UDC, który stanowi pierwszą część NEDC, zauważono, że różnice w emisji pomiędzy paliwami o skrajnej zawartości siarki są niższe niż dla całego NEDC. Jest to zapewne wynikiem niskiej temperatury spalin i reaktora katalitycznego, związanych z zimnym rozruchem i niskimi obciążeniami silnika w tej fazie testu jezdni. Warunki te nie sprzyjają tworzeniu siarczanów w złożu katalitycznym, co powoduje ograniczenie wpływu zawartej w paliwie siarki na ogólny poziom emisji cząstek stałych.

W drugiej części testu NEDC, a więc w EUDC uzyskano liniową zależność emisji PM i zawartości siarki w paliwie. Należy sądzić, iż zadecydowała o tym wyższa niż w UDC temperatura spalin i reaktora katalitycznego (gorący start, wyższe obciążenie) i w rezultacie większa intensywność formowania siarczanów.

Wpływ zawartości siarki na emisję CO_2 przedstawiono na rysunku 8. Widać wyraźnie, że emisja CO_2 przyjmuje w poszczególnych fazach testu stałą wartość, niezależnie od zawartości siarki w paliwie.

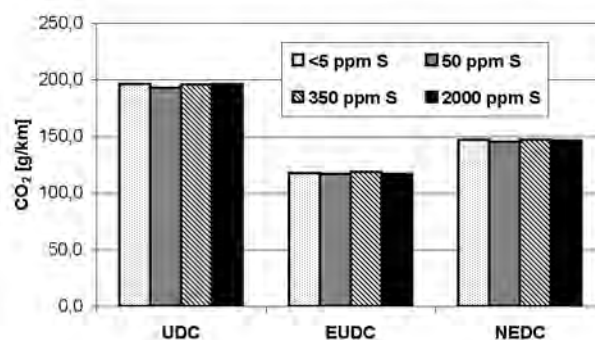
of this effect in the second phase of the NEDC as well, it is difficult to state definitely the principle causes. The test vehicle was not equipped with a NO_x reduction catalyst. It was possible that the sulphur content influence on the NO_x emissions was connected with the operation of the exhaust gas recirculation system.

The highest PM emission during whole NEDC (Fig. 7) was obtained at the highest sulphur content in diesel fuel. For other fuels the PM emissions were of a similar value and about 20% lower than for the case with 2000 ppm sulphur content. For fuels with the 350 and 50 ppm sulphur content the same PM emission levels were recorded which were higher by only less than 4% than for diesel fuel of a sulphur-free type.

When analysing the PM emissions during the UDC, which constitutes the first part of the NEDC test, it should be stated that the PM emission differences obtained here for the fuels with the extreme values of sulphur content are lower than for the complete NEDC test. It is probably due to a low temperature of the catalyst and exhaust gas in this test, resulting from the cold start and small engine loads. It follows that the formation of the sulphates occurs with reduced intensity and effects the total PM emission level to a smaller extent.

In the second part of the NEDC test, namely during the EUDC, the linear relation between the PM emission and the sulphur content in fuel was obtained. It should be concluded that the exhaust gas and catalyst temperatures were higher (hot start, higher load) than during the UDC phase and as a result the increased formation of the sulphates were decisive.

The influence of the sulphur content on the CO_2 emission is presented in Figure 8. It can be clearly seen that the CO_2 emission for individual test phases is constant, regardless of the fuel sulphur content.



Rys. 8. Emisja CO_2 w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji zawartości siarki w paliwie

Fig. 8. CO_2 emission during UDC, EUDC and the whole NEDC as a function of diesel fuel sulphur content

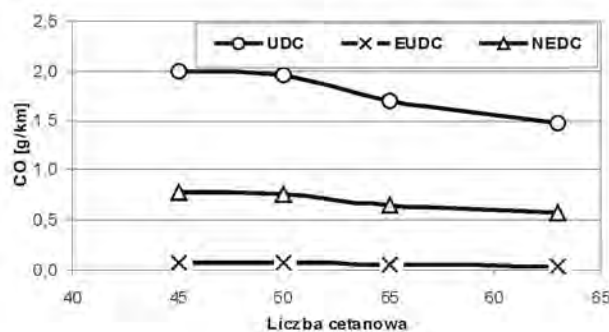
3.2. Influence of cetane number on emissions

The influence of the cetane number (CN) of diesel fuel on the CO , HC , NO_x and PM emission is presented in Figures

3.2. Wpływ liczby cetanowej na emisję

Wpływ liczby cetanowej oleju napędowego na emisję CO, HC, NO_x i PM przedstawiono na rysunkach 9, 10, 11, 12 i 13.

Wpływ zwiększenia liczby cetanowej oleju napędowego na emisję CO jest jednoznacznie korzystny (rys. 9). W pierwszej fazie NEDC wyraźna redukcja emisji CO rozpoczęła się powyżej liczby cetanowej LC=50, różnica emisji między paliwami o skrajnych wartościach LC wyniosła 0,522 g/km, czyli około 26%. Redukcja emisji CO w fazie UDC jest szczególnie korzystna, gdyż ze względu na niedogrzenie silnika trudno jest w tej fazie ograniczać emisję za pomocą reaktora katalitycznego, obniżenie emisji CO, szczególnie na początku UDC możliwe jest w zasadzie jedynie na drodze zmniejszenia intensywności jego formowania w procesie roboczym silnika. W fazie EUDC wpływ LC na emisję CO był w przybliżeniu liniowy, względna różnica emisji między paliwami o LC=45 i LC=63 była jeszcze większa niż w UDC i wynosiła około 41%. Świadczy to o mniejszej ilości CO tworzonego podczas spalania paliwa o wyższej LC.



Rys. 9. Emisja CO w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji liczby cetanowej paliwa

Fig. 9. CO emission during UDC, EUDC and the whole NEDC as a function of cetane number of diesel fuel

Przebieg krzywej emisji HC w fazie UDC w funkcji liczby cetanowej paliwa (rys. 10) wykazuje duże podobieństwo do omawianego wyżej przebiegu krzywej emisji CO. Tu również wyraźna redukcja emisji występuje powyżej LC=50. Wyraźnie inny jest natomiast przebieg krzywej emisji HC w fazie EUDC. Jakkolwiek najniższą wartość emisji HC uzyskano dla najwyższej liczby cetanowej, to najwyższą emisję otrzymano dla paliw o pośredniej wartości tego parametru (LC=50 i 55). W całym teście NEDC najwyższą emisję HC otrzymano dla LC=50, zwiększając LC do 63 uzyskano redukcję HC o 25%.

Wpływ liczby cetanowej oleju napędowego na emisję NO_x przedstawiono na rysunku 11. W fazie UDC, w zakresie LC od 45 do 55 emisja NO_x zmniejsza się nieznacznie ze wzrostem LC. Zwiększenie LC do 55 do 63 powoduje już wyraźne (o 6%) obniżenie emisji NO_x. W fazie EUDC zwiększenie LC z 45 do 50 i 55 powoduje niewielki (2%) wzrost emisji NO_x, dalszy wzrost LC do 63 nie wpływa już na emisję NO_x. W całym teście NEDC najniższą emisję NO_x uzyskano dla paliwa o liczbie cetanowej 63; przy pozostałych

9, 10, 11, 12 and 13.

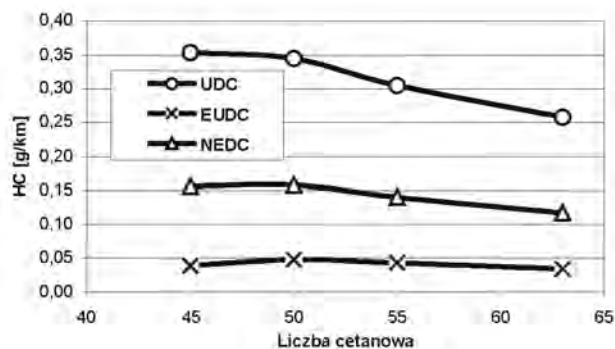
The effect of the increasing of the cetane number of diesel fuel on the CO emission is definitely advantageous (Fig. 9). In the first phase of the NEDC the significant reduction of the CO emission started above the cetane number of 50; the difference of the emission for fuels with the extreme values of cetane number was 0.522 g/km, i.e. about 26%. The reduction of the CO emission in the UDC phase is of a special advantage, since due to the cold engine in this phase it is difficult to decrease the CO emission by use of the catalyst; the reduction of the CO emission, especially at the very beginning of the UDC phase, is possible to be achieved only by reducing the intensity of CO formation in the engine working cycle. In the EUDC phase the influence of the cetane number on the CO emission was nearly linear, the relative emission difference for fuels with cetane numbers of 45 and 63 was even higher than in UDC and was of about 41%. It gives evidence of the smaller amount of CO being formed during the combustion of fuel with the higher cetane number.

The characteristics of the HC emission in the UDC phase as a function of the cetane number of fuel (Fig. 10) shows great similarity to the characteristics of the CO emission discussed above. The significant reduction of the emission is also seen here above the CN = 50, whereas the characteristics of the HC emission in the EUDC phase is quite different. Despite the lowest HC emission value which was recorded for the highest cetane number, the highest emission was obtained for fuels with the intermediate value of this parameter (CN = 50 and 55). The highest HC emission in the whole NEDC test was obtained for CN = 50, when increasing CN up to 63 the HC reduction by 25% was obtained.

The influence of the cetane number of diesel fuel on the NO_x emission is presented in Figure 11. In the UDC phase for the CN range from 45 to 55, the NO_x emission slightly decreases as CN increases. The increase of CN from 55 to 63 results in the quite substantial (by 6%) reduction of the NO_x emission. In the EUDC phase the increase of CN from 45 to 50 and 55 results in a slight (by 2%) increase of the NO_x emission; the further increase of CN up to 63 no longer influences on the NO_x emission. In the whole NEDC test the lowest NO_x emission was obtained for the fuel with CN = 63, for other fuels the NO_x emission was by 3-4% higher and the recorded values were similar.

The influence of the cetane number on the PM emission is presented in Figure 12. In the UDC and EUDC identical PM emission values were recorded for fuels with CN = 45 and 50. In case of those fuels the PM emission was lower

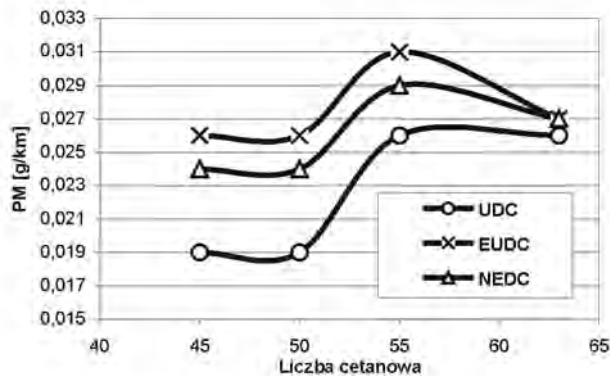
paliwach emisja NO_x była o 3-4% wyższa i przyjmowała zbliżone wartości.



Rys. 10. Emisja HC w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji liczby cetanowej paliwa

Fig. 10. HC emission during UDC, EUDC and the whole NEDC as a function of cetane number of diesel fuel

Wpływ liczby cetanowej oleju napędowego na emisję PM przedstawiono na rysunku 12. W fazie UDC i EUDC uzyskano jednakowe wartości emisji PM dla paliw o LC = 45 i 50. Emisja PM dla tych paliw była niższa niż dla paliw o wyższych LC (55 i 63), szczególnie w fazie UDC, gdzie różnica wynosiła około 25%. W fazie EUDC (a także w całym NEDC), wyraźnie najwyższą emisję PM uzyskano dla paliwa o LC = 55, dla pozostałych paliw zarówno o wyższej, jak i niższej LC emisja PM była o około 15% mniejsza



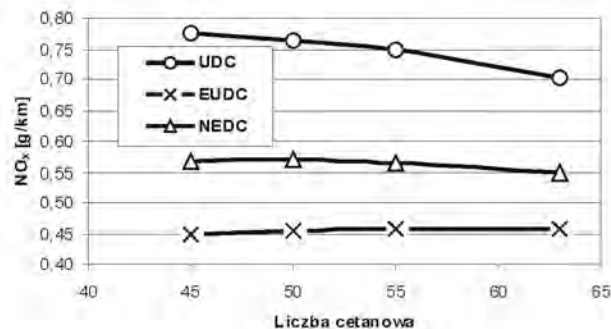
Rys. 12. Emisja PM w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji liczby cetanowej paliwa

Fig. 12. PM emission during UDC, EUDC and whole NEDC as a function of cetane number of diesel fuel

Wpływ zawartości siarki na emisję CO_2 przedstawiono na rysunku 13. Nie stwierdzono większych różnic w emisji dla paliw o różnej zdolności do samozapłonu. Nieznacznie niższa emisja CO_2 dla paliw o niższych liczbach cetanowych powiązana jest z większą emisją CO i HC.

4. Wnioski

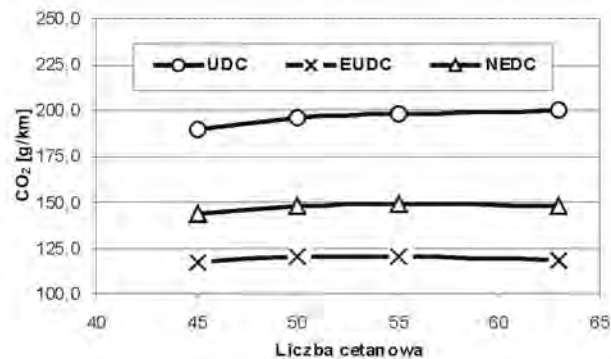
Wyniki badań przeprowadzonych na samochodzie napędzanym przez silnik o zapłonie samoczynnym potwierdziły duży wpływ zawartości siarki w paliwie na poziom emisji PM. Biorąc pod uwagę cały NEDC, obniżenie zawartości



Rys. 11. Emisja NO_x w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji liczby cetanowej paliwa

Fig. 11. NO_x emission during UDC, EUDC and the whole NEDC as a function of cetane number of diesel fuel

than for fuels with higher cetane numbers (CN = 55 and 63), especially in the phase UDC where the difference was of about 25%. In the EUDC phase (and also in the whole NEDC test) definitely the highest PM emission was obtained for fuel with the CN = 55, whereas for other fuels of both higher and lower cetane numbers the PM emission was by about 15% lower.



Rys. 13. Emisja CO_2 w fazie UDC, EUDC i całym teście NEDC w funkcji liczby cetanowej paliwa

Fig. 13. CO_2 emission during UDC, EUDC and whole NEDC as a function of cetane number of diesel fuel

The influence of the cetane number on the CO_2 emission is presented in Figure 13. No significant differences for various ignition qualities were detected. Slightly lower CO_2 emission for low-cetane fuels is connected with higher emissions of CO and HC.

4. Conclusions

The results from the diesel vehicle confirmed the fuel sulphur significant effect on PM emissions. Considering the NEDC test as a whole it should be noted that the lowering of the sulphur content in diesel fuel was of the greatest influence on the reduction of the PM emission, and to smaller extent resulted in the reduction of the NO_x emission. No serious correlation between the sulphur content in diesel fuel and the CO and HC emission in the whole NEDC test was found; the CO and HC emission was kept at the similar

siarki w oleju napędowym miało największy wpływ na redukcję emisji PM, w mniejszym stopniu wpływało również na obniżenie emisji NO_x. Dla emisji CO i HC w całym NEDC nie zanotowano wyraźnej korelacji z zawartością siarki w paliwie, emisja CO i HC utrzymywała się na zbliżonym poziomie niezależnie od ilości siarki.

Analiza wyników uzyskanych w obu częściach testu NEDC wskazuje na to, że wpływ zawartości siarki w oleju napędowym na emisję PM w spalinach uwidacznia się bardziej w drugiej części testu – fazie EUDC. Zagadnienie to wiąże się z osiągnięciem nominalnej temperatury pracy reaktora katalitycznego oraz z występowaniem większego obciążenia silnika w tej fazie testu toksyczności.

W fazie EUDC zanotowano silny wpływ zawartości siarki na emisję CO, różnica emisji CO między paliwami o skrajnej zawartości siarki (<5 i 2000 ppm) wyniosła blisko 50%. W fazie tej CO jest skutecznie dopalany przez reaktor katalityczny, znaczne różnice jego emisji świadczą o dużym negatywnym wpływie siarki na zdolność reaktora do utleniania CO (zwłaszcza biorąc pod uwagę krótki czas oddziaływania paliwa na reaktor katalityczny). Różnice w emisji CO dla paliw o różnej zawartości siarki w fazie EUDC nie przekładają się na cały test NEDC, ponieważ o emisji w NEDC decyduje faza UDC, podczas której emisja CO przyjmuje wartości około 30 razy wyższe niż podczas EUDC.

Szczególnie cenne jest, że uzyskanej przez zmniejszenie zawartości siarki redukcji emisji toksycznych składników spalin nie towarzyszy wzrost zużycia paliwa lub emisji innych związków toksycznych.

level irrespective of the sulphur content.

When considering the two phases of the NEDC test the second phase – the EUDC – is more sensitive to the diesel fuel sulphur content. Within the EUDC test the catalyst reaches its nominal work temperature and the engine loads are higher. In the EUDC phase for all toxic substances (CO, HC, NO_x and PM) the highest emission was obtained in case of the fuel with the highest sulphur content.

In the EUDC phase a significant influence of the sulphur content on the CO emission was recorded; for fuels with the extreme values of sulphur content (<5 and 2000 ppm) CO emission difference of nearly 50% was recorded. In this phase CO is efficiently combusted in the catalyst; the significant differences of its emission prove the high disadvantageous influence of the sulphur content on the CO oxidizing ability of the catalyst (especially when considering the fact that fuel affected the catalyst for short time only). The above mentioned differences of the CO emission do not apply to the whole NEDC test, because during the UDC phase the average CO emission is more than 30 times higher than the one of the EUDC phase, which determines the total emission in whole NEDC test.

The fact that the reduction of the emissions by the reduction of the diesel fuel sulphur content is not accompanied by an increase of other regulated emission components and fuel consumption is of great importance.

The increase of the self-ignition ability of fuel (increasing the cetane number) was of the greatest influence on the reduction of the CO emission. It applies both to the UDC phase and to the EUDC one, and proves that the intensity of the CO formation in the combustion chamber is smaller at the higher cetane number of fuel. The reduction of the CO emission was especially significant at the cetane number values above 50.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

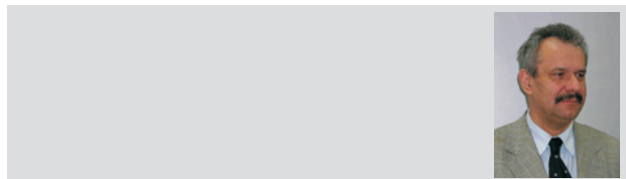
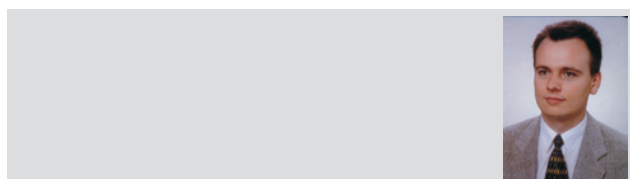
- [1] ACEA data of the sulphur effect on advanced emission control technologies. Report July 2000.
- [2] Bielaczyc P., Merksiz J., Kozak M.: Analysis of the Influence of Fuel Sulphur Content on Diesel Engine Particulate Emissions. SAE Paper 2002-01-2219.
- [3] Clark W., Sverdrup G.M., Goguen S.J., Keller G., McKinnon D., Quinn M., Graves R.L.: Overview of Diesel Emission Control-Sulphur Effects Program. SAE Paper 2000-01-1879.
- [4] Diesel Emission Control – Sulphur Effects (DECSE) Program. Final Report: Diesel Oxidation Catalysts and Lean-NO_x Catalysts, June 2001.
- [5] Diesel Emission Control – Sulphur Effects (DECSE) Program. Phase I Interim Data Report No. 3: Diesel Fuel Sulphur Effects on Particulate Matter Emissions, November 1999.
- [6] Directive 2003/17/EC of the European Parliament and of the Council of 3 March 2003 amending Directive 98/70/EC relating to quality of petrol and diesel fuels.
- [7] Gerini A., Montagne X.: Automotive Direct-Injection Diesel Engine Sensitivity to Diesel Fuel Characteristics. SAE Paper 972963.
- [8] Grebe U.D., Imarisio R.: Gasoline or Diesel Engine – the Race Is On. FISITA 2004 World Automotive Congress, Barcelona, 23-27.05.2004, F2004V097.
- [9] Hara H., Itoh Y., Henein N., Bryzik W.: Effect of Cetane Number with and without Additive on Cold Startability and White Smoke Emissions in a Diesel Engine. SAE Paper 1999-01-1476.
- [10] Honkanen M. i in.: The Performance of Reformulated Diesel Fuels in a DI Passenger Car. FISITA World Automotive Congress, Helsinki 2002. F02E213.
- [11] http://www.acea.be/ACEA/auto_data.html.
- [12] <http://www.chevron.com/prodserv/fuels/bulletin/diesel>.
- [13] Influence of the sulphur content in fuel on the fuel consumption and pollutant emissions of vehicle with gasoline and diesel engines. FEV Report, 02.11.1999.
- [14] Ingram G., Surnilla G.: On-line Estimation of Sulfation Levels in a Lean NO_x Trap. SAE Paper 2002-01-0731.
- [15] Kenney T.E. i in.: Overall Results: Phase I Ad Hoc Diesel Fuel Test Program. SAE Paper 2001-01-0151.
- [16] Kozak M.: Wpływ wybranych parametrów paliwa na emisję toksycznych składników spalin z silników o zapłonie samoczynnym. Praca doktorska, Politechnika Poznańska, 2003.
- [17] Koenig A.: Fuel Effect on Low Emission Concept. 2nd In-

- ternational Colloquium FUELS 1999, Technische Akademie Esslingen 20-21. 01. 1999.
- [18] Kwon Y., Mann N., Rieckard D.J., Haugland R.: Fuel effect on Diesel Emissions – A New Understanding. SAE Paper 2001-01-3522.
- [19] Lange W.W. i in.: Influence of Fuel Properties on Exhaust Emissions from Advanced Heavy-Duty Engines Considering the Effect of Natural and Additive Enhanced Cetane Number. SAE Paper 972894.
- [20] Li X., Chippior W., Gulder O.: Effects of Cetane Enhancing Additives and Ignition Quality on Diesel Exhaust Emissions. SAE Paper 972968.
- [21] Li X., Chippior W., Gulder O.: Effects of Fuel Properties on Exhaust Emissions of a Single Cylinder DI Diesel Engine. SAE Paper 962116.
- [22] McKinnon D.: The impact of Sulfur in Diesel Fuel on Catalyst Emission Control Technology. Manufactures of Emission Controls Association, 1999.
- [23] Merksiz J., Kozak M.: The Influence of Fuel Sulphur Content on Diesel Engine Particulate Emissions and Composition. EAEC Congress, Bratislava 18-29.06.2001, SAITS 01148.
- [24] Ogawa T. i in.: Fuel Effect on Particulate Emissions from DI Engine – Relationships among Diesel Fuel, Exhaust Gas and Particulates. SAE Paper 971605.
- [25] Oyama K., Kakegawa T.: Japan Clean Air Program – Step 1 Study of Diesel Vehicle and Fuel Influence on Emissions. SAE Paper 2000-01-1973.
- [26] Rieckard D.J., Bonetto R., Singer M.: European Programme on Emissions, Fuels and Engine Technology (EPEFE) – Comparison of Light and Heavy Duty Diesel Studies. SAE Paper 961075.
- [27] Sher E.: Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines; Pollutant Formation and Control. Academic Press, San Diego USA, 1998.
- [28] Shouxian R.: Diesel Fuel Sulfur Effects on the Performance of Lean NO_x Catalysts. 6th Diesel Engine Emissions Reduction Workshop, San Diego (USA), 20-24.08.2000.
- [29] Shuzo N.: Status of Fuels and Lubricants for Diesel Engines in Japan. Japan Clear Air Program, Joint Meeting APBF-DEC, CAFE, JCAP, October 9-10, 2002.
- [30] Singal S.K., Singh I.P., Pandey D.C., Runda M.K., Semwal P.B., Gandhi K.K.: Fuel Quality Requirements for Reduction of Diesel Emissions. SAE Paper 1999-01-3592.
- [31] Szymkowicz P.G., French D.T., Crellin C.C.: Effects of Advanced Fuels on the Particulate and NO_x Emissions from an Optimized Light-Duty CIDI Engine. SAE Paper 2001-01-0148.
- [32] Tamanouchi M. and others: Effect of Fuel Properties on Exhaust Emissions for Diesel Engines with and without Oxidation Catalyst and High Pressure Injection. SAE Paper 970758.
- [33] Terry L., Ullman T. L., Spreen K.B., Mason R.L.: Effects of Cetane Number on Emissions From a Prototype 1998 Heavy-Duty Diesel Engine. SAE Paper 950251.
- [34] Terry L., Ullman T. L., Spreen K.B., Mason R.L.: Effects of Cetane Number, Aromatics and Oxygenates on Emissions From a 1994 Heavy-Duty Diesel Engine With Exhaust Catalyst. SAE Paper 950250.
- [35] Truex T.J.: Interaction of Sulfur with Automotive Catalysts and the Impact on Vehicle Emission – A Review. SAE Paper 1999-01-1543.
- [36] US Federal Register Vol. 66, No. 12. January 18, 2001.
- [37] Walsh M.: Global Trends in Motor Vehicle Pollution Control – a 2004 Update. FISITA 2004 World Automotive Congress, Barcelona, 23-27.05.2004. F2004V023.
- [38] Worldwide Fuel Charter, December 2002.
- [39] YoungKee Y., SeokJae K., GwonKoo Y., TaeHun Y., Hyun-Sik H.: A development of Diesel Oxidation Catalyst and the Evaluation of its Performance Characteristic. FISITA World Automotive Congress, Seoul 2000. F2000H179.

Skróty i oznaczenia/Nomenclature

CO	<i>carbon oxide</i> – tlenek węgla
CO ₂	<i>carbon dioxide</i> – dwutlenek węgla
CN	<i>cetane number</i> – liczba cetanowa
CVS	<i>constant volume sampler</i> – układ rozcieńczający spaliny powietrzem o stałym natężeniu przepływu
DI	<i>direct injection</i> – bezpośredni wtrysk paliwa
E250 (E350)	<i>percentage v/v of a fuel distilled at 250°C (350°C)</i> – ilość paliwa w % (v/v) oddestylowująca do temperatury odpowiednio 250°C (350°C)
EGR	<i>exhaust gas recirculation</i> – recyrkulacja spalin
EUDC	<i>Extra Urban Driving Cycle</i> – pozamiejski europejski test jezdny (druga część testu NEDC)
FBP	<i>final boiling point</i> – temperatura końca destylacji paliwa
HC	<i>hydrocarbons</i> – węglowodory
IBP	<i>initial boiling point</i> – temperatura początku destylacji paliwa
LEV	<i>low emission vehicles</i> – pojazdy o niskiej emisji

LC	liczba cetanowa
NEDC	<i>New European Driving Cycle</i> – nowy europejski cykl jezdny – zmodyfikowany cykl ECE R83 z natychmiastowym poborem spalin
NO _x	<i>nitrogen oxides</i> – tlenki azotu
PM	<i>particulate matter</i> – cząstki stałe
T50 (T90)	<i>temperature at which 50 (90) % v/v of the fuel distills</i> – temperatura oddestylowania 50 (90)% (v/v) paliwa
UDC	<i>Urban Driving Cycle</i> – miejski europejski cykl jezdny (pierwsza część testu NEDC)
ULEV	<i>ultra low emission vehicles</i> – pojazdy o bardzo niskiej emisji



Zdzisław CHŁOPEK*
Piotr STASIAK**

Analiza niepowtarzalności sygnału ciśnienia indykowanego silnika spalinowego

W pracy przeprowadzono analizę niepowtarzalności sygnału ciśnienia indykowanego w statycznych warunkach pracy silnika. Stwierdzono znaczą niepowtarzalność badanego sygnału, wynikającą z nierównomierności prędkości obrotowej oraz z zakłóceń wartości ciśnienia w poszczególnych pseudookresach. Zbadano stacjonarność sygnału ciśnienia indykowanego. Zaproponowano metodę wtórnego próbkowania w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego, dzięki czemu zastosowanie uśredniania synchronicznego do tak przetworzonego sygnału okazało się skutecznym sposobem zmniejszenia udziału zakłóceń w podstawowym sygnale okresowym. Zbadano właściwości statystyczne sygnału odchyłki ciśnienia indykowanego od ciśnienia uśrednionego w pseudookresach. Stwierdzono, że jest to szum szerokopasmowy i że nie ma podstaw do sformułowania hipotezy o zgodności badanego sygnału z rozkładem normalnym.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, indykowanie silników spalinowych, sygnał ciśnienia indykowanego

The analysis of an unrepeatability of cylinder pressure signal in internal combustion engines

In this paper an analysis of irrepeatability of cylinder pressure signal in static conditions of engine work was performed. Large irregularity of analysed signal was stated that follows the irregularity of engine speed and pressure value distortions in each quasi-period. A stationarity of cylinder pressure was studied. Resampling data method in the revolution angle domain was suggested. Due to this synchronised averaging, transformed signal was an effective method of eliminating distortions in the basic periodical signal. Static properties of signal deviations (deviations of cylinder pressure from pressure averaged in quasi-periods) were studied. It was stated that the analysed distortions are a wide-range noise and there is no reason to formulate a hypothesis regarding the analysed signal conformity with a normal distribution.

Key words: combustion engines, measurement of cylinder pressure, cylinder pressure signal

Wstęp

Sygnał ciśnienia indykowanego jest sygnałem ciśnienia panującego w cylindrze silnika spalinowego. Sygnał indykatorowy jest źródłem informacji o podstawowych właściwościach silnika oraz o procesach w nim zachodzących.

Istnieje wiele problemów pomiaru, rejestracji i analizy sygnału ciśnienia indykowanego. Do najważniejszych problemów pomiaru i rejestracji ciśnienia indykowanego należy zaliczyć trudne ze względu na obciążenia cieplne i mechaniczne warunki w miejscu pomiaru. Ponadto – w silnikach o zapłonie iskrowym – występują silne zakłócenia elektromagnetyczne związane z pracą układu zapłonu. Istotne jest również, że sygnał indykatorowy charakteryzuje się dużą rozpiętością wartości oraz bardzo znacznymi właściwościami dynamicznymi. Z powodu właściwości dynamicznych jest konieczne stosowanie w rejestracji cyfrowej dużych częstotliwości próbkowania, to z kolei stawia wymagania rozdzielczości kwantowania sygnału [4, 5].

Sygnał indykatorowy jest sygnałem pseudookresowym. Jest to jeden z powodów istotnych trudności w analizie sygnału indykatorowego, szczególnie w wypadku rejestracji sygnału jako funkcji czasu. W tym wypadku występuje nierównomierność pseudookresów w związku z fluktuacjami prędkości obrotowej nawet w statycznych warunkach pracy silnika [6–9]. Tego problemu pozornie nie ma w wypadku rejestracji sygnału indykatorowego jako funkcji kąta obrotu wału korbowego. W rzeczywistości wygenerowany sygnał położenia wału korbowego jest obciążony błędami

Introduction

A signal of cylinder pressure is a notation of a process of pressure inside a combustion chamber of an engine. This signal is a source of information about basic properties of engine and all processes that occur inside.

There are many problems related to measurement, registration and analysis of cylinder pressure signal. One of the most important problems of measurement and registration of the cylinder pressure is hard thermal and mechanical conditions in the location of the pressure indicator. Moreover, in engines with battery ignition, strong electro-magnetic distortions occur while the ignition system is working.

It is also significant that cylinder pressure signal has a very wide range of values and it is also very dynamic. Because of that dynamism it is necessary to use high sampling frequencies in digital registering, which in turn determines proper quantization resolution [4, 5].

Cylinder pressure signal is quasi-periodical. That is one of the reasons for significant difficulties in the cylinder pressure signal analysis, especially in the case of registering signal against time. In this case it is possible to observe an irregularity of periods connected with crankshaft speed fluctuation, including the static conditions of measurements. [6–9]. This problem seemingly doesn't appear in the case of registering signal against degree of crankshaft revolution. In fact, the generated signal of the crankshaft position is weighed by errors caused by the dynamic phenomena that occur in piston-crank assembly, particularly crankshaft

spowodowanymi zjawiskami dynamicznymi zachodzącymi w układzie tłokowo-korbowym, szczególnie drganiami kątowymi wału korbowego.

Istotnym problemem jest synchronizacja sygnału indykatorowego z innymi sygnałami rejestrowanych procesów zachodzących w silniku. Problem ten wynika przede wszystkim z opóźnień o skomplikowanych właściwościach w układzie generowania sygnału indykatorowego. Utrudnia to znacznie zsynchronizowanie sygnału indykowanego z cyklem pracy silnika – problem ten jest znany w literaturze i praktyce badawczej jako problem identyfikacji górnego zwrotnego położenia tłoka [15]. W wypadku analizowania procesów zachodzących w obiegu silnika problem identyfikacji górnego zwrotnego położenia tłoka może w znacznym stopniu zdeterminować wyniki badań.

Parametry z jakimi jest zarejestrowany sygnał indykatorowy mogą w znacznym stopniu powodować trudności w dalszym przetwarzaniu sygnału. Problem ten występuje m.in. w wypadku różniczkowania sygnału, co jest konieczne m.in. w badaniu wywiązywania ciepła, czy w analizie procesów sprężania i rozprężania, a także w identyfikacji górnego zwrotnego położenia tłoka [4, 5].

Charakterystyczne właściwości sygnału indykatorowego powodują, że w jego przetwarzaniu w wielu wypadkach mogą się okazać mało skuteczne powszechne (zautomatyzowane) metody przetwarzania. Tak jest m.in. w wypadku filtracji dolnoprzepustowej w dziedzinie częstotliwości w celu wyeliminowania z sygnału użytecznego szumów o wysokich częstotliwościach. Znamionną cechą sygnału indykatorowego jest występowanie nieciągłości jego pochodnej względem czasu przed górnym zwrotnym położeniem tłoka z powodu rozpoczęcia się procesu spalania. Powszechnie stosowane algorytmy filtracji dolnoprzepustowej, jeśli są dostatecznie skuteczne ze względu na usuwanie wysokoczęstotliwościowych szumów, mogą spowodować utratę informacji o początku spalania, która jest bardzo ważna w analizie procesów zachodzących w obiegu silnika.

W pracy autorzy przeprowadzili analizę niepewtarzalności sygnału indykatorowego zarejestrowanego w dziedzinie czasu ze względu zarówno na nierównomierność pseudokresów, spowodowaną nierównomiernością prędkości obrotowej, jak i składowych sygnału o tak znacznym stopniu nieokreśloności, że upoważnia to do kwalifikowania ich do kategorii procesów przypadkowych.

Przetwarzanie sygnału ciśnienia indykowanego w celu oceny jego niepewtarzalności

Przedmiotem badań był sygnał indykatorowy zarejestrowany na sześciocylindrowym silniku okrętowym Sulzer typu 6AL 20/24 o objętości skokowej 37,7 dm³, o mocy znamionowej 420 kW przy prędkości obrotowej 750 min⁻¹ [6–9]. Badania przeprowadzono w statycznych warunkach pracy, tzn. takich, które w zakresie częstotliwości odpowiadającym warunkom rzeczywistego użytkowania silnika są niezależne od czasu [3]. Punkt pracy, w którym wykonywano badania był określony prędkością obrotową 708 min⁻¹ i momentem obrotowym 5,7 kN·m.

Sygnał został zarejestrowany z odstępem próbkowania

angle vibrations.

The essential problem is the cylinder pressure signal synchronization with other registered signals of the processes occurring inside the engine. This problem is a result of delays that complicate the characteristics while generating cylinder pressure signal. This makes it difficult to synchronize cylinder signal with engine work cycle – this problem is well known in literature and laboratory practice as a problem of identification of DTC [15]. When analyzing processes which occur in the engine circulation the problem of identification of DTC may have a substantial impact on the results of the measurements.

Parameters set in the registering process may cause difficulties in further signal processing to a large extent. This problem appears while differentiating the signal, which is necessary in the tests for heat release or analysing the processes of compression or decompression and identifying of the DTC [4, 5].

Characteristic properties of the cylinder pressure signal cause that many common (automatic) methods of analysis are not effective enough. This can be observed in low-pass filtering in frequency domain, which is used for eliminating high frequency noises from the useful signal. Characteristic feature of the cylinder pressure signal is the discontinuity of derivative against time before the DTC because of the onset of the combustion process. Commonly used algorithms of low-pass filtering (if they are effective enough in eliminating high frequency noises) may cause loss of information about combustion starting point, which is very important in analysing the internal engine processes.

In this research authors have analysed the uniqueness of cylinder pressure signal registered against time for the sake of both irregularity of quasi-periods, caused by the irregularity of crankshaft speed and components of signal, which are indeterminate enough to classify them in the stochastic processes.

Processing cylinder pressure's signal for sake of evaluation its uniqueness

The purpose of the research was to determine the cylinder pressure signal registered from 6 cylinder marine engine Sulzer, type 6AL 20/24, of 37,7 dm³ of stroke capacity, nominal power of 420 kW by 750 rpm [6–9]. The research was conducted under static conditions, i.e. those, which in the range of frequencies fulfil the realistic conditions of work and are independent of time [3]. Point of work, where the research was performed, was determined by crankshaft speed of 708 RPM and torque of 5,7 kN·m.

The signal was registered with sampling step $\Delta t = 50$ ms, for quantization 12-bit a/d converter was used. Registered discreet signal was set of $K = 524288$ real numbers.

On figure 1 a fragment of the registered cylinder pressure signal is shown. The results of initial signal analysis show that the signal is characterized by a high irregularity and significant distortions by high frequency noises.

In order to eliminate high frequency noises from the useful signal low-pass filter was used. A linear recurrent filter

$\Delta t = 50$ ms; do jego kwantowania zastosowano przetwornik 12-bitowy. Zarejestrowany sygnał dyskretny jest zbiorem o liczności $K = 524288$ liczb rzeczywistych.

Na rysunku 1 przedstawiono fragment zarejestrowanego sygnału indykatorowego. Ze wstępnej analizy sygnału wynika, że cechuje go duża nierównomierność oraz znaczne zakłócenia szumami o wysokich częstotliwościach.

W celu zmniejszenia udziału w sygnale użytecznym wysokoczęstotliwościowych szumów zastosowano filtrację dolnoprzepustową. Zastosowano liniowy filtr nierekurencyjny [1, 4, 5, 13, 14]:

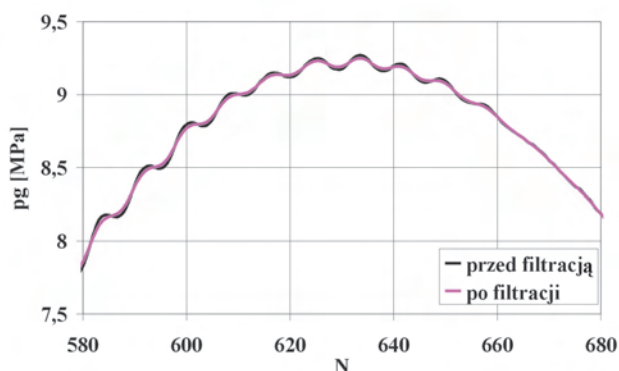
$$\begin{aligned} &= (0,125 \sim_{-3} + 0,3 \sim_{-2} + 0,5 \sim_{-1} + \\ &\quad + 0,5 \sim_{+1} + 0,3 \sim_{+2} + 0,125 \sim_{+3}) / 2,3 \\ &3 < \dots - 2 \\ &= (0,3 \sim_{-2} + 0,5 \sim_{-1} + \dots + 0,5 \sim_{+1} \\ &\quad + 0,3 \sim_{+2}) / 2,5 \\ &= 3 \quad \dots - 2 \\ &= (0,5 \sim_{-1} + \dots + 0,5 \sim_{+1}) / 2 \\ &= 2 \quad \dots - 1 \\ &= \sim \\ &= 1 \quad \dots \end{aligned}$$

(1)

Skutek filtracji sygnału przedstawiono na rysunku 2.

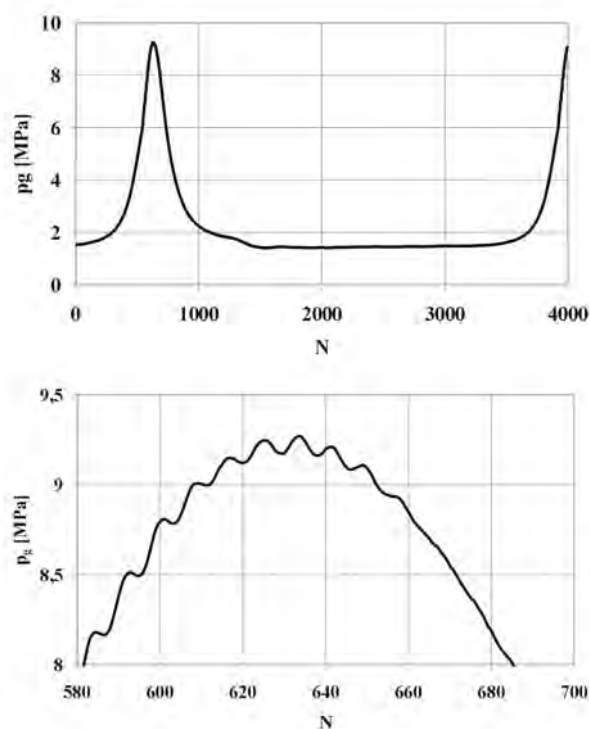
Sygnał ciśnienia indykowanego jest sygnałem o pseudookresie:

$$\dots = 120 / \dots \quad [\text{s}], \quad (2)$$



gdzie: prędkość obrotowa n [min^{-1}].

W celu analizy nierównomierności pseudookresów konieczne jest ich wyznaczenie. Do wyznaczania pseudookresów wykorzystano identyfikację lokalnych maksimów sygnału w poszczególnych pseudookresach. Zastosowano w tym celu procedurę odcinkowej aproksymacji wartości sygnału w okolicach maksimum wielomianem stopnia drugiego. Jako zmienną niezależną maksimum przyjmowano zmienną niezależną punktu, najbliższej położonego od maksimum funkcji aproksymującej badany fragment sygnału.



was applied [1, 4, 5, 13, 14]:

$$\begin{aligned} &= (0,125 \sim_{-3} + 0,3 \sim_{-2} + 0,5 \sim_{-1} + \\ &\quad + 0,5 \sim_{+1} + 0,3 \sim_{+2} + 0,125 \sim_{+3}) / 2,3 \\ &3 < \dots - 2 \\ &= (0,3 \sim_{-2} + 0,5 \sim_{-1} + \dots + 0,5 \sim_{+1} \\ &\quad + 0,3 \sim_{+2}) / 2,5 \\ &= 3 \quad \dots - 2 \\ &= (0,5 \sim_{-1} + \dots + 0,5 \sim_{+1}) / 2 \\ &= 2 \quad \dots - 1 \\ &= \sim \\ &= 1 \quad \dots \end{aligned} \quad (1)$$

The results of filtering are presented on figure 2. Cylinder pressure signal is a quasi-periodic signal, its period is given:

$$\dots = 120 / \dots \quad [\text{s}] \quad (2)$$

where n – engine speed [RPM].

In order to analyse the irregularity of quasi-periods it is necessary to calculate them. To calculate quasi-periods the identification of local maximum of signal was used in each

T in expression $[\dots]^T$ means transposed matrix, not quasi-period

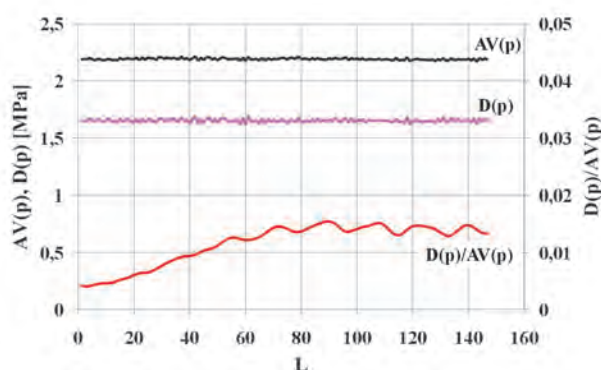
Zidentyfikowane maksima lokalne w pseudookresach zostały przyjęte jako początki pseudookresów. W wyniku identyfikacji pseudookresów wyznaczono wektory: pseudookresów $T = [\quad]^T$ ¹⁾ oraz uśrednionych w pseudookresach

prędkości obrotowych $n = [\quad]^T$, gdzie

$= 1, 2, \dots, 147$. Sygnały pseudookresów i prędkości

obrotowych uśrednionych w pseudookresach przedstawiono na rysunku 3.

Następnie przeprowadzono badania stacjonarności sygnału pseudookresów ze względu na wartość średnią jako estymator wartości oczekiwanej $AV(p_g)$ oraz ze względu na odchylenie standardowe – $D(p_g)$. Na rysunku 4 przedstawiono uśrednianie od początku pomiaru: wartość średnią i odchylenie standardowe. Przedstawiono również wskaźnik zmienności będący ilorazem odchylenia i wartości średniej.



Rys. 4. Ilustracja badania stacjonarności sygnału pseudookresów
Fig. 4. Illustration of test of stationarity of quasi-periods signal

Na podstawie przeprowadzonej analizy można przyjąć, że badane sygnały pseudookresów i uśrednionych w pseudookresach prędkości obrotowych są stacjonarne ze względu na wartość średnią i odchylenie standardowe.

Wektory, zawierające wartości ciśnień indykowanych w poszczególnych pseudookresach, mają różne liczby swych elementów. W związku z tym uśrednianie synchroniczne nie jest w tym wypadku skutecznym sposobem zmniejszania udziału szumów wysokoczęstotliwościowych w sygnale użytecznym: w wypadku dużej liczby pseudookresów uśrednianie synchroniczne staje się estymatorem wartości średniej.

W celu zastosowania uśredniania synchronicznego do sygnału indykowanego dokonano operacji wtórnego próbkowania sygnału zgodnie z kryterium równej liczby

¹⁾ W odróżnieniu od oznaczenia pseudookresu symbol T w wyrażeniu $[\quad]$ oznacza macierz transponowaną.

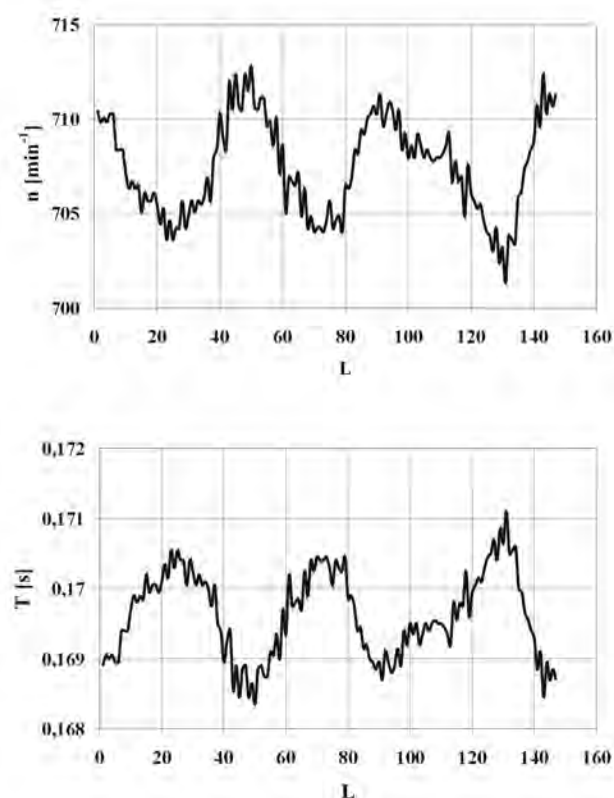
period. To this end, a procedure of serialized estimation in the vicinity of the maximum by 2° polynomial was used. An independent variable of the nearest point of maximum estimated function was used as an independent variable of maximum.

Identified local maximums in quasi-periods were set as a beginnings of quasi-periods. As a result of identification of quasi-periods set of vectors was determined: vector of quasi-periods $T = [\quad]^T$ ¹⁾ and revolution speed aver-

aged in quasi-periods $n = [\quad]^T$, where

$= 1, 2, \dots, 147$. Signals of quasi-periods and revolution

speeds averaged in quasi-pe-riods are presented on figure 3.



Rys. 3. Sygnały pseudookresów i prędkości obrotowych uśrednionych w pseudookresach

Fig. 3. Signals of quasi-periods and revolution speed averaged in quasi-periods

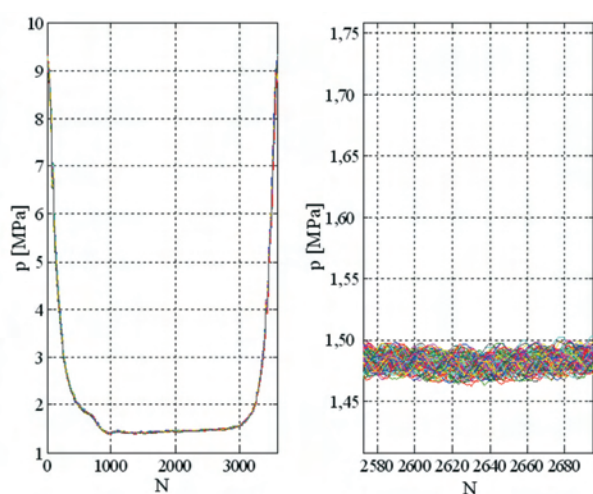
Next, a stationarity test of quasi-periods signal for determining the average value as (estimator of average value) $AV(p_g)$ and for standard deviation – $D(p_g)$ was performed. In figure 4 averaging from the beginning of measurement is presented: mean value and standard deviation. Changeability rate (quotient of mean value and standard deviation) is also presented.

próbkowanych punktów w każdym z pseudookresów. Przyjęto założenie, że wtórne próbkowanie ma się odbywać z częstotliwością odpowiadającą kątowi $0,2^\circ$ obrotu wału korbowego, co oznacza, że wektory zawierające spróbkowane wartości ciśnienia indykowanego dla poszczególnych pseudookresów będą miały licznosc elementów wynoszącą 3600. Do realizacji wtórnego próbkowania sygnału ciśnienia indykowanego w poszczególnych pseudookresach użyto procedury *Resample* z biblioteki oprogramowania MATLAB. Zasadą numeryczną zastosowanej procedury jest odcinkowa aproksymacja zbiorów pierwotnych danych funkcją wielomianową z użyciem $2r + 1$ punktów pierwotnych. W wyniku analizy testów procedury *Resample* dla badanego sygnału wybrano do realizacji parametr $r = 2$.

Na rysunku 5 przedstawiono wyniki wtórnego próbkowania sygnału ciśnienia indykowanego w poszczególnych pseudookresach. Dalsze operacje wykonywano na sygnale wtórnie spróbkowanym.

Uśrednianie synchroniczne sygnału ciśnienia indykowanego w poszczególnych pseudookresach wykonano zgodnie z algorytmem [1, 13, 14]:

$$p = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p_i \quad (3)$$



Rys. 5. Wynik wtórnego próbkowania sygnału ciśnienia indykowanego w

On the basis of the foregoing test we assume that the examined quasi-period signals and revolution speeds averaged in quasi-periods are stationary for mean value and standard deviation.

Vectors, which contain values of cylinder pressure in each quasi-period, are of different size. In this respect, the synchronized averaging isn't an effective method of decreasing participation of high frequency noises in the useful signal. If there is a large number of quasi-periods synchronized averaging becomes the estimator of the average value.

In order to apply synchronized averaging on cylinder pressure signal it was necessary to resample the signal according to criterion of equal number of sampled points in each quasi-period. It was assumed that a new sampling step should be appropriate to $0,2^\circ$ of crankshaft revolution, which means that the vectors that consist of the resampled values of cylinder pressure for each quasi-period will have the size of 3600 points. In order to realise the resampling of signal in each quasi-period procedure *RESAMPLE* was used (one of the procedures from MATLAB toolbox). A numeric rule of used procedure is a serialized approximation of sets of original data by polynomial function using $2r + 1$ original points. After testing, the *RESAMPLE* procedure for the tested signal parameter $r=2$ was chosen.

Results of resampling cylinder pressure signal in each quasi-period are presented in figure 5. Further operations were performed on a resampled signal. Synchronized averaging of cylinder pressure signal in each quasi-period was performed according to the algorithm [1, 13, 14]:

$$p = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p_i \quad (3)$$

Next, deviations of cylinder pressure from averaged pressure were determined in the quasi-periods:

$$\Delta p_i = p_i - p \quad (4)$$

where: $i = 1, 2, \dots, N$

The graph of deviations of cylinder pressure from averaged pressure in quasi-periods is shown in figure 6.

poszczególnych pseudookresach oraz powiększenie fragmentu wykresu

Fig. 5. Result of resampling cylinder pressure signal in each quasi-period with expansion of fragment of a chart

Następnie wyznaczono odchyłki ciśnienia indykowanego od ciśnienia uśrednionego w pseudookresach:

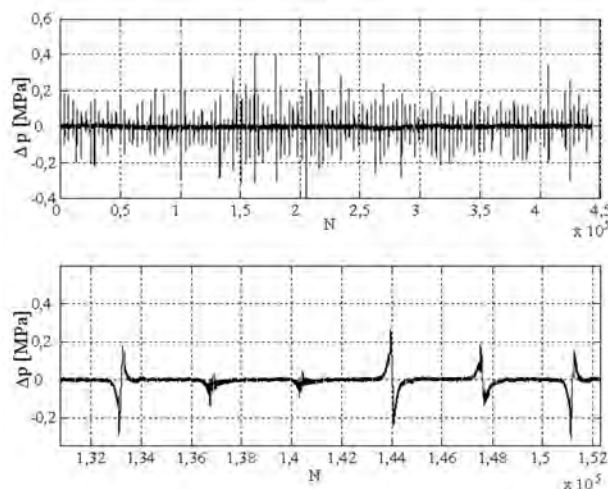
$$\Delta p_{+3600} = +3600 - \quad (4)$$

gdzie: $i = 1, 2, \dots$

Przebieg odchyłek ciśnienia indykowanego od ciśnienia uśrednionego w pseudookresach przedstawiono na rysunku 6.

Charakterystyczne są znaczne wartości odchyłek ciśnienia indykowanego od ciśnienia uśrednionego w pseudookresach sygnału w okolicach ciśnienia maksymalnego. Wynika to z faktu, że dla tych zakresów kąta obrotu wału korbowego występują ekstremalne wartości pochodnych ciśnienia względem kąta obrotu: maksimum pochodnej dla kąta mniejszego niż kąt maksimum ciśnienia i minimum pochodnej dla kąta większego.

Mając wyznaczone wartości odchyłek od średniego ciśnienia dla każdego punktu przebiegu zarejestrowanego dokonano estymacji przebiegi gęstości prawdopodobieństwa odchyłek w pseudookresie. Na rysunku 7 przedstawiono gęstość prawdopodobieństwa dwunastu odchyłek standaryzowanego ciśnienia indykowanego dla wybranych pseudookresów (dla co dziesiątego pseudookresu). Na wykresie naniesiono również gęstość prawdopodobieństwa odchyłek ciśnienia indykowanego dla całej populacji, a także rozkład normalny dla zbioru standaryzowanego.

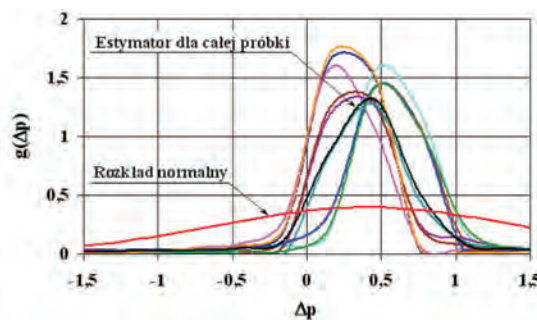


Rys. 6. Przebieg odchyłek ciśnienia indykowanego od ciśnienia uśrednionego w pseudookresach sygnału i powiększenie części wykresu

Fig. 6. Graph of deviations of cylinder pressure from averaged pressure in quasi-periods of signal and an expansion of a fragment of graph

Very characteristic are large values of deviations of cylinder pressure from averaged pressure in quasi-periods of signal in the area of maximum pressure. It follows the fact, that for these ranges of crankshaft's angle of revolution maximum values of derivative occur for an angle which is smaller than the angle of maximum pressure, and minimum for the larger angle.

After determining the values of deviations from average pressure for each point of registered course the graphs of probability density of deviations in quasi-period were estimated. In figure 7 the probability density for 12 deviations of



Rys. 7. Gęstość prawdopodobieństwa odchyłek standaryzowanego ciśnienia indykowanego dla wybranych pseudookresów i dla całej próbki

Fig. 7. Probability density of deviations of standardised cylinder pressure for selected quasi-periods and the whole population

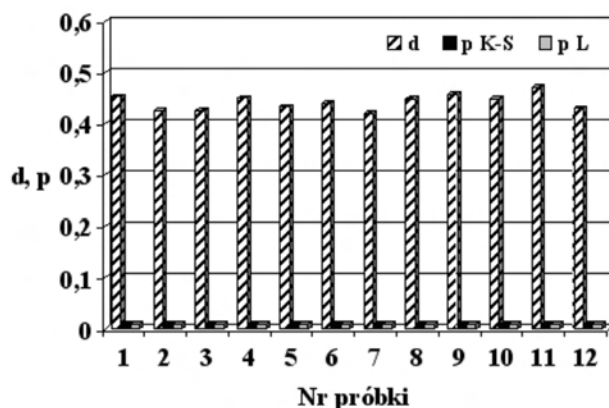
²⁾ W oprogramowaniu Statistica dla testów Kołmogorowa-Smirnowa i Lillieforsa wyznaczane jest prawdopodobieństwa nieodrzućcia hipotez o zgodności próbki z rozkładem normalnym w postaci relacji w stosunku do granicznych wartości (w tym wypadku $p < 0,01$).

Przeprowadzono badania normalności dla jedenastu analizowanych próbek oraz dla całej populacji korzystając z testów Shapira–Wilka [2, 16], Kołmogorowa–Smirnowa [2, 10, 11, 17] i Lillieforsa [2, 12]. Wyniki testów przedstawione są w tabeli: statystyki testów – W i D oraz prawdopodobieństwo nieodróżnienia hipotezy o zgodności próbki z rozkładem normalnym – p. Do badania zgodności próbek z rozkładem normalnym wykorzystano oprogramowanie Statistica.

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono statystyki testów Shapira–Wilka i Kołmogorowa–Smirnowa oraz prawdopodobieństwo nieodróżnienia hipotez Shapira–Wilka, Kołmogorowa–Smirnowa i Lillieforsa o zgodności próbki z rozkładem normalnym. W wypadku testów Kołmogorowa–Smirnowa i Lillieforsa przedstawiono graniczne wartości i prawdopodobieństwa nieodróżnienia hipotez o zgodności próbki z rozkładem normalnym²⁾.

Negatywne wyniki testów normalności potwierdza porównanie gęstości prawdopodobieństwa badanych próbek oraz rozkładu normalnego (rysunek 7).

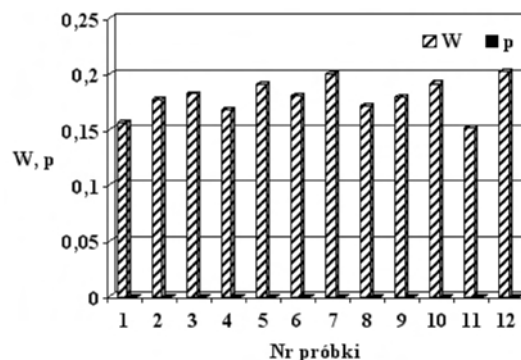
Z badań zgodności próbek z rozkładem normalnym odchyłek ciśnienia indykowanego dla wybranych pseudookresów wynika, że nie ma podstaw – na podstawie wykonanych testów: Shapira–Wilka, Kołmogorowa–Smirnowa i Lillieforsa, do przyjęcia na poziomie istotności 0,01 hipotezy o zgodności badanych próbek z rozkładem normalnym. Analiza wartości statystyk wykorzystywanych testów wskazuje na stacjonarność badanego procesu odchyłek ciśnienia indykowanego względem gęstości prawdopodobieństwa, bowiem współczynniki zmienności statystyk testów Shapira–Wilka i Kołmogorowa–Smirnowa należy uznać za nieduże (rysunek 10).



Rys. 9. Statystyka testu Kołmogorowa–Smirnowa i prawdopodobieństwo nieodróżnienia hipotez Kołmogorowa–Smirnowa (K–S) i Lillieforsa (L) o zgodności próbki z rozkładem normalnym

Fig. 9. Kolmogorow – Smirnow's (K – S) test statistics and probability of non-rejection of K – S and Lilliefors' (L) hypothesis of conformity sample with a normal distribution

Przeprowadzono również badania odchyłek ciśnienia indykowanego w dziedzinie częstotliwości oraz badania korelacji własnej. W tym celu usunięto z sygnału trend liniowy i dokonano standaryzacji badanych zbiorów. Do wyznaczania widmowej gęstości mocy i funkcji korelacji



Rys. 8. Statystyka testu Shapira–Wilka i prawdopodobieństwo nieodróżnienia hipotezy Shapira–Wilka o zgodności próbki z rozkładem normalnym

Fig. 8. Shapiro – Wilk's test's statistic and probability of non-rejection of S – W hypothesis regarding the sample conformity with a normal distribution

standardised cylinder pressure for selected quasi-periods (for every 10th) is presented. Probability density of deviations of cylinder pressure for the whole population and distribution for standardised set are also shown in the graph.

Normality tests for 11 analysed samples and the whole population were performed by using Shapiro – Wilk's test [2, 16], Kolmogorow – Smirnow's test [2, 10, 11, 17] and Lilliefors' test [2, 12]. Tests results are presented in the table: tests statistics – W and D and probability of non-rejection of the hypothesis regarding the conformity of the sample with a normal distribution – p. In order to examine the sample conformity with a normal distribution STATISTICA software was used.

Statistics of Shapiro–Wilk's test and Kolmogorow–Smirnow's test and probability of non-rejection of the Shapiro–Wilk's, Kolmogorow–Smirnow's and Lilliefors' hypotheses regarding the conformity of the sample with a normal distribution are shown in figures 8 and 9. In the case of Kolmogorow–Smirnow and Lilliefors' tests boundary values and probability of non-rejection of the hypothesis of conformity sample with a normal distribution were presented²⁾.

Negative results of normality tests also confirm the comparison of probability density of examined samples with a normal distribution (figure 7).

On the basis of the conformity of the samples with a normal distribution research of deviations of the cylinder pressure for selected quasi-periods it can be concluded that (on the basis of performed tests) there is no reason to accept the hypothesis about conformity of the samples with a normal distribution on 0,01 confidence level. The analysis of the values of used tests statistics points out the stationarity of the analysed process of deviations of the cylinder pressure for the sake of probability density due to small values of

²⁾ In STATISTICA software, for Kolmogorow – Smirnow's and Lilliefors' test probability of not rejecting hypothesis of sample conformity with a normal distribution is determined in correlation with border values (in this case $p < 0,01$).

własnej wykorzystano procedury z oprogramowania Statistica z zastosowaniem algorytmu szybkiego przekształcenia Fouriera z oknem Hamminga o szerokości 21 odstępów próbkowania w dziedzinie czasu. Do wygładzania zgrubnego q-elementowego wektora estymatora widmowej gęstości mocy zastosowano nierekurencyjny filtr w dziedzinie częstotliwości (tzw. uśrednianie odcinkowe w dziedzinie częstotliwości) [1, 13, 14]:

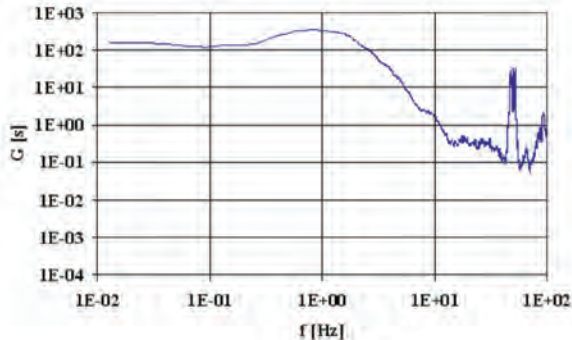
$$= \frac{1}{2+1} \sum_{=-}^{+} \sim$$

$$\begin{aligned} &= \dots < \leq - \dots \\ &= -1 \leq \dots \\ &= - \dots > - \dots \end{aligned} \quad (5)$$

Do realizacji filtra przyjęto parametr $M = 10$.

Na rysunku 11 przedstawiono widmową gęstość mocy, a na rysunku 12 funkcję korelacji własnej standaryzowanych odchyłek ciśnienia indykowanego.

Na podstawie analizy widmowej standaryzowanych odchyłek ciśnienia indykowanego można stwierdzić, że badany sygnał ma charakter szerokopasmowego szumu. Duża wartość widmowej gęstości mocy dla częstotliwości około 50 Hz wynika prawdopodobnie ze znacznych wartości odchyłek ciśnienia indykowanego sygnału w okolicach ciśnienia maksymalnego. Z analizy korelacyjnej wynika ponadto słabe skorelowanie sygnału



Rys. 11. Widmowa gęstość mocy standaryzowanych odchyłek ciśnienia indykowanego

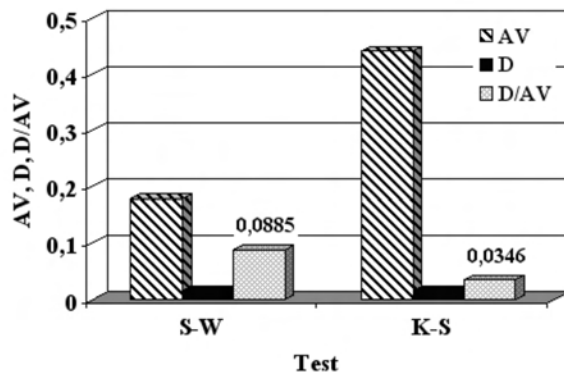
Fig. 11. Power density spectrum of standardised deviations of cylinder pressure

Podsumowanie

Na podstawie analizy sygnału ciśnienia indykowanego rejestrowanego w dziedzinie czasu stwierdzono znaczną nierównomierność tego sygnału, wynikającą z:

- nierównomierności prędkości obrotowej, co determinuje pseudookresowość badanego sygnału,

S. W. K. Statystyka testów (Rys. 10)



Rys. 10. Wartość średnia, odchylenie standardowe oraz współczynnik zmienności statystyk testów Shapira-Wilka (S-W) i Kołmogorowa-Smirnowa (K-S)

Fig. 10. Mean value, standard deviation and changeability rate of Shapiro-Wilk's (S-W) and Kolmogorov-Smirnov's (K-S) tests statistic

Research of deviation of cylinder pressure against frequency and research of autocorrelation were also performed. In order to do it, linear trend was eliminated from the signal and examined sets were standardised. Power density spectrum and function of autocorrelation were determined by STATISTICA software with the use of the FFT procedure with Hamming window (its width was 21 sampling steps in time domain). In order to initial smooth a vector of estimator of power density spectrum (q-elements size) an irrecurrent filter was used in the time domain (it is also called: serialized averaging in the time domain) [1, 13, 14].

$$= \frac{1}{2+1} \sum_{=-}^{+} \sim$$

$$\begin{aligned} &= \dots < \leq - \dots \\ &= -1 \leq \dots \\ &= - \dots > - \dots \end{aligned} \quad (5)$$

Parameter M value was set as $M = 10$ to realise filter.

Power density spectrum is presented in figure 11. Autocorrelation function of standardised deviations of cylinder pressure is shown on figure 12.

We can say that the analysed signal is a wide-range noise on the basis of a spectral analysis. High value of power density for frequency of 50 Hz is probably a result of high values of deviations of cylinder pressure signal in the area of maximum pressure value. Also a weak autocorrelation of signal follows the correlation analysis.

Podziękowania

Autorzy składają podziękowania Panu kmdrowi prof. drowi hab. inż. Leszkowi Piasecznemu, dziekanowi Wydziału Mechaniczno-Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni za wyrażenie zgody na wykorzystanie wyników pomiarów.

Artykuł recenzowany

Special thanks

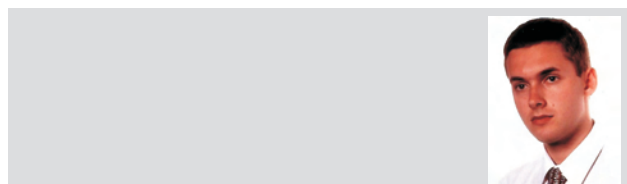
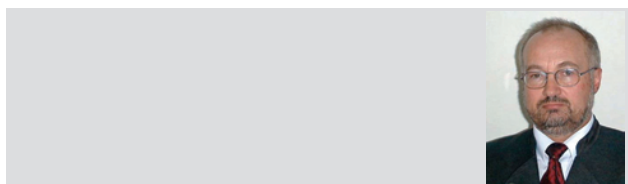
Authors would like to thank Commander Professor Leszek Piaseczny, the dean of the Faculty of Mechanical-Electrical Engineering of the Polish Naval University in Gdynia for giving his assent on use of the measurement results.

Skróty i oznaczenia/Nomenclature:

AV	wartość średnia/average value	p	prawdopodobieństwo/probability
d	statystyka testu Kołmogorowa-Smirnowa/Kolmogorow-Smirnow test's statistic	p _g	ciśnienie indykowane po filtracji/cylinder pressure after filtering
D	odchylenie standardowe/standard deviation	~	ciśnienie indykowane otrzymane z pomiaru/ raw cylinder pressure
G	widmowa gęstość mocy/power spectrum	q	wymiar wektora widmowej gęstości mocy/size of power spectrum vector
l	liczba okresów zarejestrowanych podczas pomiarów/number of terms registered during measurements	r	parametr procedury Resample/parameter of Resample procedure
L	numer kolejny okresu/term number	R	funkcja korelacji własnej/autocorrelation function
K	liczba punktów pomiaru/total number of measurements points	T	pseudookres/quasi-period
n	prędkość obrotowa/engine speed		
Skróty i oznaczenia/Nomenclature:			
M	parametr filtra liniowego/linear filter's parameter		
N	numer punktu pomiaru/number of measurement's point		

Literatura/Bibliography

- [1] Bendat J.S., Piersol A.G.: Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN. Warszawa 1976.
- [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] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Prace Naukowe. Seria „Mechanika” z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1999.
- [4] Chłopek Z.: On selected methods of numerical differentiation on the example of cylindrical pressure course differentiation. Journal of KONES. Gdańsk 2001.
- [5] Chłopek Z.: The subject of task explicitness in numerical differentiation. Journal of KONES. Gdańsk 2001.
- [6] Chłopek Z., Piaseczny L.: Badania statystycznych właściwości silnika spalinowego w statycznych warunkach pracy. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej. (w druku).
- [7] Chłopek Z., Piaseczny L.: Badania procesów szybkozmiennych zachodzących w silniku spalinowym. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej. (Praca w druku).
- [8] Chłopek Z., Piaseczny L.: The fluctuations of static states of marine combustion engines. Polish Maritime Research. (w druku).
- [9] Chłopek Z., Piaseczny L.: The statistics researchs of high frequency processes in marine combustion engines. Polish Maritime Research. (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] Oppenheim A.V., Schaffer R.W.: Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. WKŁ, Warszawa 1979.
- [14] Otnes R.K., Enochson L.: Analiza numeryczna szeregów czasowych. WNT, Warszawa 1978.
- [15] Polanowski S.: Detemination of the peak value of cylinder pressurerate by means of the follow-up approximation or basic splines. Machine Dynamics Problems 1999, Vol. 24, No. 4.
- [16] 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).
- [17] Smirnov N. V.: Table for estimating the goodness of fit of empirical distributions. Annals of Mathematical Statistics, 19 (1948).



Obróbka wykresu indykatorowego z zastosowaniem ruchomych obiektów aproksymujących

W pracy zaprezentowano możliwości obróbki wykresów indykatorowych za pomocą opracowanych przez autora ruchomych obiektów aproksymujących opartych na kryterium najmniejszych kwadratów. Właściwości obiektów aproksymujących są kształtowane głównie przez zastosowanie aproksymacji wielokrotnej i łączenie segmentów funkcji z zastosowaniem węzłów giętkich: sklepanych, nitowanych i łamanych. Na przykładzie obróbki wykresów indykatorowych okrętowego silnika średnioobrotowego porównano jakość aproksymacji przebiegów dla kilku typów obiektów aproksymujących. Podano przykłady wygładzenia przebiegów i wyznaczenia pochodnych oraz wydzielenia z przebiegów zakłóceń wysokoczęstotliwościowych i spowodowanych przez kanały gazowe.

Słowa kluczowe: ruchoma aproksymacja, funkcje gięte, metoda najmniejszych kwadratów, wygładzanie, generowanie pochodnych, dekompozycja zakłóceń, wykres indykatorowy, silnik spalinowy

The processing of indicator diagrams with the use of the moving approximating objects

This paper presents the possibilities of the processing of indicator diagrams by means of the moving approximation objects developed by the author, which are based on the least squares method. The rules of creating the approximating objects with the use of the spline knots have been discussed: glued, riveted and broken knots as well as multiple approximation. By using the example of the processing of indicator diagrams of the medium-speed marine engine, the quality of the mileage approximation for a few types of the approximating objects has been compared. Some examples of curve smoothing and determining of derivatives and separating the high-frequency noise and disturbances caused by gas channels have been presented as well.

Key words: moving approximation, spline functions, least squares method, smoothing, generation of derivatives, decomposition of disturbances, indicator diagram

1. Aproksymacja i wygładzanie danych pomiarowych

Dane pomiarowe zawierają informację o wartościach wielkości mierzonej w punktach pomiarów oraz o przebiegu zależności wielkości mierzonej od argumentu. Są one obciążone różnego rodzaju błędami i zakłóceniami. Celem obróbki danych pomiarowych jest oszacowanie wartości rzeczywistych wielkości pomierzonych lub poszukiwanie zależności funkcyjnych, których model matematyczny jest znany lub także poszukiwany. Jeżeli nie udaje się stworzyć adekwatnego modelu matematycznego przebiegu wielkości mierzonej, to najczęściej jest on przybliżany kombinacją liniową wybranych funkcji elementarnych:

$$\hat{y} = a_1 f_1 + a_2 f_2 + \dots + a_k f_k, \quad (1)$$

gdzie: $\hat{y}$ – funkcja aproksymująca, $f_1, f_2, \dots, f_k$ – linio-

wo niezależne funkcje elementarne, $a_1, a_2, \dots, a_k$ – poszukiwane współczynniki (stałe).

Spśród funkcji elementarnych dobierane są najczęściej wielomiany potęgowe lub trygonometryczne. Te ostatnie są na ogół stosowane, gdy poszukiwane jest widmo częstotliwościowe przebiegu.

Współczynniki a_k w równaniu (1) są z reguły wyznaczone z warunku minimum funkcjonułu stanowiącego definicję metody najmniejszych kwadratów:

1. Approximation and smoothing the measurement data

The measurement data contain the information about the values of the quantity taken in the measurement points. They also contain the information on the dependence of the quantity measured from the argument. They are charged with various errors or disturbances. The main goal of the processing of the measurement data is to assess the real values of the measured quantities or seek the function dependencies whose mathematical model is known or also sought. If it turns out impossible to create the adequate mathematical model of the course of the measured quantity then it is often approximated by linear combination of selected elementary functions:

$$\hat{y} = a_1 f_1 + a_2 f_2 + \dots + a_k f_k \quad (1)$$

where: $\hat{y}$ – approximating function, $f_1, f_2, \dots, f_k$ – lin-

early independent elementary functions, $a_1, a_2, \dots, a_k$ – unknown coefficients (constant).

From the elementary functions the power or trigonometric polynomials are most often selected. The trigonometric polynomials are used when a frequency spectrum of the function course is sought.

The coefficients a_k in the equation (1) are generally determined from the condition of the minimum of the functional constituting the definition of the least squares method:

$$\text{MIN}(S) = \text{MIN} \left(\sum_1^N (\tilde{y}_i - \hat{y}_i)^2 \right) \quad (2)$$

gdzie: $\tilde{y}_i$ – wartości pomierzone, $\hat{y}_i$ – wartości

z aproksymacji, N – liczebność zbioru pomiarowego.

Relacje pomiędzy wartościami pomierzonymi, rzeczywistymi i uzyskanymi z aproksymacji określa równość:

$$\tilde{y}_i = y_i + \hat{\epsilon}_R = \hat{y}_i + \hat{\epsilon}_M + \hat{\epsilon}_R \quad (3)$$

gdzie: y_i – wartość rzeczywista wielkości mierzonej, ϵ_{Ri} – błąd pomiaru, ϵ_{Mi} – błąd modelu.

W niektórych przypadkach należy dodatkowo sprawdzać normalność rozkładu ϵ_{Ri} , objawem naruszenia czego może być występowanie nadmiernych odchyłek, mogących znacząco zniekształcić uzyskany model.

We wzorze (3) pominięto błędy obliczeniowe (błędy ograniczenia i zaokrąglenia [5]), które mogą także stanowić przyczynę przyjęcia nieadekwatnego modelu. Takie zjawiska mogą wystąpić w aproksymacji całoprzędziałowej wielomianami wysokich stopni, a także funkcjami sklejanymi [7, 8] i falkami [14].

Jednym ze sposobów uniknięcia błędów tego rodzaju jest podzielenie całego przedziału danych na mniejsze przedziały aproksymacji, co stwarza możliwość zastosowania wielomianów niższych stopni [12].

Często aproksymacja bywa nazywana wygładzaniem. Ralston określił pojęcie wygładzania w ten sposób, że jeżeli przybliżenie zachowuje informacje o funkcji wynikające z pomiarów, a zacierza zakłócenia, to mówi się, że wygładza (wyrównuje) dane pomiarowe [12]. Wszystkie metody wygładzania i aproksymacji będą powodowały większe lub mniejsze błędy przebiegów. W związku z tym, tam gdzie w oparciu o dane statystyczne są analizowane trendy opracowano wielką liczbę metod wygładzania danych nie powodujących deformacji przebiegów [11], przez co na ogół rozumie się nieistotność wnoszonych błędów. Obecnie są rozwijane bardziej zaawansowane metody estymacji funkcji regresji [2]. Należy zauważyć, że istotą wygładzania jest przekonanie o zerowej wartości średniej zakłóceń w pewnym przedziale, co będzie spełnione jeżeli są to zakłócenia losowe lub oscylujące wokół położenia średniego (równowagi) w dostatecznie szerokim przedziale uśredniania, np. swobodne (bez strat) oscylacje okresowe.

2. Wygładzanie i aproksymacja wykresu indykatorowego swobodnymi funkcjami ruchomymi

Metodę ruchomej aproksymacji wielomianami swobodnymi (bez więzów) opracowano niezależnie i zastosowano do wyznaczania maksymalnych wartości szybkości narastania ciśnienia w systemach monitorująco-diagnostycznych tłokowych silników okrętowych [6, 9, 10]. Metoda ta jest znana jako filtr Savitzki-Golay'a [13]. W metodzie ruchomej aproksymacji wielokrotnej funkcjami swobodnymi (MFF) w każdym przedziale danych i -tego punktu jest dokony-

$$\text{MIN}(S) = \text{MIN} \left(\sum_1^N (\tilde{y}_i - \hat{y}_i)^2 \right) \quad (2)$$

where: $\tilde{y}_i$ – measured values, $\hat{y}_i$ – the values

from approximation, N – the size of the measurement set.

The relations between the measured values, real values and the values obtained from the approximation are defined by the following equality:

$$\tilde{y}_i = y_i + \hat{\epsilon}_R = \hat{y}_i + \hat{\epsilon}_M + \hat{\epsilon}_R \quad (3)$$

where: y_i – the real value, ϵ_{Ri} – the measurement error, ϵ_{Mi} – the model error.

Certain cases require additional tests if the distribution of ϵ_{Ri} is normal. If it is not verified excessive deviations can appear significantly distorting the obtained model.

In formula (3) computational errors are neglected (limit errors or the rounding errors [5]) which can also cause the assumption of an improper model. Such effects can appear in the whole interval approximation by polynomials of high order and also by splines [7, 8] and waves [14].

To avoid those errors the whole range of data is divided into smaller intervals of approximation which enables the use of the polynomials of lower orders [12].

The approximation is mostly called the smoothing. Ralston defined the notion of smoothing in the following way: if the approximation keeps the information about the function from the measurements and effaces the disturbances then we can say that it smoothes (fits) the measurement data [12]. All methods of smoothing and approximation cause smaller or greater errors of the function course. Because of that, in the cases when trends are analyzed based on the statistical data a great number of methods of smoothing data which do not cause deformation (understood as neglectable errors) are developed [11]. Nowadays the most advanced methods of estimation is the regression function [2]. What is more, the essence of smoothing lies in the certainty as to the zero value of the mean of disturbances in a certain interval which can be satisfied if we deal with random disturbances or disturbances oscillating around the mean position (equilibrium) in a sufficiently wide interval, i.e. the free (without losses) periodic oscillations.

2. Smoothing and approximation the indicator diagram by the moving free functions

The method of the moving approximation by means of the free polynomials (without constraints) has been developed independently and it has been used for determining the maximum values of the pressure increase rate in the monitoring-diagnostic systems of the marine piston engines [6, 9, 10]. The method is known as Savitzki-Golay filter [13]. In the moving free functions method (MFF method) in every range of data of the i -th point the least square approximation is performed and the coefficients of the approximating polynomial are determined from the minimum functional

wana aproksymacja średniokwadratowa i wyznaczone są współczynniki wielomianu aproksymującego z warunku minimum funkcjonalu:

$$\text{MIN}(sq_{pi}) = \text{MIN} \left(\sum_{i=l_{pi}}^{r_{pi}} (\hat{y}_{p-1)i} - \hat{y}_p)^2 \right), \quad (4)$$

gdzie: sq_{pi} – suma kwadratów odchyleń w przedziale i -tego punktu aproksymacji, p – krotność powtórzeń aproksymacji, l_{pi} , r_{pi} – lewy i prawy koniec i -tego przedziału aproksymacji, $\hat{y}_0 = \tilde{y}_i$ – dane pomiarowe ($p = 1$).

W każdym punkcie i jest wyznaczana wartość przebiegu, wartość pierwszej pochodnej, a w razie potrzeby także wartości drugiej i dalszych pochodnych oraz wartość całki. Krotność aproksymacji jest tak dobierana żeby uzyskać zadowalające przybliżenie (wygładzenie) przebiegu.

Dla porównania właściwości aproksymujących opracowanych algorytmów oraz dla zobrazowania problemu obróbki wykresów indykatorowych, w pracy posłużono się przebiegami ciśnienia w cylindrze p_c i na zaworze in-

condition:

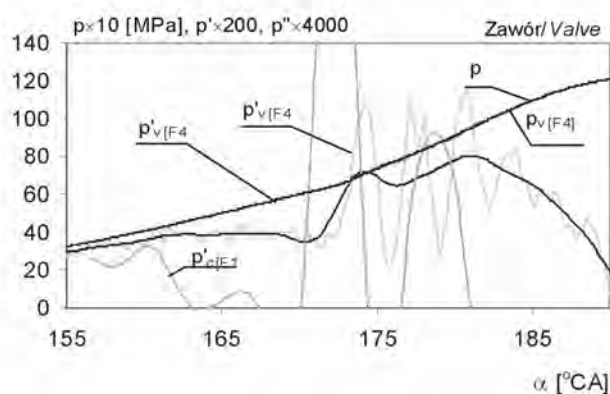
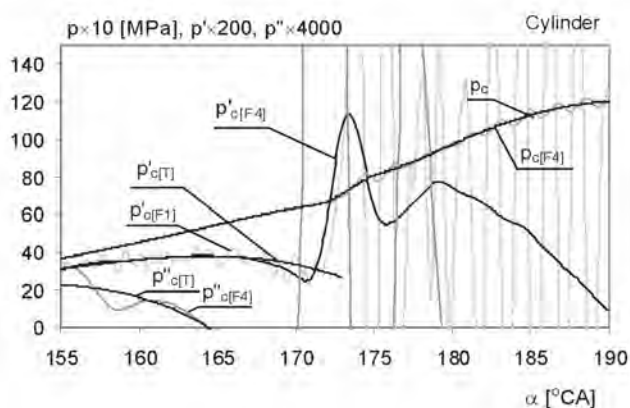
$$\text{MIN}(sq_{pi}) = \text{MIN} \left(\sum_{i=l_{pi}}^{r_{pi}} (\hat{y}_{p-1)i} - \hat{y}_p)^2 \right), \quad (4)$$

where: sq_{pi} – the sum of squares of deviations in the interval of the i -th point of approximation, p – the multiple of approximation replication, l_{pi} , r_{pi} – the left and right end of the i -th interval of approximation, $\hat{y}_0$ – the measurement

data ($\hat{y}_0 = \tilde{y}_i$ for $p=1$).

In each point i the following are determined: the value of the function course, the value of the first derivative and if needed, the values of the second and further derivatives and also the values of the integral. The multiple of approximation is chosen as to obtain the satisfied approximation (smoothing) of the function course.

To compare the approximating properties of the developed algorithms and also to illustrate the problem of pro-



dyktorowym p_v , pomierzonymi jednocześnie na silniku średnioobrotowym Sulzer 6AL20/24 (rys. 2) na obciążeniu znamionowym ($n = 750 \text{ min}^{-1}$), z rozdzielczością kątową $0,1^\circ \text{OWK}$ i z 12 bitowym kwantowaniem.

Widoczne na przebiegach p_c i p_v zakłócenia i zniekształcenia należą do największych spośród setek przypadków wykresów indykatorowych pomierzonych na silnikach

cessing of the indicator graphs the course of the pressure in cylinder p_c and in indicator valve p_v were used which were measured simultaneously on the mid-speed engine Sulzer 6AL20/24 (Fig. 2) with the rated load ($n=750 \text{ min}^{-1}$), angular resolution $0,1^\circ$ crankshaft rotation and amplitude resolution 12 bits.

The disturbances and distortions seen on the courses p_c and p_v are the greatest among hundreds of cases of the indicator graphs measured on the naval engines of various types. The distortions seen on the course of p_c are results of the influence of short gas channel (10 mm) located between

¹⁾ EGR (Exhaust Gas Recirculation) – określano jako stosunek masowego strumienia recykulowanych spalin do sumy masowych strumieni tych spalin i powietrza zasysanych do cylindra.

okrętowych różnych typów. Zakłócenia widoczne na przebiegu ciśnienia p_c są następstwem oddziaływania krótkiego (10 mm) kanału gazowego znajdującego się pomiędzy czołem czujnika a przestrzenią roboczą cylindra. Zakłócenia obserwowane na przebiegu p_v są wynikiem oddziaływania długiego kanału gazowego i niekorzystnej konstrukcji zaworu indykatorowego, co jest charakterystyczne dla średnio-obrotowych silników Sulzera typu AR i AL. Z tego powodu oprócz zafalowań występuje duże opóźnienie przebiegu p_v w porównaniu z przebiegiem p_c . Dla ułatwienia porównań wykres p_v został przesunięty w lewo względem wykresu p_c o $2,5^\circ$ OWK.

Przebiegi pochodnych $\dot{p}_c$ i $\dot{p}_v$ (rys. 2)

uzyskane w wyniku 1-krotnej aproksymacji wielomianem 3 stopnia o długości 1° OWK (11 punktów pomiarowych) ilustrują skalę trudności, które przychodzi pokonać wyznaczając pochodne z prezentowanych wykresów indykatorowych. Przebiegi pochodnych drugiego rzędu nie zostały pokazane z uwagi na ich całkowitą nieczytelność w tej skali zobrazowania. Wygładzanie polegające na zwiększaniu szerokości przedziału aproksymacji prowadzi w tym przypadku do niedopuszczalnych zniekształceń przebiegu i pochodnych.

Wyznaczanie pochodnej pierwszego rzędu z wykresu indykatorowego należy uznać za główny problem obróbki z uwagi na jej zastosowanie w analizie wywiązywania się ciepła. Dysponując adekwatnym i gładkim przebiegiem pierwszej pochodnej nietrudno wyznaczyć kolejne pochodne.

W przypadku niektórych wykresów indykatorowych zadowalające wyniki może dać zastosowanie aproksymacji wielokrotnej (MFF). Wygładzone przebiegi ciśnień $p_{c[F4]}$ i $p_{v[F4]}$ (rys. 2) uzyskano w wyniku 4 krotnej aproksymacji wielomianem 2 stopnia o odpowiednio dobranym przedziale aproksymacji. Pochodne pierwszego rzędu otrzymano aproksymując przebieg wygładzony, a pochodne drugiego rzędu otrzymano aproksymując pochodne pierwszego rzędu.

Widoczne są zafalowania pochodnej $\dot{p}_c$ w pobli-

żu punktu przejścia przez zero, co może prowadzić do dużych błędów wyznaczenia położenia tego punktu. Zafalowania te można zmniejszyć zwiększając szerokość przedziału aproksymacji, lecz zwiększa się wtedy błąd nieadekwatności modelu. Dla przebiegu ciśnienia w cylindrze wartości te mieszczą się w przedziale $164,1-164,5^\circ$ OWK w zależności od typu zastosowanego obiektu aproksymacji i szerokości przedziału aproksymacji. Są to małe wartości błędów w porównaniu z wartością $164,5^\circ$ OWK uzyskaną w wyniku aproksymacji przebiegu p_c modelem termodynamicznym.

Jednakże dla zastosowania modelu termodynamicznego, konieczna jest znajomość położenia GMP, które jest na ogół poszukiwane. Szczególną ostrożność należałoby przejawiać chcąc wykorzystać miejsce zerowe drugiej pochodnej wyznaczanej na wykresie indykatorowym pomierzonym na zaworze indykatorowym (rys. 2), gdzie jest widoczny prawie

the face of sensor and the working space of the cylinder. The disturbances observed during the course p_v are the results of the influence of long gas channel and a disadvantageous design of the the indicator valve, which is characteristic of the mid-speed engines Suzer – type AR and AL. Because of that, instead of the distortion there is a significant delay of p_v in comparison with p_c . To make the comparison easier the diagram of p_v was left translated with $2,5^\circ$ ca in respect to the diagram of p_c .

To illustrate all the difficulties which have to be overcome in order to determine the derivatives from the indicator diagram, Fig. 2 shows the courses of the derivatives $\dot{p}_c$ and $\dot{p}_v$ determined through the mov-

ing power polynomial of third order with a symmetric interval of 1° crankshaft rotation (11 measurement points). The courses of the derivative of the second order are not presented because of their total illegibility in that scale. The smoothing that relies on the increasing width of the approximating interval leads, in that case, to unacceptable distortions of the derivatives and courses.

Determining the derivative of the first order from the indicator graph should be acknowledged as the main problem of the processing because of its application in the analysis of heat evolution. Having the proper and smooth course of the first derivative it is easy to determine further derivatives.

In the case of certain indicator graphs, using the multiple approximation (MFF) gives satisfactory results. The smoothed courses of $p_{c[F4]}$ and $p_{v[F4]}$ (Fig. 2) are obtained as a result of quadruple approximation by means of the polynomial of the second order with a proper approximation interval.

The derivatives of the first order are obtained by the approximation of the smoothed course while the derivatives of the second order are obtained by the approximation of the derivatives of the first order. The fluctuation of $\dot{p}_c$

near the zero level is seen, which can lead to big errors in determining the position of that point. This fluctuation can be reduced by increasing the width of the approximation interval but the error of inadequate model also increases.

In our case i.e. the course of the pressure in the cylinder those values oscillate from $164,1-164,5^\circ$ crankshaft rotation depending on the type of the used object of approximation and the width of the approximation interval. Those errors are small in comparison with the value of $164,5^\circ$ crankshaft rotation obtained as a result of approximation of the course p_c by means of the thermodynamic model.

However, the use of the thermodynamic model requires the knowledge of the TDC position, which is generally sought. A special care should be taken by using the zero of the derivative of the second order determined in the indicator diagram measured on the indicator valve (Fig. 2). We can see an almost flat course $\ddot{p}_c$ in the interval up to

płaski przebieg pochodnej [4] w przedziale do

rozpoczęcia spalania, co może prowadzić do znacznych błędów oceny położenia miejsca zerowego drugiej pochodnej. Obrazuje to jak trudno jest stworzyć uniwersalną metodę obróbki danych, jako że oczekiwania co do stopnia wygładzenia danych prowadzą często do sprzecznych wymagań odnośnie parametrów aproksymacji.

Stosując MFF można uzyskać wystarczającą jakość aproksymacji dla wielu przypadków wykresów indykatorowych, zwłaszcza w przypadku wykresów indykatorowych silników wolnoobrotowych.

3. Ruchoma aproksymacja obiektami z więzami

Stosując najprostszy ruchomy obiekt aproksymujący w postaci segmentu (wycinka) funkcji bez więzów nie można na ogół uzyskać jednocześnie zadowalającego wygładzenia i przybliżenia funkcji.

Stosując różne metody łączenia segmentów funkcji tego samego rodzaju lub odmiennych rodzajów można tworzyć obiekty aproksymujące o odpowiednich właściwościach wygładzających i przybliżających. Autor artykułu opracował własną metodykę tworzenia takich obiektów oraz opracował dotychczas około 30 obiektów aproksymujących wielomianowych różnych typów, przy których tworzeniu zastosowano następujące zabiegi:

- dobór aproksymującej funkcji elementarnej,
- aproksymację wielokrotną (rekurencyjną),
- łączenie segmentów funkcji: sklekanie i nitowanie,
- łamanie funkcji,
- symetrię i asymetrię przedziałową i funkcji.

Przyjęto stałość cech obiektów w trakcie trwania danego kroku aproksymacji zbioru danych. Natomiast w przypadku aproksymacji wielokrotnej dopuszczono możliwość zmian parametrów obiektu w kolejnym kroku aproksymacji. Nie stosowano wag dla odchyłeń. Występują one w sposób ukryty w przypadku aproksymacji wielokrotnej i nakładania się wycinków funkcji. Możliwe jest tworzenie obiektów wykorzystujących inne funkcje elementarne niż wielomiany potęgowe, jak np. funkcje trygonometryczne czy wykładnicze, lecz nie przynosi to korzyści, pomijając przypadki, gdy przebiegi są opisywane funkcjami tego typu.

Jeżeli obiekt aproksymujący składa się z f segmentów (wycinków) funkcji, to warunek minimum funkcjonalu dla i -tego położenia ruchomego obiektu aproksymującego można zapisać następująco:

$$\text{MIN}(S_p) = \text{MIN} \left(\sum_{j=1}^f \sum_{i=l_p}^{i=r_p} (\hat{y}_{p-1,ji} - \hat{y}_{pji}(z, w))^2 \right), \quad (5)$$

(5)

gdzie: f – liczba połączonych segmentów funkcji, l_{pj} , r_{pj} – lewy i prawy koniec przedziału segmentu j , z – oś argumentów, w – więzy.

Jest to wzór w oparciu o który w każdym i -tym punkcie

the onset of combustion. It can lead to big errors in evaluating the position of the zero of the derivative of the second order. Thus, we can see how difficult it is to create a universal method of the data processing because our expectations as to the degree of the data smoothing lead to contradictory requirements of the approximation parameters.

Using the MFF a sufficient quality of the approximation in lots of cases of the indicator diagram can be obtained, particularly in the case of the indicator diagram of low-speed engines.

3. The moving approximation by means of the objects with constraints

Using the simplest moving approximating object in the form of a segment (part) of a function without constraints it is impossible to obtain a satisfactory smoothing and the approximation of the function at the same time.

Using various methods of combining segments of the function of the same type or of different types, we can create approximating objects with suitable smoothing and approximating properties. The author of this paper has developed his own methodology of creating such objects and to date he has developed about 30 approximating polynomial objects of various types. During the creation of those objects the following actions were taken:

- choice of the elementary approximating function,
- multiple (recurrent) approximation,
- connecting the segments of functions: gluing and riveting,
- breaking of the functions,
- symmetry and asymmetry of intervals and of approximating functions.

It is assumed that the characteristics of the objects are constant during a given step of the approximation of the data set. However, in the case of the multiple approximation the possibility of changes in the parameters of the object in the next approximation step is allowed. The weights for the deviations were not used. They appear in a disguised form in multiple approximation and in the overlappnig of the segments of functions. It is possible to create the objects using other elementary functions like trigonometric or exponential functions but it is not beneficiary, neglecting the cases when the courses are described by functions of those types.

If the approximating object consists of f segments (elements) of the function, then the condition of minimum of the functional for the i -th position of the moving object can be written as follows:

$$\text{MIN}(S_p) = \text{MIN} \left(\sum_{j=1}^f \sum_{i=l_p}^{i=r_p} (\hat{y}_{p-1,ji} - \hat{y}_{pji}(z, w))^2 \right) \quad (5)$$

where: f – the number of connected segments of the function, l_{pj} , r_{pj} – left, right ends of the interval of the segment j , z – the axis of arguments, w – constraints.

On the basis of formula (5), in every i -th point, the parameters of the function chosen as a model are determined.

są wyznaczane parametry funkcji, którą wybrano jako model w rozpatrywanym przedziale. Wzór (5) można uogólniać uziemiając typ obiektu w każdym kroku aproksymacji.

Ideą stosowania wzorów (1-5) jest poszukiwanie zadawalającego przybliżenia w oparciu o wiedzę fragmentaryczną w odniesieniu do całościowo nieznanego modelu matematycznego przebiegu reprezentowanego przez dane. Gdyby postać modelu była znana, to wyznaczono by jego stałe wykorzystując bezpośrednio kryterium najmniejszych kwadratów.

We wzorze (5) nie zadeklarowano równości krańców przedziałów, tzn. przyjęto, że może zachodzić $l_{j+1} - r_j \neq 1$, co oznacza dopuszczenie dodatniego lub ujemnego przekrycia przedziałów poszczególnych segmentów funkcji w obiekcie. W przypadku wystąpienia przekrycia funkcji niektóre dane mogą być wykorzystywane dwukrotnie, a w drugim przypadku nie wszystkie dane z wnętrza obiektu są uwzględniane dla wyznaczenia danego punktu aproksymacji. Z tego też względu w miejsce nazwy "funkcja" przyjęto nazwę "obiekt aproksymujący".

3.1. Obiekty aproksymujące zbudowane z funkcji łączonych

Wyróżniono dwa rodzaje łączenia wycinków funkcji: sklejanie i nitowanie. W węzłach (punktach) połączeń są nakładane znane więzy w postaci: $y^{(m)} = \text{idem}$, gdzie m – rząd pochodnej. Dla $m = 0$ zachodzi $y^{(0)} = y$. Konieczne jest przy tym spełnienie oczywistego warunku co do liczby tych więzów z uwagi na istnienie rozwiązań równań aproksymacji.

W pracy przyjęto, że połączenie sklejane dwóch funkcji tego samego rodzaju w danym węźle j obiektu aproksymacji występuje wtedy, gdy zachodzi

$$y_{r_j}^{(m)} \mathbin{\mathbb{W}} y_{l_{j+1}}^{(m)}$$

dla

najmniej $m=1$ i jednocześnie zachodzi

$$y_{r_j}^{(m)} = y_{l_{j+1}}^{(m)}$$

dla

co najmniej $m=2$, a przedziały funkcji y_j i y_{j+1} nie przekrywają się w tym punkcie, tzn. zachodzi $r_j - l_{j+1} = 1$. Dla wystąpienia połączenia sklejonego dwóch funkcji różnych rodzajów wystarczy spełnienie warunku drugiego. Symbol $\mathbb{W}$ oznacza

warunek nieuwiązania w odróżnieniu od symbolu $\neq$, który nie ma tutaj znaczenia tożsamego z nieuwiązaniem.

Jeżeli w punkcie połączenia występuje przekrycie funkcji ($r_j - l_{j+1} \neq 1$), to takie połączenie nazwano, dla odróżnienia, nitowanym. W szczególności przekrycie może być ujemne.

Dokonany podział wynika nie tylko ze skojarzeń fizycznych, lecz także z konsekwencji wynikających dla opisu matematycznego obiektu i jego rozwiązania w sensie wyznaczenia współczynników obiektu oraz z różniących się właściwości aproksymujących.

Uniwersalnym terminem dla obydwóch typów połączeń funkcji, a także dla funkcji łamanych jest stosowana nazwa funkcji giętych (spline).

(5) can be generalized by varying the type of the object in any phase of the approximation.

The main purpose of the use of the formulas (1-5) is finding a satisfactory approximation on the basis of a partial knowledge in respect to totally unknown mathematical model of the course represented by the data. If the form of the model was known, its constants would be determined directly by means of the least squares criterion.

In (5) the equality of the interval ends is not declared, i.e. it assumes that $l_{j+1} - r_j \neq 1$ which means the assumption of the positive or negative overlapping of the intervals of segments of the function of the object. In the case an overlapping of a function occurs, some of the data can be used twice while in the second case not all the data from the inside of the object are taken into account to determine the given point of approximation. Because of that, instead of "function" the name of "approximating object" is chosen.

3.1. The approximating objects built from the connected functions

Two kinds of connecting (splining) the segments of the function are distinguished: gluing and riveting. In the knots (in the points) of connections known constraints are applied: $y^{(m)} = \text{idem}$, where m denotes the order of the derivative and for $m = 0$, $y^{(0)} = y$ holds. It is necessary to satisfy the obvious condition concerning the number of those constraints because of the existence of the solutions of the approximation equations.

In the paper it is assumed that the gluing of two functions of the same kind in a given knot (point) j of the approximating objects exists only when

$$y_{r_j}^{(m)} \mathbin{\mathbb{W}} y_{l_{j+1}}^{(m)}$$

for a given

m and at the same time

$$y_{r_j}^{(m)} = y_{l_{j+1}}^{(m)}$$

holds for another

given m , and the intervals of the functions y_j and y_{j+1} do not overlap in that point, i.e. $r_j - l_{j+1} = 1$ holds.

For the gluing of two various kinds of functions to occur it suffices to satisfy the second condition. The symbol $\mathbb{W}$ means the condition of disconnection in contradic-

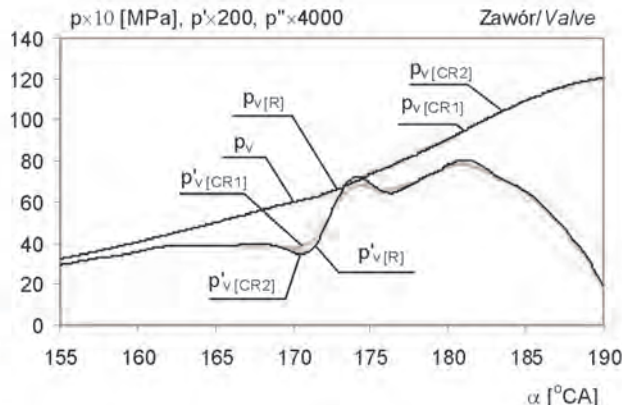
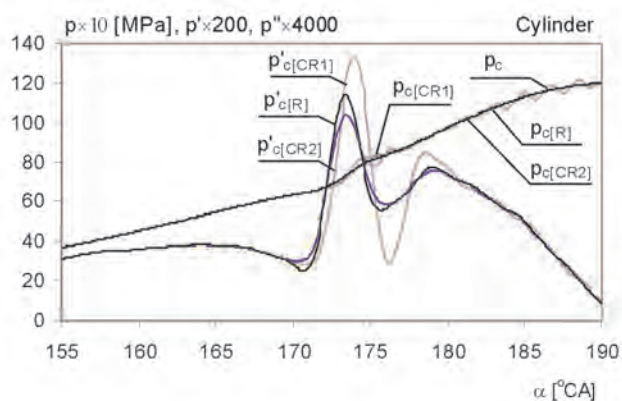
tion to the symbol $\neq$ which does not denote disconnection.

If, in the connecting point there is an overlap of the function ($r_j - l_{j+1} \neq 1$) then such connection is called riveting. In a particular case the overlap can be negative.

That partition follows not only from the physical associations but from the mathematical description of the object and its solution in the sense of determining the coefficients as well.

Spline is the universal term for both of those types of function connections.

Fig. 3 presents the scheme of a riveting object formed from riveting of two segments of the function in three points.



Na rysunku 3 pokazano schemat przykładu obiektu nitowanego powstałego przez znitowanie dwóch wycinków funkcji w trzech punktach.

Do analizy przebiegów wykorzystano obiekt nitowany o symbolu [2R33] zbudowany z dwóch wielomianów 3 stopnia połączonych w 3 punktach (rys. 4) więzami równości funkcji i obiekt typu mieszanego (sklejany i nitowany) o symbolu [2CR3T], który został zbudowany z dwóch wielomianów 3 stopnia o przedziałach przekrywających się w węźle, gdzie 3 pochodna pozostaje nieuwiązana.

Wyniki aproksymacji z wykorzystaniem tych obiektów pokazano na rysunku 4. Jak widać na rysunku 4 w przedziałach, gdzie wyniki pomiarów reprezentują funkcję o mało zmieniających się parametrach wyniki wygładzania pokrywają się dla obiektów różnych typów i dla różnych parametrów zastosowanych obiektów.

3.2. Obiekty aproksymujące na bazie funkcji łamanych

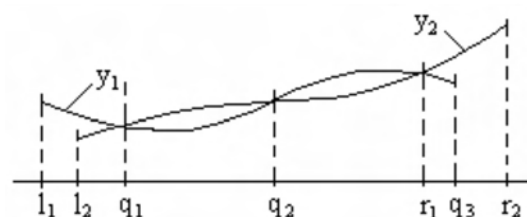
Kolejną metodą nadania cech specjalnych obiektom aproksymujących jest wprowadzenie więzów w postaci współczynników w_{jm} wnoszących nieciągłość pochodnych w węzłach, w wyniku czego uzyskiwane funkcje są łamane (gięte). Dla utworzenia w węźle j połączenia typu łamanego konieczne jest by zachodziło

$$y_j^{(0)} = y_{j+1}^{(0)} \quad \text{oraz}$$

$$y_j^{(m)} = w_{jm} y_{j+1}^{(m)} \quad \text{dla najmnie jednego } m, \text{ gdzie}$$

$$\neq 1$$

. W tym punkcie funkcje są założenia ciągłe,



Rys. 3. Schemat obiektu aproksymującego nitowanego w trzech punktach: $y_1(q_1) = y_2(q_1)$, $y_1(q_2) = y_2(q_2)$, $y_1(q_3) = y_2(q_3)$

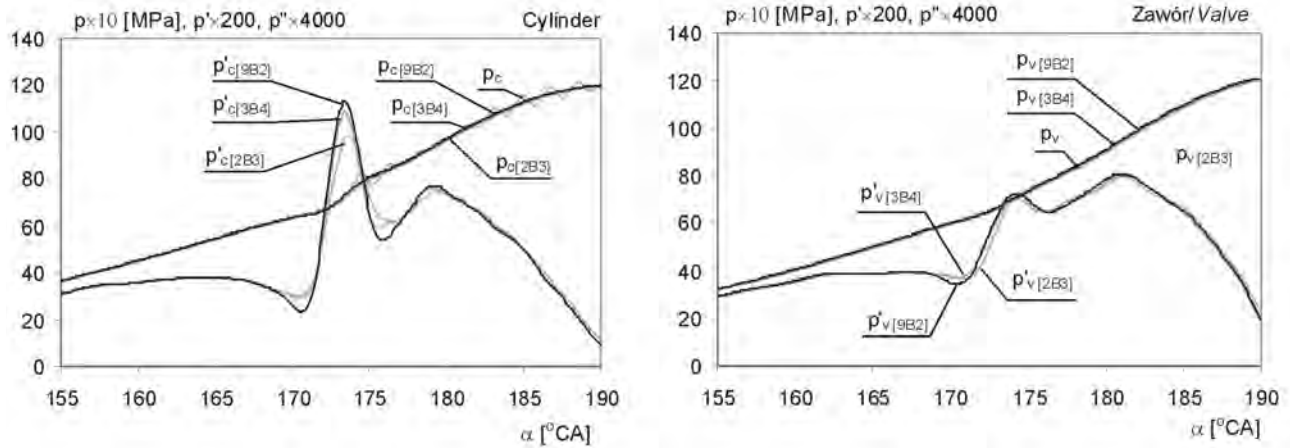
Fig. 3. The scheme of the riveting approximating object: $y_1(q_1) = y_2(q_1)$, $y_1(q_2) = y_2(q_2)$, $y_1(q_3) = y_2(q_3)$

To analyze the courses a riveting object is used [2R33] built from two polynomials of the 3rd order connected in 3 points (Fig. 3) by the constraints of equality of the function as well as the object [2CR3T] of the mixed type (glued and riveted) which was built from two polynomials of the 3rd order with the intervals overlapping in that knot where the 3rd derivative remains disconnected. The results of the approximation using those objects are shown on Fig. 4.

As is seen in Fig. 4 in the intervals where the results of the measurements represent the function for which the parameters slightly change the results of the smoothing are the same for the objects of various types and for various parameters of the used objects.

3.2. The approximating objects in the base of the broken functions

The next method of assigning special characteristics to the approximating objects is introducing the constraints in the form of the coefficients w_{jm} . The derivatives are not continuous in those knots. In order to make a connection of



a wartości pochodnych, na które nałożono ten warunek zmieniają się skokowo, co powoduje załamania funkcji w węzłach.

Tak zdefiniowane funkcje nie są funkcjami sklejanymi, dla których jest charakterystyczne występowanie chociażby jednego nieuwiązania funkcji lub pochodnej. Zmieniając wartości, znak i wzmacniając (tłumiąc) pochodne można kształtować właściwości obiektów aproksymujących.

Schemat prostego obiektu aproksymującego będącego funkcją łamaną (spline) pokazano na rysunku 5.



Rys. 5. Przykład ruchomego obiektu aproksymującego o strukturze

łamanej (spline): $y_1^{(0)} = y_2^{(0)}$, $y_1^{(m)} = w_{1m} y_2^{(m)}$,

$$y_2^{(0)} = y_3^{(0)}, \quad y_2^{(m)} = w_{2m} y_3^{(m)}, \quad w_{1m}, w_{2m} - \text{stałe}, j -$$

numer węzła, m – numer pochodnej

Fig. 5. An example of approximating object with broken structure

(spline): $y_1^{(0)} = y_2^{(0)}$, $y_1^{(m)} = w_{1m} y_2^{(m)}$,

$$y_2^{(0)} = y_3^{(0)}, \quad y_2^{(m)} = w_{2m} y_3^{(m)}, \quad w_{1m}, w_{2m} - \text{constants},$$

broken type in the knots j , it is necessary that $y_j^{(0)} = y_{j+1}^{(0)}$

and $y_j^{(m)} = w_{jm} y_{j+1}^{(m)}$ hold for at least one m , where

$w_{jm} \neq 1$. In that point the functions are continuous

and the values of the derivatives on which the condition is imposed, change in a discrete way, which causes a breakdown of the function in the knots.

Following the adopted definitions such defined functions are not splines for which at least one disconnection of the function or the derivative is characteristic. Changing the sign and amplifying (damping) the derivatives we can form the properties of the approximating objects.

The scheme of the simple approximating object which is a broken function is shown in Fig. 5.

Fig. 6 presents the results of the approximation of the courses of the pressures using the objects [9B2], [2B3], [3B4] (Fig. 5).

The object denoted by [9B2] was made from 9 polynomials of the 2nd order, the object denoted by [2B3] was made from 2 polynomials of the 3rd order and the object denoted as [3B4] was made from 3 polynomials of the 4th order. In each of those objects broken constraints are used in respect to all derivatives in all knots.

4. The choice of the approximating object and interpretation of the approximation results

As follows from the comparison of the approximation results presented in Fig. 2, 4, 6 making a decision as to

j – knot number, m – order of derivative

Na rysunku 6 pokazano wyniki aproksymacji przebiegów ciśnień z wykorzystaniem obiektów typu [9B2], [2B3], [3B4] (rys. 5).

W każdym obiekcie zastosowano więzy łamane w stosunku do wszystkich pochodnych we wszystkich węzłach.

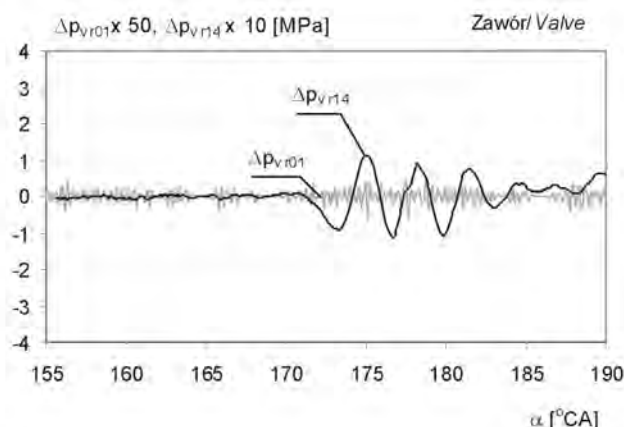
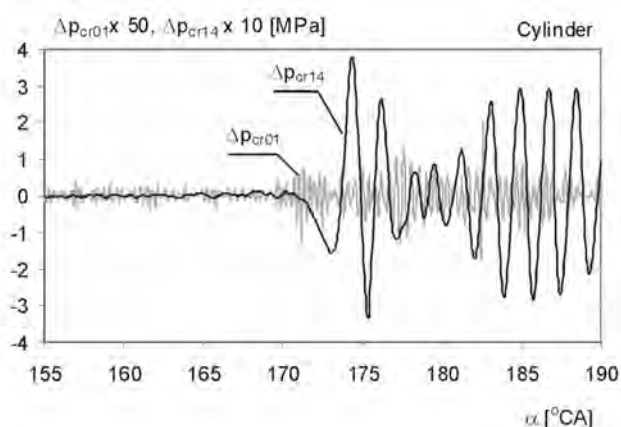
4. Wybór obiektu aproksymującego i interpretacja wyników aproksymacji

Jak wynika z porównania wyników aproksymacji pokazanych na rysunkach 2; 4 i 6, podjęcie decyzji w oparciu o kryteria statystyczne, które z przybliżeń jest najlepsze może nastręczać trudności. Decyzja o tym, który z obiektów najbardziej adekwatnie aproksymuje dane pomiarowe będzie zależała więc w dużej mierze od znajomości fizyki zjawiska. Dla wyłonienia najlepszego przybliżenia danych może być konieczne skorzystanie z zaawansowanej wiedzy o fizyce procesu spalania. Podstawą oceny jakości przybliżenia w

której aproksymacja jest najlepsza może być trudne w odniesieniu do kryteriów statystycznych. Ta decyzja zależy od wiedzy fizycznej o zjawisku. Aby wybrać najlepszą aproksymację, konieczne jest zastosowanie zaawansowanej wiedzy o fizyce spalania. W tym przypadku analizą jakości aproksymacji jest analiza dynamiki, co oznacza śledzenie przebiegu pochodnej pierwszego rzędu, szczególnie w pobliżu punktu samozapłonu i w przedziale spalania.

Ważne jest również zwrócenie uwagi na błędy wprowadzone przez czujnik pomiarowy, układ pomiarowy i metodę pomiaru. W przypadku pomiarów okrętowych wykonywanych w dziedzinie czasu przebiegi mogą być zauważalnie deformowane przez zmienność i oscylacje prędkości obrotowej wału korbowego podczas każdego obrotu, co należy uwzględnić interpretując wyniki analiz.

W przypadku wystąpienia dużych zakłóceń o charakterze nienormalnym może zajść konieczność ich usuwania z danych pomiarowych stosując znane kryteria. Dobranie odpowiednich obiektów aproksymujących do obróbki przebiegów indyktorowych silników wolnoobro-



rozpatrywanym przypadku będzie analiza jego dynamiki czyli w pierwszej kolejności przebieg pochodnej pierwszego rzędu $\dot{p}$, szczególnie w pobliżu punktu samozapłonu i w przedziale spalania.

Niezbędne jest także zwrócenie uwagi na błędy wprowadzone przez czujnik pomiarowy, układ pomiarowy i metodę pomiaru. W przypadku pomiarów okrętowych wykonywanych w dziedzinie czasu przebiegi mogą być zauważalnie deformowane przez zmienność i oscylacje prędkości obrotowej wału korbowego podczas każdego obrotu, co należy uwzględnić interpretując wyniki analiz.

W przypadku wystąpienia dużych zakłóceń o charakterze nienormalnym może zajść konieczność ich usuwania z danych pomiarowych stosując znane kryteria.

Dobranie odpowiednich obiektów aproksymujących do obróbki przebiegów indyktorowych silników wolnoobro-

ting of the indicator graphs of the low-speed engines is the easiest because of their smaller deformations through the gas channels. In that case all the presented approximating objects give almost the same results.

5. Determining and analysis of the residual courses

The smoothed course or its derivatives are not always the main goal. In diagnostic we are often interested in disturbances of the basic courses, being the source of diagnostic information.

Even in the considered case, the disturbances in the form of oscillations can inform about the range of deformation of the course through the gas channel or about the purity of the gas channel.

wych jest znacznie łatwiejsze z uwagi na ich na ogół dużo mniejsze zdeformowanie przez kanały gazowe. W przypadku takich wykresów wszystkie zaprezentowane obiekty aproksymujące mogą dać prawie identyczne wyniki.

5. Wyznaczanie i analiza przebiegów resztowych

Nie zawsze przedmiotem zainteresowania jest wygładzony w następstwie aproksymacji przebieg czy jego pochodne. Np. w diagnostyce przedmiotem zainteresowania są często zakłócenia przebiegu podstawowego, stanowiąc źródło informacji diagnostycznej. Nawet w rozpatrywanym przypadku zakłócenia w postaci oscylacji mogą stanowić źródło informacji, np. o zakresie deformacji przebiegu przez kanał gazowy czy o czystości kanału gazowego.

Na rysunku 7 pokazano przebiegi resztowe odchyłeń uzyskane po pierwszym i po czwartym (ostatnim) kroku wygładzania z zastosowaniem obiektu aproksymującego typu [3B4].

Zakłócenia Δp_{cr01} i Δp_{vr01} są zakłóceniami wysokoczę-

Fig. 7 shows the residual courses of the deviations obtained after the first and the last step of the smoothing using the approximated object of [3B4] type.

Δp_{cr01} and Δp_{vr01} are high frequency disturbances caused by pressure sensors, A/D converter and the measuring systems. In the combustion interval we can notice significant differences of the disturbance levels Δp_{cr01} in comparison with Δp_{vr01} . It can be caused by different measurement locations and various types of sensors used in the pressure measurements. The p_c course was measured by the Oprand sensor while p_v was measured by Kistler.

The residuals Δp_{cr14} and Δp_{vr14} are oscillations caused by the gas channels between the cylinder and the sensor.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Brandt S.: Analiza danych. Metody statystyczne i obliczeniowe. Warszawa, PWN 1999.
- [2] Gajek L., Kałuska M.: Wnioskowanie statystyczne. Modele i metody. Warszawa, WNT 2000.
- [3] Kosma Z.: Metody numeryczne dla zastosowań inżynierskich. Politechnika Radomska, 1999.
- [4] McCracken D. D., Dorn W. S.: Numerical Methods and Fortran Programming. John Wiley and Sons, 1965 (tłum. ros. 1977).
- [5] Mosteller F., Tukey J. W.: Data Analysis and Regression. Addison-Wesley Publishing Company, 1979 (tłum. ros. 1982).
- [6] Polanowski S.: Aproksymacja nadążna przebiegu ciśnienia spalania i generowanie pochodnych i całek. Journal of KONES 1996.
- [7] Polanowski S.: Analiza danych pomiarowych z zastosowaniem ruchomych obiektów aproksymujących. Zeszyty Naukowe AMW Nr 2 (157), 2004.
- [8] Polanowski S.: Determination of the Peak Value of a Cylinder Pressure Rate by Means of the Follow-up Approximation or Basic Splines. Machine Dynamics Problems 1999, Vol. 23, No. 4.
- [9] Polanowski S.: Following Approximation of Cylinder Pressure Run and Generation of Derivatives and Integrals. Warszawa, Journal of Polish CIMAC 1996.
- [10] Polanowski S.: Szybka obróbka wykresu indykatorowego do celów kontroli i sterowania. Mat. III Symp. Nauk. EKODIESEL'96, Warszawa 1996.
- [11] Pollard J.H.: A Handbook of Numerical and Statistical Techniques. Cambridge University Press, 1977 (tłum. ros. 1982).
- [12] Ralston A.: Wstęp do analizy numerycznej. PWN, Warszawa 1983.
- [13] Savitzky A., Golay M.J.E.: Smoothing and Differentiation of Data by Simplified Least Squares Procedures. Analytical Chemistry, Vol. 36, 1964.
- [14] Wysocki H., Polanowski S.: Dekompozycja falkowa wykresu indykatorowego silnika okrętowego za pomocą Wavelet Explorer. (W oprac. wydaw.) Zeszyty Naukowe AMW, Nr



Andrzej Fryś*

Lotnicze silniki o zapłonie samoczynnym CENTURION 1,7 i 4,0

Współcześnie lądowe środki transportu uwzględniające lokomotywy spalinowe, samochody ciężarowe oraz samochody osobowe są napędzane silnikami o zapłonie samoczynnym. Silniki te znajdują zastosowanie do napędu statków i samolotów. W artykule przedstawiono historię rozwoju silników wysokoprężnych stosowanych w awionice na przykładzie silników JUMO i CENTURION.

Słowa kluczowe: silnik wysokoprężny, aeroplane

Aircraft Diesel engines CENTURION 1,7 i 4,0

Contemporary land transportation including locomotives, trucks, buses, coaches as well as passenger cars are propelled with a diesel engine. Diesel engines are widely applied in marine transportation and aviation. The article is a presentation of the history of development of aviation engines and a showcase of the JUMO and CENTURION engines.

Słowa kluczowe: diesel engine, samolot

1. Wstęp

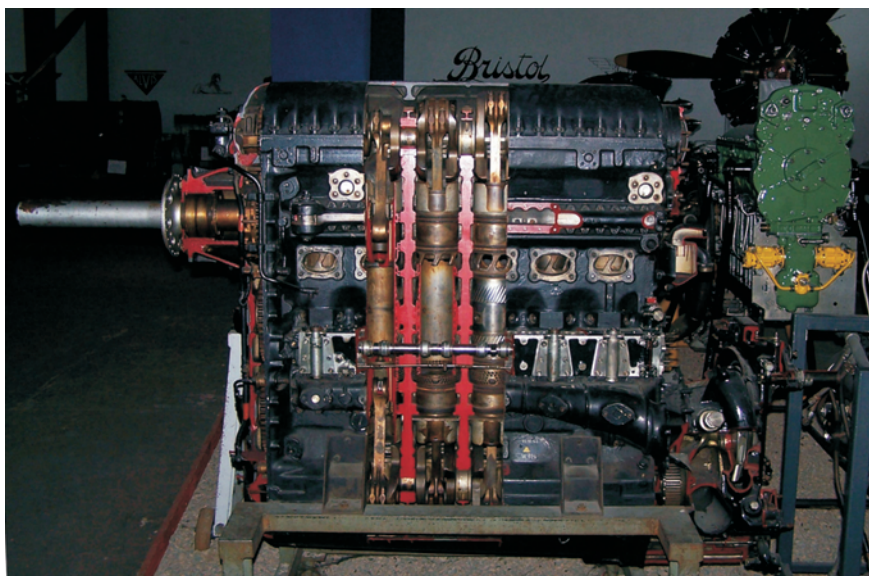
Dziś lądowe środki transportu (a więc prawie wszystkie lokomotywy spalinowe, samochody ciężarowe i autobusy, a także wiele samochodów osobowych) są napędzane przez silniki o zapłonie samoczynnym. Ponadto silniki takie są dosyć powszechnie stosowane na statkach i okrętach, w tym także okrętach podwodnych.

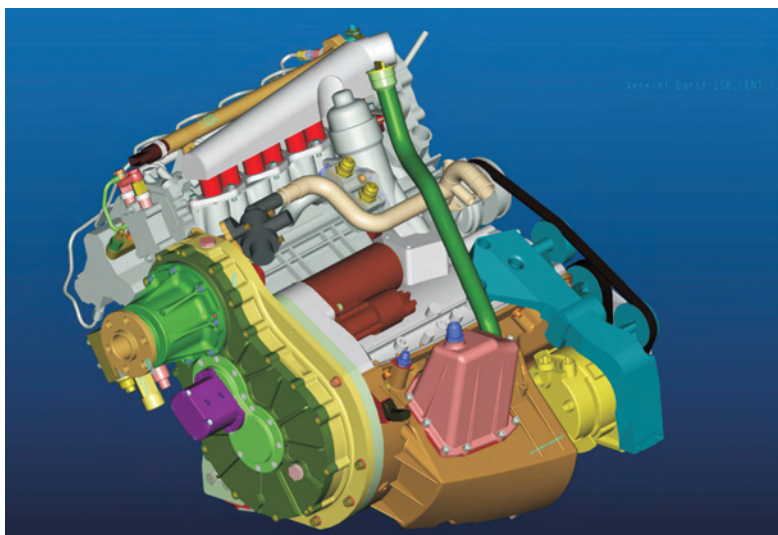
W latach dwudziestych ubiegłego stulecia silniki o zapłonie samoczynnym miały także swój udział w podboju przestworzy, gdyż takimi silnikami (produkowanymi przez firmy Daimler Benz i M.A.N.) napędzane były sterowce Zeppelin LZ129 i LZ130 [3]. Ponadto przed II Wojną Światową i w jej czasie silniki o zapłonie samoczynnym były stosowane także w samolotach. W wielu tysiącach egzemplarzy wyprodukowano legendarny niemiecki dwusuwowy Junkers Jumo 205, przy pomocy którego bito rekordy lotów długodystansowych (np. w 1938 – przelot 8392 km z Anglii do Brazylii w ciągu 43 godzin przy rekordowo niskim zużyciu paliwa 210 g/kWh). Jednostkowo w samolotach stosowane były także inne silniki wysokoprężne: angielski Bristol i amerykański Packard [1]. Dziś przeminęła epoka sterowców, a w samolotach karierę robi napęd silnikami przepływowymi – turbinowymi i odrzutowymi. Mogło by się więc wydawać, że silniki o zapłonie samoczynnym definitywnie przestały interesować konstruktorów statków powietrznych. Silnik JUMO 205 ważąc 520 kg przy mocy znamionowej 441 kW (600 KM) legitymował

1. Introduce

Land transport devices, (diesel locomotives, practically all trucks and buses, and a lot of passenger cars) are now driven with Compression Ignition Engines. Moreover such an engines are quite often used for ships, and for submarines also.

In twentieth years of the former century Diesels participated in air conquest also, because German air ships Zeppelin LZ129 i LZ130 [3] was driven with Daimler Benz and M.A.N. diesel engines. Moreover before World War II and during its course, diesel engines were used in aircraft as well. The legendary German two stroke Junkers Jumo 205 engine was at that time manufactured in thousands of units.





Aircraft with the engine broke the long distance flight records (for instance in 1938 a flight from U.K. to Brasil of 8392 kms in 43 hours; the specific fuel consumption in the flight was very low: 210 g/kWh). Other diesel engines were used scarcely for aircraft application: for instance British Bristol and American Packard [1]. Nowadays, the era of airships is behind us and the majority of aircraft are driven with jet and turbo-propeller engines. Therefore anybody could think that now aircraft designers have no interest in utilizing the Compression Ignition Engines. Although JUMO 205 engine which weighs 520 kg has the power of 441 kW (600 HP), weight to power ratio 1,18 kg/kW only, the diesel engines have been generally considered to be too heavy for passenger cars,

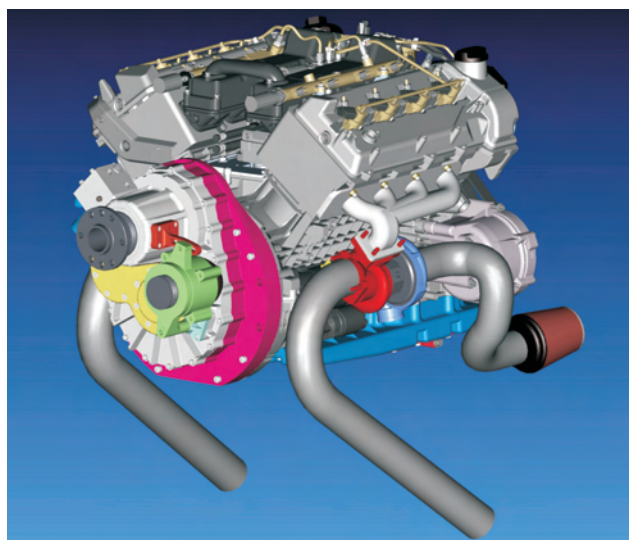
się co prawda masą jednostkową zaledwie 1,18 kg/kW, ale silniki wysokoprężne do niedawna były ogólnie uważane za zbyt ciężkie i przez długi czas stosowano je niechętnie nawet do samochodów osobowych, o samolotach już nie wspominając.

Ostatnie lata przyniosły jednak burzliwy postęp w budowie silników trakcyjnych o zapłonie samoczynnym. W wyniku rozwoju systemów wtrysku, zastosowaniu nowoczesnych metod projektowania komputerowego oraz inżynierii materiałowej, silniki te stały się jak nigdy lekkie, niezawodne i ciche, zachowując przy tym, dzięki wtryskowi bezpośredniemu, swą fundamentalną zaletę, jaką jest oszczędne zużycie taniego paliwa. Dzięki tym nowym właściwościom po silniki o zapłonie samoczynnym sięgnęli nawet wytwórcy samochodów sportowych, takich jak Jaguar i BMW.

2. Lotnicze silniki o zapłonie samoczynnym z niemieckich zakładów Thielert Aircraft Engines GmbH

Zapewne świadomość opisanych wyżej zalet współczesnego silnika o zapłonie samoczynnym przyświecała inżynierom ze spółki Thielert Aircraft Engines GmbH (zlokalizowanej w miejscowości Liechtenstein we wschodnich Niemczech, w pobliżu Chemnitz), gdy opracowywali oni przeznaczone do napędu samolotów silniki o zapłonie samoczynnym CENTURION 1,7, a następnie także CENTURION 4,0.

Silnik CENTURION 1,7 jest to czterocylindrowa, rzędowa jednostka chłodzona cieczą, wyposażona w turbosprężarkę, przekładnię redukcyjną o przełożeniu 1,69 i elektroniczny układ sterowania. W silniku zastosowano wtrysk bezpośredni i poza olejem napędowym można do niego stosować także łatwo dostępne na lotniskach paliwo lotnicze Jet A1. W opracowaniu tej nowoczesnej jednostki wzorowano się na nowoczesnych silnikach do samochodów osobowych, zaś na miejscu w Liechtenstein do niej skonstruowano i produkuje się 180 nowych części. Silnik CENTURION 1,7 uzyskał już europejski certyfikat JAR-E, a niedługo będzie posiadał obowiązujący na lotniczym





rynku amerykańskim certyfikat FAR 33. Silniki te zostały zastosowane jako „retrofity” w samolotach Piper i Cessna 172, a także są montowane fabrycznie w austriackich dwusilnikowych samolotach dyspozycyjnych DA42 „Twinstar”, w których zużycie paliwa przy prędkości 372 km/h wynosi 45 litrów na godzinę lotu.

Z kolei silnik CENTURION 4,0 jest ośmiocylindrowym, chłodzonym cieczą silnikiem widlastym, doładowanym turbosprężarką. Podobnie jak w mniejszej jednostce występuje tu wtrysk bezpośredni, przekładnia redukcyjna o przełożeniu 1,69 i elektroniczny układ sterowania. Paliwem może być tu także zarówno olej napędowy, jak i paliwo lotnicze Jet A1. Silnik czterolitrowy przechodzi obecnie proces certyfikacji według przepisów JAR-E.

Szczegółowe dane techniczne obu silników podano w tabeli nr 1 [2].

3. Zakończenie

Tak oto po trwającej przeszło 60 lat przerwie silnik o zapłonie samoczynnym wrócił do samolotów jako źródło

not to mention the aircraft.

A rapid advancement in the field of automotive diesel engines has taken place in the last few years. Thanks to the development of injection systems, using modern CAD methods and materials technology, automotive diesels became as light, reliable and silent as never before. Thanks to DI system the diesels have retained their fundamental advantage: low consumption of cheap fuel. Currently, Diesel engines, which have new advantages are applied in sports vehicles such as Jaguar and BMW.

2. Aircraft Diesel Engines from German Thielert Aircraft Engines GmbH factory

Engineers from Thielert Aircraft Engines GmbH (the factory is located in Liechtenstein, near Chemnitz in East Germany) have understood the above described advantages of modern diesels when they developed CENTURION 1,7 and CENTURION 4,0 diesels, designed for aircraft propulsion.

The CENTURION 1,7 engine is a four-cylinder, in-line water cooled unit, fitted with a turbocharger, 1,69 reduction gear and electronic control unit. It is a DI engine and both diesel and aircraft fuels A1 can be applied. It is an advantage of the engine, because aircraft fuel is easy available at the airports. Modern automotive diesels constituted a basis for the aircraft diesel development, and 180 special components were designed and are produced in the Liechtenstein factory. The CENTURION 1,7 engine has European JAR-E certificate and American certificate FAR 33 is to be granted in the nearest future. The engines

have been used as retrofits in Piper and Cessna 172, and are fitted in the new DA42 „Twinstar” twin-engine Austrian executive aircraft. In the last aircraft fuel consumption at 372 km/h amounts 45 litres per flight hour.

The CENTURION 4,0 engine is an eight-cylinder V-type, water cooled, turbocharged unit. Similarly as the smaller one it is fitted with the direct-injection system, 1,69 reduction gear and electronic control unit. CENTURION 4,0 also uses jet A1, and diesel fuels. The engine is now under certification for JAR-E.

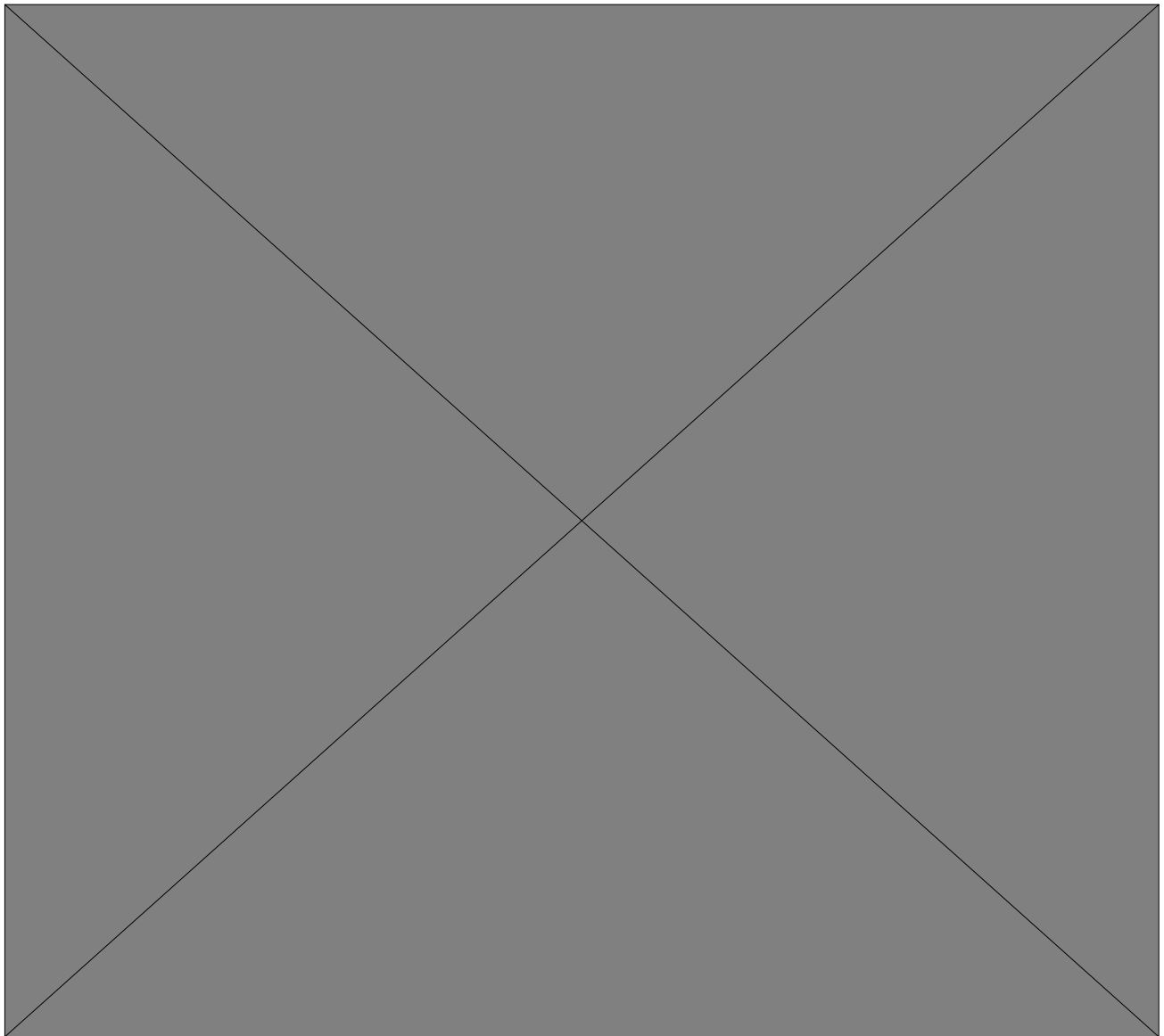
Detailed technical specification for both Centurion engines is done in a Table 1 [2].

3. Conclusion

Hence, after more than 60 years of a deadlock, Diesel engines have come back as the main aircraft drive unit and the motto of the article has become true again. It is interesting that the specific weight of the Centurion 1,7 engine amounts

ich napędu. Jako ciekawostkę można podać fakt, że masa jednostkowa silnika Centurion 1,7 wynosi ok. 1,35 kg/kW, a jednostki ośmiocylindrowej – 1,24 kg/kW. Obie te wielkości są więc nieco gorsze od tej, którą konstruktorzy – również niemieccy – osiągnęli w roku 1941 w silniku JUMO 205.

to ca. 1,35 kg/kW, and for the eight cylinder unit – 1,24 kg/kW. Therefore both numbers are worse than those obtained by the designers in 1941 in the JUMO 205 engine.



Literatura/Bibliography

- [1] van Basshuysen R., Schäfer F.: Shell Lexikon – Verbrennungsmotor. Ein Supplement von ATZ und MTZ – Folge 44. Wiesbaden 1999.
- [2] Materiały fabryczne firmy Thielert Aircraft Engines GmbH.
- [3] Reuss H.J. The formative years of pioneering. DIESEL & GAS TURBINE PUBLICATIONS, Special Issue. Brookfield, May 1983.

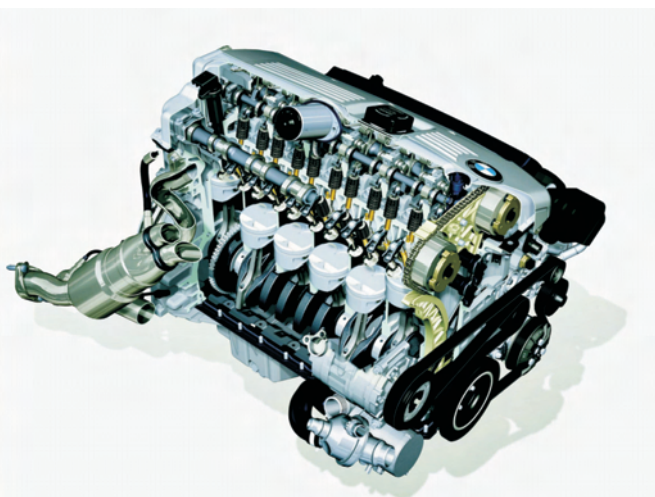
Nowy, 6-cylindrowy silnik ZI, $V_{ss} = 3,0 \text{ dm}^3$ firmy BMW

Od ponad 70 lat firma BMW słynie z produkcji doskonałych, rzędowych silników 6-cylindrowych. Pod koniec 2004 roku zaprezentowano całkowicie nowy, rzędowy silnik 6-cylindrowy, który obecnie uważany jest za najnowocześniejszą jednostkę tego typu na świecie. Silnik ten jest następcą produkowanego od czerwca 2000 roku silnika o

klasy 330i oraz 530i, a skończywszy na luksusowym coupe 630i oraz dużej limuzynie 730i.

W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry nowego silnika, w porównaniu do wersji poprzedniej, produkowanej w latach 2000 do 2004.

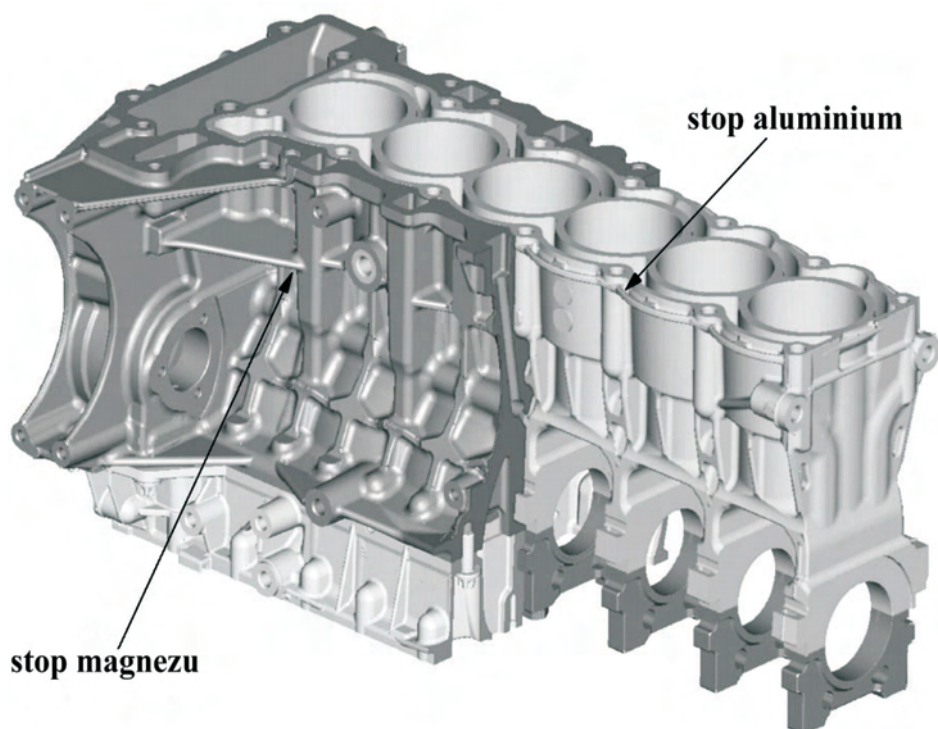
Cechą szczególną nowego silnika jest jego kadłub o



symbolu M52, który w konkursie „International Engine of the Year Award” w roku 2001 został uznany jako najlepszy w swojej klasie. Nowy silnik od początku 2005 roku jest sukcesywnie wprowadzany do wszystkich modeli marki BMW, począwszy od kompaktowego 130i, poprzez średniej

bardzo zwartej i sztywnej konstrukcji, wykonany według całkowicie nowej technologii, polegającej na łączeniu elementów wykonanych ze stopów magnezu z elementami ze stopów aluminium (rys. 2). Wewnętrzne części kadłuba, obejmujące tuleje cylindrowe, płaszcz wodny, podpory

	3,0i (M52, 2000-2004)	3,0i (2005)
Objętość robocza [cm ³]	2979	2996
Średnica cylindra i skok tłoka [mm]	84,0 x 89,6	85,0 x 88,0
Odległości cylindrów [mm]	91,0	91,0
Stopień sprężania	10,2	10,7
Moc maksymalna [kW] przy prędkości obrotowej [1/min]	170/5900	190/6600
Maks. moment obrotowy [N·m] przy prędk. obr. [1/min]	300/2500-4000	300/2500-4000
Objętościowy wskaźnik mocy [kW/dm ³]	57,1	63,4
Układ sterowania silnika	Siemens MS 43	Siemens MS V70
Materiał kadłuba	aluminium	aluminium/magnez
Masa silnika [kg]	171	161
Norma emisji spalin	EURO III, ULEV	EURO IV, ULEV II



wału korbowego i miejsca umieszczenia otworów na śruby mocujące głowicę wykonane zostały z nadeutektycznych stopów aluminium. Część ta stanowi jednolity odlew, którego zadaniem jest przenoszenie głównych obciążeń. Zewnętrzne ściany kadłuba, do których mocowany jest osprzęt, wykonano natomiast ze stopów magnezu (rys. 2). Wszystkie śruby mocujące osprzęt do magnezowej części kadłuba wykonano z aluminium, co wynika z podobnej rozszerzalności cieplnej obu materiałów. Ponieważ klasyczne stopy magnezu odznaczają się zbyt małą wytrzymałością, w silniku BMW zastosowany został specjalny stop magnezu, oznaczony symbolem AJ62, oferowany przez kanadyjską firmę Noranda.

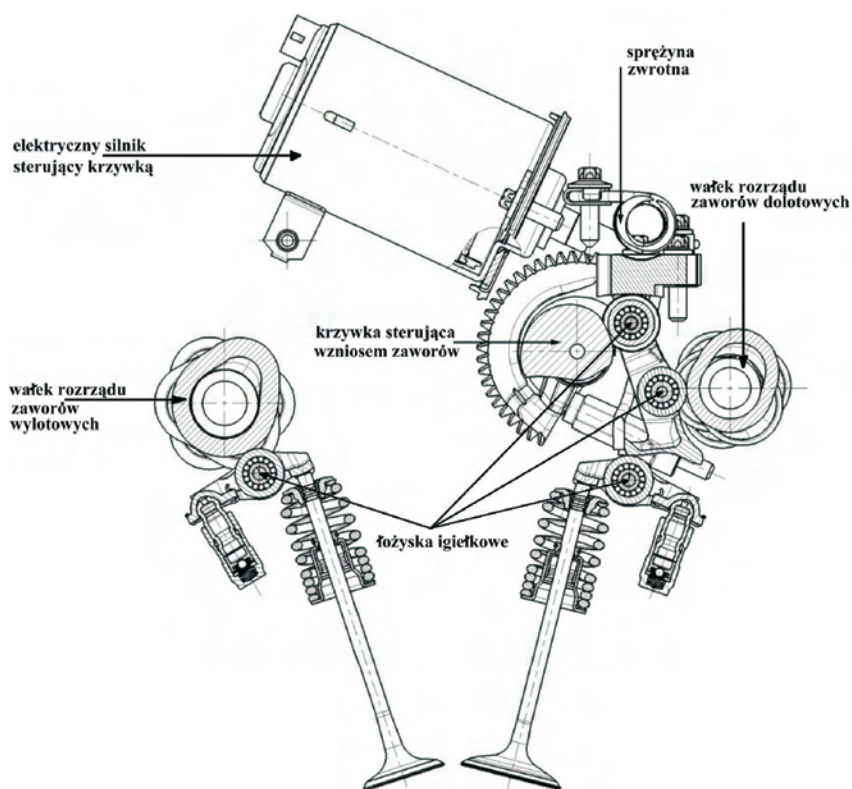
Połączenie obu części kadłuba odbywa się w procesie ciśnieniowego odlewania, w którym następuje wytworzenie warstwy złożonej z przenikających się materiałów, gwarantującej szczelność połączenia i możliwość przenoszenia części obciążeń. Ta nowoczesna technologia wykonania kadłuba pozwoliła na zmniejszenie jego masy o 24% w stosunku do masy kadłuba wykonanego ze stopów aluminium, a ponadto przyniosła korzyści związane z lepszym tłumieniem drgań i dźwięku. Ze stopów magnezu wykonano także pokrywę głowicy silnika.

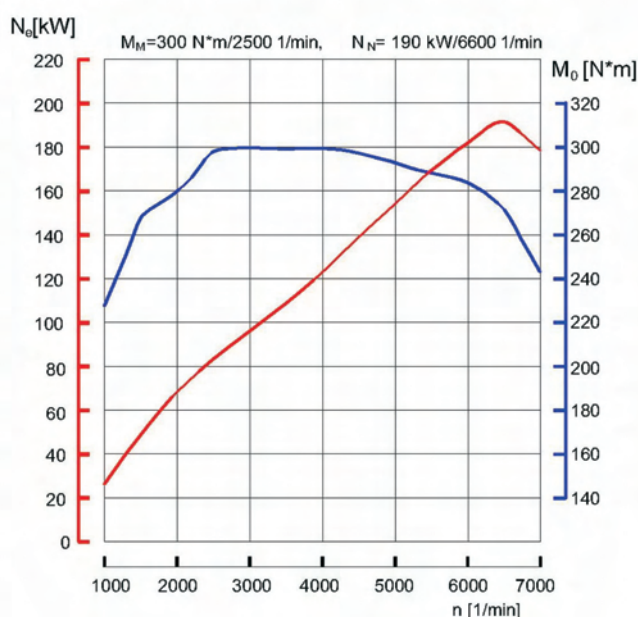
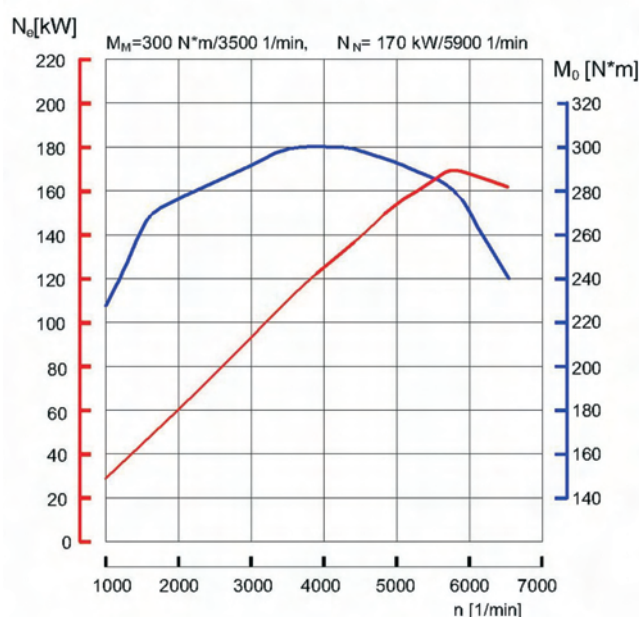
Nowa konstrukcja kadłuba stworzy-

ła nowe wymagania w stosunku do układu chłodzenia. Po raz pierwszy zastosowano w nim elektrycznie napędzaną pompę cieczy chłodzącej oraz elektrycznie sterowany termostat. Wymienione elementy układu chłodzenia, a także elektrycznie napędzany wentylator chłodnicy, elektrycznie uruchamiane przesłony powietrza dopływającego do chłodnicy oraz układ ogrzewania wnętrza pojazdu sterowane są elektronicznie z odrębnego modułu sterującego, współpracującego z modułem sterowania silnika. We wszystkich warunkach pracy silnika układ ten gwarantuje odpowiednie chłodzenie, bez ponoszenia niepotrzebnych strat energii.

Również pompa oleju smarującego wyposażona została w system regulacji, dzięki

któremu wielkość strumienia oleju dostosowana jest do rzeczywistych potrzeb. W stosunku do konwencjonalnych rozwiązań przyniosło to oszczędności mocy niezbędnej do jej napędu, sięgające 2 kW.





W nowym silniku zastosowany został układ rozrządu VALVETRONIC (rys. 3), stosowany już w 4-, 8- i 12-cylindrowych silnikach marki BMW. Jest to system, w którym przepustnica została wyeliminowana, a jej rolę przejęły zawory dolotowe o zmiennym skoku. W przypadku nowego silnika 6-cylindrowego jest to układ drugiej generacji, który pozwala na rozwijanie prędkości obrotowej do 7000 obr/min. Uzyskano to dzięki zmniejszeniu mas poszczególnych elementów układu oraz zastosowaniu łożysk igłowych w węzłach obrotowych rolek dźwigni zaworowych i rolek dźwigni pośredniczącej. Układ VALVETRONIC pozwala na indywidualną zmianę skoku zaworów dolotowych w danym cylindrze, dzięki czemu w zakresie częściowych obciążeń jeden z zaworów ma nieco większy skok od drugiego, co pozwala na uzyskanie silnego zawirowania ładunku napływającego do cylindra.

Silnik wyposażony został w bezstopniowy, hydraulicznie sterowany system zmiany faz rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych, znany pod nazwą Doppel-VANOS. Pozwala on na przestawianie faz zaworów dolotowych o 70°OWK , a zaworów wylotowych o 55°OWK . W przypadku nowego silnika elementy systemu przestawiania faz wykonano ze stopów aluminium, a wałki rozrządu wykonane nową metodą hydraulicznego formowania odznaczają się wyjątkowo małą masą.

Układ dolotowy wyposażony został w dwie elektrycznie sterowane przepustnice sterujące przepływem powietrza w kolektorze, które umożliwiają 3-stopniową zmianę długości kanałów dolotowych. Wraz z systemem zmiany faz rozrządu Doppel-VANOS, umożliwia to bardzo korzystne ukształtowanie charakterystyki silnika. W stosunku do poprzedniego silnika wartość maksymalnego momentu obrotowego nie wzrosła i wynosi $300 \text{ N}\cdot\text{m}$, natomiast występuje ona w szerokim zakresie prędkości obrotowej od 2500 – 4000 obr/min. Ponadto około 90% jego maksymalnej wartości dostępne jest

w zakresie prędkości obrotowej od 1500 – 6500 obr/min. Porównanie charakterystyk prędkościowych nowego silnika oraz poprzedniej jego wersji przedstawiono na rys. 4.

W stosunku do poprzednika, nowy silnik odznacza się większą sprawnością. Zużycie paliwa w teście NEDC dla pojazdu wyposażonego w nowy silnik jest o 12% niższe w stosunku do pojazdu z poprzednią wersją silnika. Według danych producenta główną przyczyną zwiększenia sprawności jest system wymiany ładunku i system spalania (ok. 8,5%), nowy system chłodzenia (ok. 1,5%) oraz zmniejszenie strat tarcia (ok. 1,5%).

Dzięki wyposażeniu w nowy typ reaktorów katalitycznych silnik z nadmiarem spełnia wymagania normy EURO IV oraz amerykańskiego programu LEV II. Zastosowane reaktory zbudowane są z dwóch cienkościennych rdzeni ceramicznych, izolowanych szczeliną powietrzną i umieszczonych w niewielkiej odległości od wylotu spalin z głowicy.

W stosunku do poprzedniej wersji silnika 3,0i z roku 2000, który zyskał wiele pochlebnych opinii i cieszył się dużą renomą, nowy silnik dysponuje znacznie lepszymi osiągnięciami, mniejszą masą, niższym zużyciem paliwa oraz mniejszą emisją toksycznych związków spalin. Według zapowiedzi producenta silnik ten stanowi podstawę konstrukcyjną dla nowej rodziny 6-cylindrowych jednostek napędowych o różnej objętości skokowej, które w najbliższym okresie znajdą zastosowanie w pojazdach marki BMW.

Literatura i zdjęcia:

1. Landerl Ch., Klauer N., Klutzing N.: Die Konzeptmerkmale des neuen BMW Reihensechszylinder Ottomotors. 13 Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2004.
2. Materiały prasowe firmy BMW 9/2004.

Marek BRZEŹAŃSKI

Aktualności

Silniki o ZI

Silnik Honda RSX 2,0-S

Honda w silniku RSX-S 2,0 dm³ zastosowała kombinację zmiennych faz rozrządu znaną z silników i-VTEC oraz zmiennego skoku zaworów uzyskiwanego poprzez dwa różne profile krzywek zaworowych, dostosowane do małych lub do wysokich prędkości obrotowych.

Wałki rozrządu do tego silnika zwiększyły kąt otwarcia dolotu o 5° a wylotu o 10°. W normalnych warunkach pracy na biegu jałowym elektroniczny system sterowania opóźnia okres otwarcia dolotu w celu uzyskania równomiernej pracy oraz obniżenia emisji NO_x. Przy wzroście prędkości obrotowej system wyprzedza okres dolotu zwiększając kąt pokrycia faz rozrządu, zwiększając moc i obniżając emisję.

W stosunku do silnika w wersji RSX-L zwiększona została średnica przewodu dolotowego z 63 do 70 mm i przewodu wylotowego do 70 mm, co dało zmniejszenie przeciwcisnienia wydechu o 10%. Silnik rozwija moc 156 kW (210 KM) i moment obrotowy 194 Nm.

Oprac. na podst. Automotive Engineering International,
December 2004

Układ zmiennych faz rozrządu firmy BorgWarner

Firma BorgWarner opracowała łańcuchowy układ napędu rozrządu z możliwością zmiany faz (rys.). Rozwiązanie jest przeznaczone do czterocylindrowych silników o zapłonie iskrowym. Zapowiada się produkcję ponad 1,6 mln sztuk rocznie i dostarczanie układów do silników Hyundai, DaimlerChrysler i Mitsubishi. Wytwórca zapowiada zmniejszenie hałaśliwości silników i emisji związków toksycznych przy jednoczesnym zwiększeniu ich żywotności i osiąągów.



Oprac. na podst. Automotive Engineering Interna-

tional,
December 2004

Silnik firmy Mahle

Firma Mahle, producent tłoków, pierścieni tłokowych, tulei cylindrowych, napędów rozrządu etc. opracowała i wykonała swój pierwszy silnik spalinowy. Jest to jednostka czterosuwowa, 3-cylindrowa, wykonana całkowicie ze stopów aluminium, o unikalnej architekturze konstrukcji. Bardzo płaska miska olejowa pozwoliła na zmniejszenie wysokości silnika i obniżenie jego środka ciężkości.

Silnik ma pojemność skokową 609 cm³ i rozwija moc 60 kW. Ma głowicę czterozaworową, 2 wałki rozrządu umieszczone w głowicy i wielopunktowy wtrysk paliwa. Jest wyposażony w wałek wyrównowążący kompensujący moment bezwładności I. rodzaju. Redukcja wirujących mas pozwoliła na uzyskanie dużej zdolności do przyspieszania, co jest szczególnie istotne ze względu na przeznaczenie silnika do wyścigów w ramach formuły SAE (*Society of Automotive Engineers*).

Oprac. na podst. Auto Technology, April 2004

Współpraca BMW i PSA

Firma BMW i koncern PSA (Peugeot, Citroën) podjęły współpracę w zakresie produkcji rodziny silników benzynowych o pojemności 1,598 dm³. Są to 4-cylindrowe jednostki wyposażone w głowicę 16-zaworową. Wersja wolnossąca tego silnika została wyposażona w układ zmiennych faz rozrządu i zmienny skok zaworów (od 0,2 do 9,5 mm, *Valvetronic*) znany z wcześniejszych silników BMW; wersja ta rozwija moc 85 kW (115 KM) przy 5700 obr/min i osiąga maksymalny moment obrotowy 160 Nm przy 4250 obr/min. Silnik wyposażony jest we wtrysk wielopunktowy.

Wersja turbodoładowana tego silnika wyposażona jest w turbosprężarkę o zmiennej geometrii znaną z silnika typu HDI (PSA) oraz w bezpośredni wtrysk benzyny. W przyszłości przewiduje się także wersję wyposażoną w układ doładowania zakresowego.

Oprac. na podst. Auto+, 2/2005

Nowe silniki BMW

Firma BMW przeprowadziła modernizację swoich silników, w wyniku której uzyskały one większe moce. Silnik o pojemności skokowej 4,0 dm³ ma obecnie 306 KM, a silnik 4,8 dm³ moc 367 KM. W tym roku pojawi się także silnik 2,0 dm³, w którym przepustnica całkowicie została zastąpiona układem regulacji faz rozrządu *Valvetronic*. Silnik rozwija moc 150 KM, a maksymalny moment obrotowy 200 Nm osiągnięty jest przy 3600 obr/min.

Wg Auto+, 3/2005

Silnik z wtryskiem bezpośrednim firmy Mazda

Mazda w modelu 6 MPS zastosowała czterocylindrowy silnik z turbodoładowaniem i bezpośrednim wtryskiem benzyny. W silniku o pojemności 2,3 dm³ zastosowano głowicę 16-zaworową. Rozwija on moc 192 kW (260 KM) i maksymalny moment obrotowy 380 Nm w zakresie prędkości obrotowych od 2500 do 4500 obr/min.

Oprac. na podst. Auto+, 2/2005

Nowy silnik Mercedes V6

Mercedes do modelu SLK wprowadził nowy silnik V6 o pojemności 3498 cm³. Silnik rozwija moc 200 kW (272 KM) przy 6000 obr/min i maksymalny moment obrotowy 350 Nm w zakresie od 2400 do 5000 obr/min.

Silnik wyposażony jest w głowicę 4-zaworową i regulację faz rozrządu pozwalającą na zmianę faz o 40°. Wałek rozrządu zaworów dolotowych napędzany jest przez podwójny łańcuch. Wałek zaworów wylotowych napędzany jest od wałka zaworów dolotowych za pośrednictwem kół zębatych.

Układ dolotowy wyposażony jest w dwupołożeniową zmianę geometrii; przy małych prędkościach obrotowych silnika dolot odbywa się przez długie przewody dolotowe, a przy prędkościach dużych – przez przewody krótkie. Regulacja odbywa się przy pomocy przepustnic sterowanych elektro-pneumatycznie.

Oprac. na podst. Auto Technology, June 2004

Oprac. na podst. www.epa.gov

Silniki o ZS z wtryskiem bezpośrednim

Piezokwarcowy pompowtryskiwacz

Firma Volkswagen, w porozumieniu z firmą Siemens, przedstawiła po raz pierwszy pompowtryskiwacz, w którym solenoid został zastąpiony piezokwarcem i do jego sterowania wykorzystywany jest efekt piezoelektryczny, co pozwoliło uzyskać większą precyzją dawkowania.

Oprac. na podst. www.all4engineers.com

Wtryskiwacz Common Rail 3. generacji

W silniku Audi A8 3,0 dm³ zasilanym przy pomocy układu *common rail* zostały zastosowane wtryskiwacze Bosch 3. generacji (rys.). Są to wtryskiwacze piezoelektryczne o krótszych czasach przesterowania niż wtryskiwacze konwencjonalne. Elementy piezoelektryczne umieszczone zostały bezpośrednio nad iglicą rozpylacza. Ciśnienie wtrysku utrzymano na poziomie 1600 bar, jak we wtryskiwaczach 2. generacji. Jednak konstrukcja ta ma umożliwić w niedalekiej przyszłości zwiększenie ciśnienia wtrysku do poziomu 2000 bar, dotychczas możliwego jedynie w pompowtryskiwaczach. Dzięki piezoelektrycznemu sterowaniu uzyskano obniżenie hałaśliwości pracy i emisji związków toksycznych do poziomu odpowiadającego normie Euro 4.



Oprac. na podst. AutoMotoSerwis 5/2004

Nowy silnik 6-cylindrowy Mercedesa

W miejsce silnika 5-cylindrowego Mercedes wprowadził nowy silnik 6-cylindrowy. Rozwija on moc $N_e=150$ kW oraz spełnia normy emisji Euro 4. Silnik charakteryzuje się następującymi cechami: cylindry ułożone są pod kątem 72°, ma 4 zawory na cylinder oraz doładowanie z chłodzeniem powietrza doładowanego, jest wyposażony w EGR. W układzie dolotowym umieszczone są dodatkowe przepustnice, które umożliwiają generowanie w cylindrze zawirowania typu *swirl*. Układ zasilania wyposażony jest w 3. generację piezoelektrycznych wtryskiwaczy typu *common rail* a ciśnienie w akumulatorze paliwa utrzymuje się na poziomie 1600 bar. Rozpylacze mają 8 otworków (w poprzedniej wersji - 7 otworków). Silnik wyposażony został w dwa reaktory katalityczne i filtr cząstek stałych DPF.

Oprac. na podst. www.daimlerchrysler.com

Technologia CDC w silnikach Forda

US EPA i Ford Motor Company zawarły porozumienie w sprawie wykorzystania w silnikach Ford technologii CDC (*Clean Diesel Combustion*), opatentowanej i rozwiniętej przez EPA. Technologia CDC opiera się na zastosowaniu: wysokiego ciśnienia wtrysku paliwa dla obniżenia emisji cząstek stałych PM i zwiększenia sprawności silnika, a także zastosowaniu systemu doładowania, recyrkulacji spalin i filtra cząstek stałych.

Silniki Toyota D4-D

Toyota zapowiedziała na 2005 rok uruchomienie produkcji rodziny silników D4-D 180 Clean Power o pojemnościach od 1,9 do 2,2 dm³. Silniki te wykazują znaczne obniżenie emisji NO_x o ok. 50% oraz cząstek stałych PM o 80% poniżej limitu obowiązującego w normie Euro 4. Tak niski poziom emisji osiągnięty został przez zastosowanie czterofunkcyjnego katalizatora Toyota D-CAT (*Diesel Clean Advanced Technology*) i systemu wtryskowego *common rail* nowej generacji. Wg danych firmowych silnik D4-D 2,2 dm³ rozwija moc 130 kW (ok. 176 KM) oraz maksymalny moment obrotowy 400 Nm.

Silnik typu D4-D o pojemności 1,4 dm³, oznaczony jako 1ND-TV, uzupełnia planowany program produkcji Toyoty. Jest to turbodoładowany silnik z wtryskiem bezpośrednim, zasilany układem wtryskowym *common rail* firmy Bosch (2. generacji) poprzez pięciootwarkowe rozpylacze z maksymalnym ciśnieniem wtrysku 1600 bar. Kadłub silnika wykonany jest ze stopu aluminium, a jego masa całkowita wynosi 99 kg. Jednostka rozwija moc 55 kW przy 4000 obr/min i maksymalny moment obrotowy 170 Nm w zakresie 2000-2800 obr/min.

Oprac. na podst. Automotive Engineering International, December 2004, Auto Technology, August 2004

Ford 2,2 Duratorq

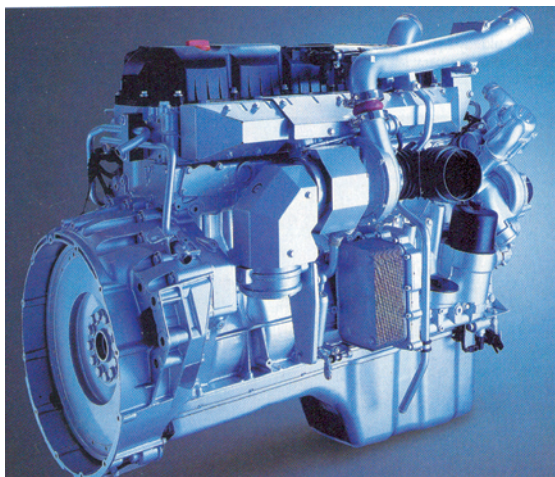
Ford w modelu Mondeo Titanium wprowadził w końcu 2004 roku silnik Duratorq 2,2 dm³ wyposażony we wtrysk typu *common rail* trzeciej generacji. Silnik osiąga moc 115 kW (155 KM) przy 3500 obr/min i maksymalny moment obrotowy 360 Nm przy 1800 obr/min. Zgodnie ze współczesną tendencją silnik posiada funkcję *overboost* (chwilowego zwiększenia ciśnienia doładowania) pozwalającą na zwiększenie momentu obrotowego do 400 Nm. Dzięki tym parametrom silnik ten uznawany jest za jeden z najsilniejszych w swej klasie.

Oprac. na podst. Auto+, 12/2004

Nowy silnik DAF Paccar MX

Pod koniec bieżącego roku firma DAF zamierza wprowadzić do sprzedaży nowy, rzędowy silnik 6-cylindrowy o pojemności 12,9 dm³ oznaczony jako Paccar MX (rys.).

B e d z i e



to pierwszy silnik tej firmy z mokrymi tulejami cylindrowymi. Blok cylindrowy i głowica będą wykonywane z żeliwa sferoidalnego, pozwalającego na uzyskiwanie ciśnień w cylindrze do 200 barów.

Silnik wyposażony będzie w układ paliwowy firmy Delphi typu UPEC zawierający wtryskiwacze wysokociśnieniowe i zintegrowane z kadłubem silnika pojedyncze pompy tłoczące paliwo. Maksymalne ciśnienie wtrysku zostało podniesione do 2000 barów. Wałek rozrządu umieszczony został w kadłubie silnika i jest napędzany kołami zębatymi umieszczonymi z tyłu silnika.

Ze względu na konieczność spełnienia norm emisji spalin zastosowana została metoda dodawania mocznika do spalin (technologia SCR). Konstruktorzy firmy DAF przewidują możliwość spełnienia norm emisji Euro 5, która będzie obowiązywać od jesieni 2008 roku poprzez dopasowanie wielkości dawek mocznika i zwiększenie pojemności katalizatora.

Oprac. na podst. LTS, Rzeczpospolita, 4/2004 (listopad)

System HCCI w silniku firmy Scania

Firma Scania ujawniła, że prowadzi prace nad zastosowaniem systemu spalania z częściową homogenizacją ładunku HCCI (*Homogenous Charge Compression Ignition*) i zamierza w ten sposób uzyskać redukcję emisji NO_x , a poprzez zwiększoną turbulizację ładunku na zewnątrz komory spalania – także redukcję emisji cząstek stałych. Przewiduje się jednocześnie zastosowanie dużej względnej recyrkulacji spalin.

Obecne problemy rozwojowe takiego systemu spalania wiążą się m.in. z niedostateczną stabilnością pracy na małych obciążeniach. Wdrożenie silnika z systemem HCCI przewiduje się ok. 2015 roku.

Oprac. na podst. LTS, Rzeczpospolita, 4/2004 (listopad)

Wstrzymanie współpracy GM i Fiata

GM oraz Fiat zdecydowały o przerwaniu pięcioletniej współpracy. Spółka Fiat-GM Powertrain (FGP) joint-venture zostanie rozwiązana. Zgodnie z umową, GM zapłaci Fiatowi 1,55 mld euro oraz odda 10% udziałów. GM zdobędzie 50% udziałów w nowej spółce jointventure, która kieruje obec-

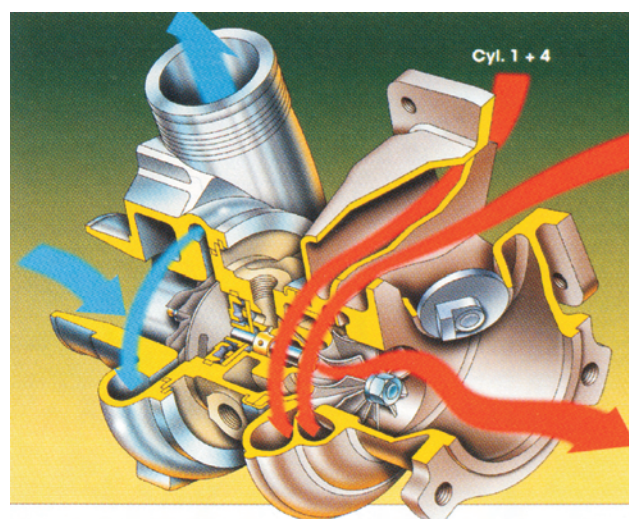
nie produkcją silników o zapłonie samoczynnym 1,3 SDE w Bielsku-Białej. GM zostanie także współwłaścicielem silników SDE i JTD oraz 6-stopniowej manualnej skrzyni M20-32.

Oprac. na podst. www.gm.com

Doładowanie

Silnik Mercedes SLK z trzema turbosprężarkami

W samochodzie Mercedes SLK 320 CDI tri-turbo zastosowany został nowy sześciocylindrowy silnik wysokoprężny V6, który jest wyposażony w dwustopniowy układ doładowania. Układ ten składa się z trzech turbosprężarek; dwie mniejsze są zlokalizowane po zewnętrznych stronach silnika a trzecia większa umieszczona jest pomiędzy rzędami cylindrów ustawionych w układzie V. Przy niskich prędkościach obrotowych wału korbowego silnika powietrze płynie przez wszystkie trzy turbosprężarki. Kiedy prędkość obrotowa wału korbowego wzrasta, mniejsze turbosprężarki są wyłączane za pomocą systemu baypasów, a większa turbosprężarka stopniowo zwiększa swój udział w doładowaniu i ostatecznie całkowicie przejmuje funkcję sprężania powie-



trza przy wysokich prędkościach wału korbowego silnika. Dodatkowo, lepsze parametry pracy silnika uzyskano dzięki zwiększeniu średnic kanałów dolotowych i wylotowych oraz zastosowania chłodzenia powietrza doładowanego.

Nowy silnik charakteryzuje się dużą wartością maksymalnego momentu obrotowego wynoszącą 630 Nm i maksymalną mocą 210 kW.

Oprac. na podst. www.germancarfans.com

Turbosprężarka TwinScroll

Firma Mitsubishi w silniku ZI 2,0 dm^3 samochodu Lancer Evo VIII zastosowała turbosprężarkę z turbiną ze skrzynią wlotową dzieloną wzdłuż obwodu wirnika. Do obu kanałów wylotowych cylindry są dołączone parami, co pozwala na maksymalne wykorzystanie energii kinetycznej pulsacji gazów spalinowych i uzyskanie w silniku dobrych właściwości dynamicznych. Turbosprężarka posiada uchylny zawór upustu spalin. Zastosowana turbosprężarka została nazwana *TwinScroll* (rys.)

Oprac. z wykorzyst. AutoMoto Serwis 6/2004

Opel z doładowaniem zakresowym

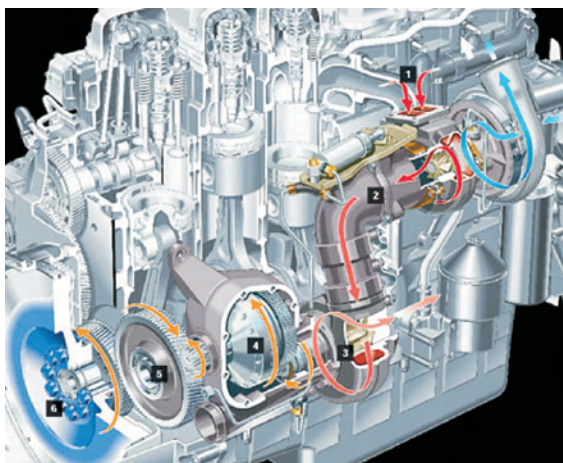
Opel wprowadza do produkcji silnik wyposażony w doładowanie zakresowe. Jest to silnik o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim oparty na konstrukcji jednostki



1,9 CDTI.

Układ doładowania skonstruowała firma KKK Borg Warner. Mniejsza turbosprężarka 1 umieszczona z boku silnika na wysokości głowicy zapewnia doładowanie w zakresie do 1800 obr/min; przy prędkościach z zakresu 1800-3000 obr/min dodatkowo włącza się do obiegu większa turbosprężarka 2, a powyżej 3000 obr/min w całości przejmuje ona zadanie doładowania silnika. Uzyskiwane jest maksymalne ciśnienie doładowania 3,2 bara (bezwzgl.).

Silnik rozwija moc 156 kW (212 KM, 112 KM/dm³) a maksymalny moment obrotowy osiąga wartość 400 Nm w zakresie prędkości obrotowych 1400-3600 obr/min. Średnie ciśnienie użytkowe wynosi 26 barów. Wymienione wartości



w odniesieniu do silników samochodowych tej klasy są obecnie uznawane za rekordowe.

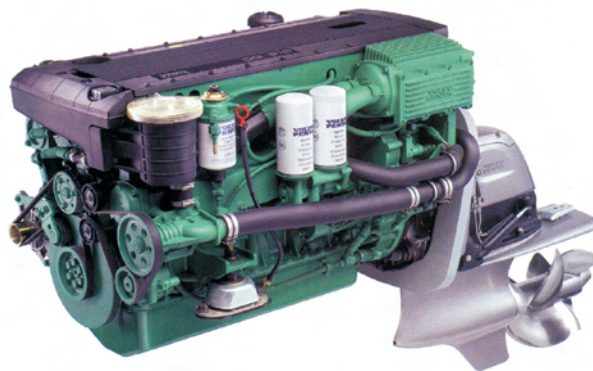
Silnik zasilany jest z instalacji wtryskowej Bosch 3. generacji z ciśnieniem wtrysku 1600 bar. Jest on także wyposażony w filtr cząstek stałych (FAP) i spełnia normy emisji Euro 4 obowiązujące po 1 stycznia 2006 r.

Doładowanie tego samego typu zastosowane zostało w silniku BMW i oznaczone jako VTT (*Variable Twin Turbo*, por. notatka w *Silnikach Spalinowych* 2/2004, por. także *Auto Technology* December 2004)

Oprac. na podst. *Ingenieurs de l'Automobile* 768/2004**Silnik Scania z turbiną mocy**

Firma Scania w swoim silniku DTC11 stosuje tzw. doładowanie sprzężone (ang.: *turbocompound*) z turbiną mocy opracowane przez firmę Holset. Turbina mocy jest połączona z wałem korbowym silnika i pozwala na dodatkowe wykorzystanie energii spalin opuszczających turbinę turbosprężarki (rys.), których temperaturę określa się na ok. 600°C.

Energia ta pozwala na rozpędzenie turbiny do 55000 obr/min. Za pośrednictwem mechanicznego reduktora i sprzęgła hydraulicznego prędkość obrotowa turbiny jest redukowana



do 1900 obr/min i przekazywana na wał korbowy silnika. W zakresie prędkości obrotowej ok. 1400-1900 obr/min silnik rozwija prawie stałą moc, której poziom zależy od wielkości silnika i jego regulacji.

Oprac. na podst. www.scania.com**Silniki okrętowe i morskie****Silniki Volvo Penta**

Firma Volvo we współpracy z firmą AVL (*Anstalt für Verbrennungsmotoren List/Graz*) opracowała dwa nowe silniki do napędu jachtów motorowych: D4 – 4-cylindrowy o pojemności 3,7 dm³ oraz D6 – 6-cylindrowy o pojemności 5,5 dm³. W obu silnikach zastosowano rozrząd 4-ro zaworowy/cylinder i układ wtryskowy typu *common rail* ze sterowaniem elektronicznym. Silnik 4-cylindrowy posiada wałki całkowicie wyrównowazające siły masowe II rodzaju.

Silniki jachtowe pracują dużą część czasu pod maksymalnymi obciążeniami; ze względu na występujące wówczas duże obciążenia cieplne zarówno blok cylindrowy, jak i głowica, wykonane są z żeliwa szarego.

Mniejszy silnik rozwija moc 155 kW (210 KM), nato-

miast większy – 228 kW (310 KM).

Oprac. na podst. AVL Focus 8/2004

Nowy silnik Wärtsilä 46F

Firma Wärtsilä zmodernizowała produkowany od 1987 roku silnik Vasa 46. Nową rodzinę silników 46F stanowią jednostki czterosurowe o zapłonie samoczynnym, rzędowe, 6-, 7-, 8- lub 9-cylindrowe, wyposażone w układ zasilania typu *common rail*. Silniki rozwijają moc 1250 kW z cylindra, co pokrywa zakres mocy od 7500 do 11250 kW przy 600 obr/min.

W układzie turbodoładowania zastosowany został system Millera pozwalający na obniżenie rzeczywistego stopnia sprężania i uzyskanie niższej temperatury spalania, a w konsekwencji – zmniejszonej emisji tlenków azotu. Ze względu na duże sprężę sprężarki układu doładowującego zastosowano dwustopniowe chłodzenie powietrza doładowanego: w wymienniku powietrze-powietrze i w wymienniku powietrze-woda. W układzie wylotowym zastosowano połączenie przewodów wylotowych wg systemu SPEX (*Single Pipe Exhaust System*, wcześniej oznaczany jako SPES), który łączy cechy stałociśnieniowego zasilania turbiny z wykorzystaniem energii pulsacji spalin opuszczających cylinder (rys.).

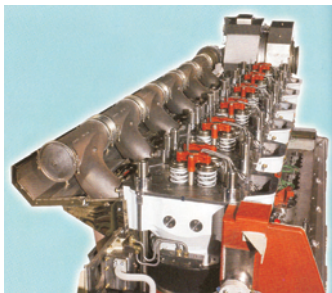
Oprac. na podst. Marine News 2/2004

Silniki lotnicze

Lotniczy silnik o zapłonie samoczynnym

Niemiecka firma Dr. Schrick wykonała prototyp silnika o zapłonie samoczynnym TKDI 600 przeznaczonego do napędu małych samolotów. Jest to dwucylindrowy silnik o układzie cylindrów V90°, czterosurowy, chłodzony powietrzem, o pojemności skokowej 599 cm³ (D/S=76/66 mm). Silnik został wyposażony w układ wtrysku bezpośredniego z niezależnymi sekcjami tłoczącymi (Delphi) i wtryskiwaczami pięciootworkowymi ($\phi=0,217$ mm). Zastosowano rozrząd popychaczowy i po 2 zawory na cylinder. Silnik jest doładowany turbosprężarką firmy KKK Borg Warner i wyposażony w chłodnicę powietrza doładowanego. Przy pełnym obciążeniu ciśnienie doładowania wynosi 2,7 bar (ciśn. bezwzgl.).

Cylindry i głowice są integralne (*Monoblock*). Stopień sprężania wynosi 15:1. Silnik rozwija maksymalną moc 34 kW (46 KM) przy 6000 obr/min. Prędkość obrotowa przeciążenia wynosi 10.000 obr/min, jest to więc jednostka lotnicza o jednej z największych wartości tej prędkości. Przy masie całkowitej jednostki 24,9 kg masa jednostkowa wynosząca



ok. 0,7 kg/kW jest zbliżona do wartości charakterystycznych dla silników formuły 1.

Oprac. na podst. AVL Focus 8/2004

Osprzęt

Układ wtryskowy Bosch 3. generacji

Firma Bosch zapowiedziała wprowadzenie do dystrybucji pod koniec 2006 roku układów wtryskowych typu *common rail* 3. generacji z wyższym ciśnieniem wtrysku. Układy te będą zapewniały ciśnienie wtrysku 1800 barów, podczas gdy układy 2. generacji pracują z ciśnieniem 1600 bar. Istnieją już plany układów wtryskowych 4. generacji.

Oprac. na podst. Auto Technology, August 2004, www.bosch.com

Elektryczna pompa cieczy chłodzącej dla BMW

Firma Kolbenschmidt Pierburg opracowała typoszerę pomp cieczy chłodzącej napędzanych silnikiem elektrycznym. Przeznaczony on jest do 6-cylindrowych silników BMW serii 3. Razem z nowoczesnym układem sterowania temperaturą silnika elektrycznie napędzane pompy pozwalają znacznie zmniejszyć pobór energii – w niektórych zakresach pracy pobór mocy stanowi jedynie 5-10% mocy zużywanej przez pompy napędzane mechanicznie. Uzyskuje się również zmniejszenie liczby części układu chłodzenia oraz obniżenie jego masy.

Oprac. na podst. Automotive Engineering International, December 2004



Świece irydowe

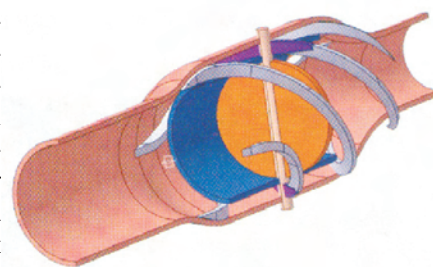
Firma Denso będzie zaopatrywała firmę Subaru w świece irydowe. Świece takie zostały wyprodukowane specjalnie dla samochodów typu WRC. W porównaniu do standardowych świec iskrowych cechują się one większą trwałością i mocą wyładowania. Firma Denso będzie zaopatrywać inne firmy samochodowe i zespoły wyczynowe takie jak: F1, FIM Road Race World Championship, Super GT Series.

Oprac. na podst. www.all4engineers.com

Nowy filtr oleju

Dwóch Szwedów: Daniel Anderson i Nils Eriksson opracowało nowy filtr oleju, którego duża skuteczność umożliwia rezygnację z wymiany oleju w silniku.

Specjalny wkład bawełniany zapewnia odfiltrowanie cząstek o wielkości do 1 mm, a integralny separator oddziela od oleju inne płyny. Tak oczyszczony olej



nie zmienia swoich właściwości przez długi okres eksploatacji. Konieczna jest regularna wymiana wkładu filtra.

Nowy filtr był przez rok testowany w samochodach ciężarowych Scania z pozytywnymi wynikami.

Oprac. na podst. *AutoTechnology*, April 2004, www.cot.se

Generator zawirowania

Firma Integral Powertrain opracowała urządzenie do generowania zawirowania osiowego w przewodzie dolotowym (rys.). Jest ono przeznaczone do silników doładowanych sprężarką promieniową. Nadanie wstępnego zawirowania osiowego na wlocie do sprężarki powoduje zmianę kąta napływu powietrza na łopatki wirnika i zwiększa sprawność pracy sprężarki. Urządzenie posiada dwa przeloty powietrza: jeden (zewnątrzny) wyposażony w spiralne łopatki zawirowujące, drugi (wewnętrzny) – bez łopatek, z wbudowaną przepustnicą dławiącą.

Oprac. na podst. *Auto Technology*, August 2004, www.integralp.com

Technologia

Laserowa obróbka powierzchni trących

Firmy Lambda Physic, SMS Elotherm i Audi opracowały nową technologię obróbki powierzchni tulei cylindrowej w celu obniżenia strat tarcia. Straty te w tym węzle konstrukcyjnym mogą stanowić ok. 60% strat tarcia występujących w silniku. Zastąpienie dotychczasowej obróbki powierzchni hartowaniem powierzchniowym z wykorzystaniem lasera ekscymerowego pracującego w zakresie promieniowania ultrafioletowego (długość fali światła 0,3 mm) w osłonie azotu umożliwia istotne obniżenie współczynnika tarcia. Uzyskano obniżenie tarcia w tulejach cylindrowych o 23-89% i o 30-88% na pierścieniach tłokowych. Badania prowadzono na silniku TDI 1,9 dm³; przewiduje się zastosowanie tej technologii przy wytwarzaniu tulei do silnika Audi V6 3,0 dm³.

Oprac. na podst. *Automotive Engineering International*, December 2004

Emisja związków toksycznych

AVL na rynku amerykańskim

AVL North America ogłosiła zawarcie kontraktu z US EPA National Vehicle and Fuel Emission na zainstalowanie zaawansowanych systemów pomiarowych emisji spalin. Kontrakt dotyczy kwoty ponad 450 tys. \$.

Urządzenia pomiarowe będą wykorzystane w nowo powstałym laboratorium NVEFL, którego głównym zadaniem jest ujednolicenie standardów pomiaru emisji oraz zużycia paliwa w sektorze transportowym. Firma AVL ma zaopatrzyć laboratorium w analizatory typu Pierburg oraz w programy do akwizycji danych koniecznych do określenia i dokumentowania normatywnych koncentracji emisji.

Oprac. na podst. www.avl.com

Napędy hybrydowe

Hybrydowy Opel Astra

Firma GM zaprezentowała prototyp pojazdu hybrydowego. Pojazd opiera się na modelu Opel Astra GTC. Jednostka

napędowa składa się z silnika doładowanego o zapłonie samoczynnym 1,7 dm³ o mocy 92 kW i M₀=280 Nm oraz z dwóch silników elektrycznych o mocy 30 i 40 kW, które połączone są ze skrzynią biegów. Koncern oczekuje, że pojazd będzie zużywał mniej niż 4 dm³/100 km oraz rozpędzał się do prędkości 100 km/h w czasie poniżej 8 sekund.

Firma General Motors Corporation postanowiła wspólnie z firmą DaimlerChrysler prowadzić prace nad całkowicie hybrydowym napędem przeznaczonym do samochodów osobowych i ciężarowych. Obie firmy mają na celu zwiększenie sprawności źródeł napędu oraz redukcję zużycia paliwa. Współpraca jest odpowiedzią na zwiększający się popyt na pojazdy hybrydowe w północnej Ameryce.

Oprac. na podst. www.gm.com, www.daimlerchrysler.com

Pojazd hybrydowy Forda

Podczas Detroit Auto Show Ford przedstawił koncepcyjny pojazd hybrydowy. Pojazd jest wyposażony w silnik wysokoprężny V-6 doładowany zakresowo i w silnik elektryczny; osiąga on maksymalny moment obrotowy równy 585 Nm. Jest on zasilany syntetycznym paliwem firmy BP wytworzonym z biomasy i spełnia normy emisji LEV II SULEV (NO_x=0,02 g/milę, PM=0,01 g/milę).

Oprac. na podst. www.ford.com

Napęd hybrydowy firmy EPA

Amerykańska firma EPA, w skład której wchodzi: Eaton Corporation—Fluid Power, United Parcel Service (UPS), International Truck and Engine Corporation, US Army—National Automotive Center i Morgan-Olson ogłosiła, że pracuje nad hydraulicznym pojazdem hybrydowym przeznaczonym do jazdy miejskiej. Hybrydowo-hydrauliczny system magazynuje energię w formie sprężonego gazu (azotu), który transportowany jest pomiędzy akumulatorami niskiego i wysokiego ciśnienia za pomocą nawrotnej pompy. Akumulatory i pompa hydrauliczna zastępują zestaw baterii i generator elektryczny spotykany w hybrydach elektrycznych. Zgodnie z planem EPA, system hydrauliczny może odzyskać energię z procesu hamowania z 82%-ową sprawnością. Studyjny pojazd hybrydowy jest wyposażony w:

dwa źródła mocy – silnik o zapłonie samoczynnym (EPA *Clean Diesel Combustion Engine*) oraz składowe systemu hydraulicznego,

technologię całkowicie hydraulicznego systemu hybrydowego, która zastąpiła konwencjonalny zespół napędowy oraz wyeliminowała przekładnię,

główny system hydrauliczny zawierający dwa zasobniki,

zintegrowany silnik spalinowy z pompą hydrauliczną wraz z napędem na koła tylne.

Celem EPA jest poprawa zużycia paliwa o 60-70% oraz osiągnięcie norm emisji NO_x dla silników *Heavy Duty*, które mają zostać wprowadzone w 2010 roku.

Oprac. na podst. www.epa.gov

Książki silnikowe

Books on combustion engines

AUTOELEKTRIK, AUTOELEKTRONIK - SYSTEME UND KOMPONENTEN

Robert Bosch
Vieweg Verlag, rok wyd. 2002, s. 503.

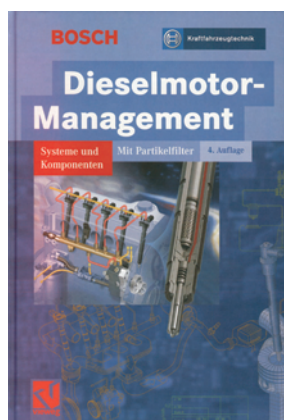
W książce omówiono elektryczne elementy samochodu jak: prądnice, akumulatory, rozruszniki, oświetlenie itd., oraz elementy elektroniczne: sieci transmisji danych, czujniki i elektroniczne człony wykonawcze. Przedstawiono wielkości mierzone, zasady pomiarów, przebiegi sygnałów, problematykę transmisji danych, zakłóceń elektromagnetycznych. Wobec szerokiego obszaru podejmowanych zagadnień, tematyka związana bezpośrednio z budową i funkcjonalnością sterowników silnika potraktowana została dość powierzchownie.



DIESELMOTOR-MANAGEMENT - SYSTEME UND KOMPONENTEN

Robert Bosch
Vieweg Verlag, rok wyd. 2004, s. 477.

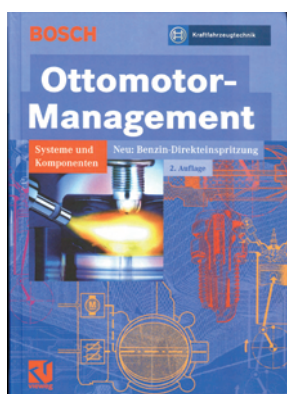
W książce przedstawiono systemy wtryskowe silników o zapłonie samoczynnym, które są lub były produkowane przez firmę Bosch. W opisie uwzględniono najstarsze pompy wtryskowe, VP 37 i VP 44, układy pompowtryskiwaczy i Common-rail. Oprócz układów wtryskowych przedstawione są problemy związane między innymi z doładowaniem, ograniczaniem emisji spalin, diagnostyką OBD, czy układami wspomagania rozruchu. Ponadto omówiono budowę oraz zasady diagnozowania poszczególnych komponentów układu wtryskowego jak również poszczególne czujniki i człony wykonawcze układu sterowania pracą silnika.



OTTOMOTOR-MANAGEMENT - SYSTEME UND KOMPONENTEN

Robert Bosch
Vieweg Verlag, rok wyd. 2002, s. 418.

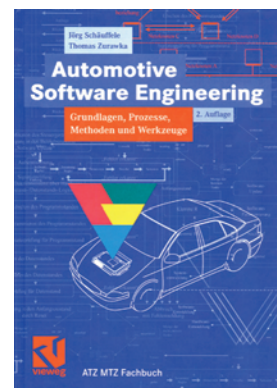
Książka ma podobny charakter jak powyżej przedstawiona Dieselmotor-Management, a dotyczy silników o zapłonie iskrowym, w tym również o wtrysku bezpośrednim i ładunku uwarstwionym. Przedstawiono zarówno układy sterowania napełnieniem cylindrów, jak i wtryskowe oraz zapłonowe. Szczegółowo opisano budowę poszczególnych generacji systemu Motronic.



AUTOMOTIVE SOFTWARE ENGINEERING

Robert Bosch
Vieweg Verlag, rok wyd. 2002, s. 334.

Tematyka dotyczy procesów, metod i narzędzi do tworzenia oprogramowania elektronicznych systemów samochodów. Analizowane są przede wszystkim systemy związane ze sterowaniem pracą silnika i układem przeniesienia napędu pod kątem projektowania, produkcji i serwisowania. Autorzy książki to byli pracownicy przemysłu samochodowego, swój cel określają nie jako publikację o charakterze wyłącznie teoretycznym, ale książkę będącą przewodnikiem dla inżynierów zajmujących się zawodowo przedmiotową tematyką.



KRAFTFAHRTECHNISCHES TASCHENBUCH

Robert Bosch Vieweg Verlag, rok wyd. 2002, s. 1035.

Praca zbiorowa – poradnik o charakterze encyklopedycznym, gdzie w sposób precyzyjny i zwięzły przedstawiono problematykę związaną z samochodem. Obszar zagadnień obejmuje między innymi: podstawy fizyczne, matematyczne i metodyczne, materiałoznawstwo, elementy maszyn, obróbkę, silniki spalinowe i urządzenia peryferyjne, emisję spalin i przedmiotowe ustawodawstwo, paliwa alternatywne, alternatywne źródła napędu, układ przekazu napędu, metody projektowania, technikę warsztatową. Książka stanowi tym samym kompendium, i pomimo objętości przekraczającej 1200 stron jest praktyczna w użyciu. 25. wydanie ze względu na stale trwający proces aktualizacji przedstawia aktualny stan wiedzy i techniki, co czyni książkę szczególnie godną polecenia.



OBciążENIA CIEPLNE TŁOKÓW SILNIKÓW SPALINOWYCH

Grzegorz Budzik, Jerzy Jaskólski
Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej, rok wyd. 2004, str. 127.

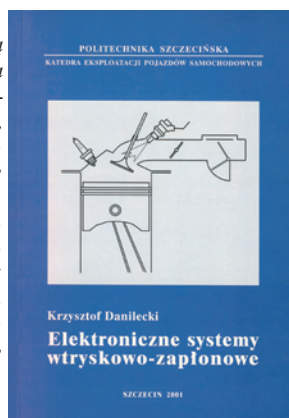
W pracy przedstawiono problem badań obciążeń cieplnych tłoków silników spalinowych. Określono model matematyczny stacjonarnego przepływu ciepła, metody rozwiązywania i określania pól temperatury w tłokach. Omówiono metodę elementów skończonych z konkretną adaptacją do tłoków silników wysokoprężnych służących do napędu lokomotywy spalinowej. Wykorzystano systemy wspomagania komputerowego ANSY, Mechanical Desktop 6, PATIA, Mathcad 2001 oraz SPCT2112.



ELEKTRONICZNE SYSTEMY WTRYSKOWO-ZAPŁONOWE

Krzysztof Danilecki
Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej,
rok wyd. 2001, str. 117.

W książce przedstawiono ogólną charakterystykę systemu sterowania silnikiem Motronic, zaprezentowano elektroniczny system sterowania, czujniki systemu oraz sygnały wejściowe i wyjściowe. Dokonano analizy funkcyjnej systemu Motronic ML 4.1: czasów wtrysku, fazy rozruchu i nagrzewania się silnika, układu regulacyjnego składu mieszanki, stabilizacji prędkości obrotowej biegu jałowego. Przedstawiono sterowanie kątem wyprzedzenia zapłonu w różnych zakresach pracy silnika spalinowego.

**VERBRENNUNGSMOTOREN**

E. Köhler
Springer Verlag, rok wyd. 2002,
s. 463.

Pełny tytuł książki można przetłumaczyć jako „Silniki spalinowe – koncepcja konstrukcyjna i obliczenia mechaniczne silnika spalinowego”. Książka powstała na podstawie prac prowadzonych przez autora w latach dziewięćdziesiątych w uniwersytecie Otto von Guericke w Magdeburgu, uwieńczonych habilitacją. Autor przedstawił nowoczesne, oparte o numeryczne algorytmy obliczeniowe sposoby projektowania kadłuba, głowicy, mechanizmu korbowo-tłokowego i rozrządu. Dołączona została również analiza hałasu emitowanego przez silnik.

**KONSTRUKCJA GRUPY TŁOKOWO-CYLINDROWEJ SILNIKÓW SPALINOWYCH**

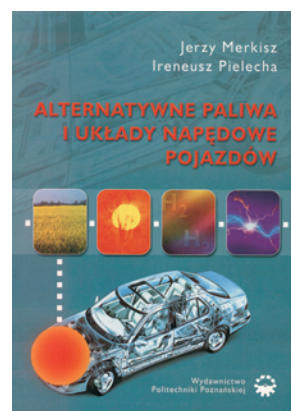
Wiesław Kozaczewski
Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2004, s. 444.

Podręcznik akademicki z zakresu konstrukcji grupy tłokowo-cylindrowej stanowiącej podstawową grupę tłokowego silnika spalinowego, mającej zasadniczy wpływ na jego budowę i eksploatację. Zawiera podstawy teoretyczne działania z uwzględnieniem obciążeń mechanicznych i cieplnych, opis konstrukcji tłoków, cylindrów i pierścieni tłoka, a także wpływ poszczególnych elementów na emisję zwisków szkodliwych w spalinach oraz zużycie i uszkodzenia tych elementów podczas eksploatacji.

**ALTERNATYWNE PALIWA I UKŁADY NAPEĐOWE POJAZDÓW**

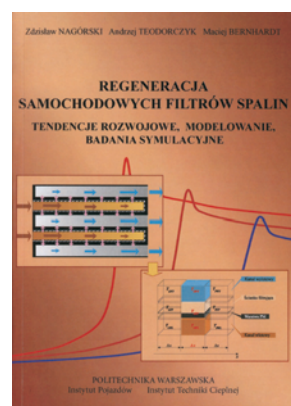
Jerzy Merksiz, Ireneusz Pielecha
Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, rok wyd. 2004, s. 240.

W książce omówiono: rozwój paliw alternatywnych (wodoru, alkoholi, olejów roślinnych i paliw gazowych), sposoby ich otrzymywania i możliwości wykorzystania w pojazdach samochodowych; normy dotyczące paliw alternatywnych; napędy elektryczne podzespołów, a także pojazdów; rozwój ogniw paliwowych; napędy hybrydowe – ich rodzaje i przykłady konstrukcji; możliwości akumulacji energii w pojeździe; wdrażanie napędów turbiniowych i silnika Stirlinga; europejskie i amerykańskie przepisy emisji spalin pojazdów o napędzie alternatywnym.

**REGENERACJA SAMOCHODOWYCH FILTRÓW SPALIN - TENDENCJE ROZWOJOWE, MODELOWANIE, BADANIA SYMULACYJNE**

Zdzisław Nagórski, Andrzej Teodorczyk, Maciej Bernhardt
Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, rok wyd. 2003, s. 276.

Monografia ujmuje problematykę samochodowych filtrów spalin, przeznaczonych do ograniczania emisji cząstek stałych z układów wylotowych silników ZS. Przedstawia fizykochemiczne mechanizmy tworzenia cząstek stałych i ich katalityczno-termicznego utleniania. Omawia współczesne tendencje w rozwoju układów filtracji spalin i technologiach termicznej regeneracji filtrów. Prezentuje podstawowe modele symulacyjne filtracji spalin i regeneracji filtrów. Szczegółowo opisuje jednowymiarowy model regeneracji i wybrane rozwiązania symulacyjne.

**EKOPALIWA SILNIKOWE**

Lech Sitnik
Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej,
rok wyd. 2004, str. 336.

Praca dotyczy ważnego problemu paliw silnikowych. Autor zdefiniował pojęcie ekopaliwa. Podręcznik omawia ekopaliwa syntetyczne, a także biopaliwa i ich spalanie. Przedstawiono cykl życia uzyskiwania paliwa. Zaprezentowano wpływ parametrów paliwa na trwałość silników spalinowych.



ĆWICZENIA LABORATORYJNE Z SILNIKÓW SPALINOWYCH I OCHRONY ŚRODOWISKA

Aleksander Ubysz

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, rok wyd. 2004, str. 271.

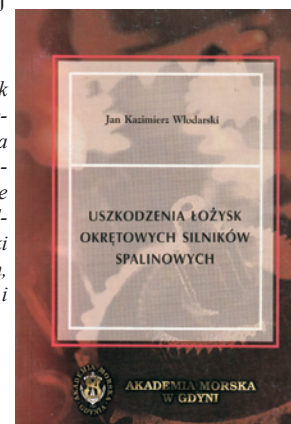
W książce przedstawiono ćwiczenia dotyczące badań konwencjonalnej aparatury wtryskowej silników ZS na stanowiskach probierczych i jej diagnostyki. Ćwiczenia obejmują również tematykę badań i weryfikacji silników na stanowiskach, pomiary toksyczności spalin silnika na biegu luzem, obliczenia poziomu hałasu procesu roboczego w pompie wtryskowej oraz zużycia paliwa w cyklach jezdnych.

**USZKODZENIA ŁOŻYSK****OKRĘTOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH**

Jan Kazimierz Włodarski

Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, rok wyd. 2003, str. 238.

W książce omówiono budowę łożysk ślizgowych stosowanych we współczesnych silnikach okrętowych, obciążenia i ich smarowanie. Przedstawiono procesy destrukcyjne oraz eksploatacyjne uwarunkowania ich trwałości. Przedstawiono przyczyny, przebieg i skutki uszkodzeń łożysk i czopów łożyskowych, a także problematykę diagnozowania i monitoringu pracy łożysk.

**Habilitacje****Qualifying as assistant professor****Dr inż. Marek IDZIOR****Studium optymalizacji parametrów rozpylaczy silników o zapłonie samoczynnym w aspekcie kształtowania ich właściwości użytkowych**

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 24.11.2004 na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

W pracy przedstawiono wyniki badań nad doбором i optymalizacją parametrów rozpylaczy wtryskiwaczy silników o zapłonie samoczynnym w aspekcie kształtowania właściwości użytkowych silnika. Opracowana analiza stanu wiedzy obejmuje wymagania stawiane układom wtryskowym silników, procesy zużycia i uszkodzenia par precyzyjnych rozpylaczy silników, metody doboru parametrów rozpylaczy oraz wyniki badań statystycznych wybranych pojazdów z zestawieniem uszkodzalności ich silników.

Dokonano analizy współpracy zasadniczych elementów rozpylacza, iglicy i kadłuba w zakresie wpływu dylatometrycznych właściwości ich materiałów, deformacji oraz przemieszczeń bocznych iglicy, szczególnie w aspekcie właściwego doboru materiałów i ich obróbek, koniecznych do zapewnienia najkorzystniejszej współpracy tych par.

Przeprowadzono badania rozpylaczy czopikowych i otworowych w aspekcie możliwości wstępnego doboru parametrów rozpylacza.

Przyjęte w pracy zadania optymalizacyjne zakładają zmiany wartości wybranych parametrów rozpylaczy według kryterium minimalizacji emisji jednostkowych określonych związków toksycznych, przy osiągnięciu maksymalnej możliwej wartości mocy. Osiągnięte wartości odpowiednich parametrów, stanowiące rozwiązanie optymalne, odnoszą się do danego silnika stanowiącego rozpatrywany układ wraz z zamontowanymi rozpylaczami. Przeanalizowano, czy wyznaczone w zadaniu ogólne zmiany i zależności można jednak rozszerzyć na konstrukcje podobne, wytyczając tym samym możliwe kierunki doboru rozpylaczy.

Przedstawione problemy doboru parametrów rozpylaczy wskazują jak niezwykle trudne jest optymalne zsynchronizowanie wszystkich parametrów, tak aby spełniały one wymagania stawiane współczesnemu silnikowi o zapłonie samoczynnym, łącznie z coraz ostrzejszymi wymaganiami ekologicznymi.

A study of compression ignition engine injector nozzle parameters in the aspect of their operating properties

The habilitation procedure was held on 24.11.2004 in the Faculty of Machines and Transport of Poznań University of Technology.

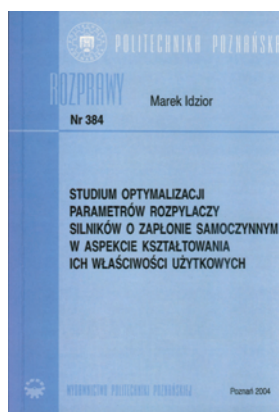
The dissertation presents the results of the investigation regarding the optimization and selection of parameters of the compression ignition engine spray nozzles in the aspect of the operating properties of the engine. The presented analysis of the current knowledge level comprises the requirements set for the engine injection systems, the wear and damage of precision pairs of the spray nozzles, the methods of parameter selection of the nozzles and the results of statistical research of selected vehicles along with the report on their engine malfunctionality.

An analysis has been performed with respect to the interaction of the basic elements of the spray nozzle, the needle and the body so as to identify the effect of the dilatometric properties of the materials, deformations and lateral displacement of the needle on the performance of the assembly, particularly in relation to the selection of materials and their processing.

An investigation of the pintlenozzles has been carried out in order to ascertain the effect of the flow characteristics of the nozzles on the toxic compound emission with a view to pre-select the nozzle parameters.

The herein adopted optimization tasks assume the modification of the values of selected parameters of the injection nozzles pursuant to the criterion of the minimization of unitary emissions of given toxic compounds while obtaining maximum value of power. The obtained values of selected parameters, being the optimal solution, pertain to a given engine constituting the assembly with the injector spray nozzles. It has been analyzed whether the general modifications and dependencies set forth herein are in any way extendable to similar designs, thus, setting the trends in the injection nozzle selection.

The presented issues, regarding the selection of injection nozzle parameters, indicate how difficult it is to optimally synchronize all the parameters so that they meet the requirements for contemporary compression ignition engines including the ecological aspects.



Doktoraty

Doctorates

Dr inż. Piotr LIJEWSKI

Badanie parametrów rozpylenia paliwa przez rozpylacze silników o zapłonie samoczynnym w aspekcie wskaźników pracy silnika

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merksis – Politechnika Poznańska.

Recenzenci: dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. nadzw. Politechniki Rzeszowskiej, prof. dr hab. inż. Antoni Iskra – Politechnika Poznańska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 18 stycznia 2005.

W pracy przeprowadzono analizę wpływu struktury rozpylenia paliwa na emisję związków toksycznych spalin silników o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Dokonano analizy wpływu parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na rozpylenie paliwa.

Przyjęty projekt badawczy obejmował trzy etapy: wizualizacyjne badania rozpylenia paliwa, endoskopowe obserwacje procesu spalania i badania emisji związków toksycznych spalin. Badania wykonano z wykorzystaniem wtryskiwaczy różniących się konstrukcją rozpylaczy, co spowodowało zmiany struktury rozpylenia i nadało badaniom charakter porównawczy.

Wizualizacyjne badania rozpylenia paliwa przeprowadzono na specjalnie przygotowanym stanowisku pozasilnikowym; na ich podstawie określono makrostrukturalne parametry strug rozpylonego paliwa. Do analizy struktury rozpylenia wykorzystano nową metodę opracowaną w Zakładzie Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej, służącą do obróbki zdjęć procesów silnikowych. Przeprowadzono endoskopowe obserwacje procesu spalania w silniku dla zróżnicowanego rozpylenia paliwa. Uzyskany materiał badawczy poddano analizie, podczas której określono cechy płomienia. Pomiary emisji związków toksycznych spalin przeprowadzono na hamowni silnikowej, między innymi na polskim silniku prototypowym. Wykonane badania dowodzą, że rozpylenie paliwa silnie wpływa na przebieg spalania i w konsekwencji na emisję związków toksycznych emitowanych w spalinach silnikowych. Szczególnie wyraźną zależność zaobserwowano między parametrami makrostrukturalnymi strugi rozpylonego paliwa a emisją cząstek stałych i węglowodorów. Potwierdzona została przy tym przydatność wykorzystanej metody pozasilnikowych badań wizualizacyjnych do oceny jakości rozpylenia. Przedstawione wyniki badań dowodzą, że metoda ta może być zastosowana do wstępnego doboru elementów układu wtryskowego, głównie rozpylaczy. Stwarza to możliwość ograniczenia czasochłonnych i kosztownych badań silnikowych na rzecz wizualizacyjnych badań rozpylenia paliwa.

Dr inż. Andrzej DZIADUK

Ocena rozwoju płomienia w silniku wysokoprężnym o bezpośrednim wtrysku paliwa z zastosowaniem techniki endoskopowej

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merksis – Politechnika Poznańska.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta – Politechnika Krakowska, prof. PP dr hab. inż. Tomasz Dobski – Politechnika Poznańska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 18 stycznia 2005.

Rozprawa doktorska przedstawia możliwości zastosowania techniki endoskopowej w ocenie procesu spalania. Użycie cyfrowej techniki do rejestracji procesu spalania oraz dalsza cyfrowa obróbka uzyskanego materiału badawczego umożliwiła określenie rozwoju powierzchni płomienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Analiza wykazała, że wraz ze wzrostem ciśnienia w cylindrze, wzrasta powierzchnia płomienia na zarejestrowanym obrazie, ale korelacja pomiędzy tymi wielkościami nie jest liniowa i została przedstawiona w sposób wykreślny. Takie przedstawienie zależności pomiędzy

powierzchnią płomienia, a ciśnieniem w cylindrze umożliwia ocenę szybkości rozwoju płomienia, co w sposób pośredni związane jest z powstawaniem sadzy.

Dodatkowo, możliwa była ocena jakościowa procesu spalania, w tym nieprawidłowego procesu spalania wynikającego z niekorzystnego rozpylenia paliwa. Istotną zaletą stosowanej techniki endoskopowej była możliwość oceny parametrów lokalnych w przestrzeni spalania. Wykonane cechowanie kamery umożliwiło stworzenie prostego modelu temperaturowego, za pomocą którego można łatwo oszacować zmiany temperatury w poszczególnych strefach płomienia. Badania wykonane w silnikach spalinowych potwierdziły przydatność tej metody w ocenie procesu spalania oraz w wyznaczaniu jego charakterystycznych parametrów. Możliwa jest ocena pierwszych pojawiających się płomieni, co można przyjąć za początek procesu spalania.

Stworzone wykresy szybkości przyrostu powierzchni płomienia oraz szybkości wywiązywania się ciepła wskazują na dużą ich zbieżność. Można zatem wykazać, że szybkość rozwoju powierzchni płomienia określona na podstawie badań z silnika ZS o bezpośrednim wtrysku paliwa koreluje z szybkością wywiązywania ciepła.

Dr inż. Arkadiusz ZMUDA

Badania i rozwój konstrukcji uszczelnieniaD w ruchu posuwisto-zwrotnym w bezsmarowych warunkach pracy, stosowanych w budowie silników Stirlinga oraz maszynach podobnej konstrukcji

Promotor: prof. dr hab. inż. Stefan Żmudzi – Politechnika Szczecińska.

Recenzenci: dr hab. inż. Piotr Bielawski – Politechnika Szczecińska, prof. dr hab. inż. Antoni Iskra – Politechnika Poznańska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Techniki Morskiej Politechniki Szczecińskiej w dniu 16 listopada 2004.

Celem pracy było: 1) opracowanie konstrukcji stanowiska badawczego umożliwiającego prowadzenie badań uszczelnień węzłów uszczelniających silniki Stirlinga; 2) opracowanie metody określania przecieków gazu roboczego przez uszczelnienia tłoka dwustronnego działania na podstawie pomiaru chwilowych wartości jego ciśnienia i temperatury; 3) rozwój konstrukcji uszczelnień poszczególnych węzłów uszczelniających silnika Stirlinga; 4) wybór, na podstawie wyników badań stanowiskowych, najskuteczniejszych zestawów uszczelnień wodzika, trzonu tłoka i tłoka, które mogą być stosowane w silnikach Stirlinga lub innych maszynach o podobnej konstrukcji. Badania stanowiskowe prowadzono w kilku etapach dotyczących efektywności działania uszczelnień wodzika, dławicy trzonu tłoka oraz tłoka. W wyniku przeprowadzonych badań na opracowanym stanowisku badawczym wybrano najlepsze rozwiązania zestawów uszczelnień poszczególnych węzłów uszczelniających silnika Stirlinga, a opracowana konstrukcja własnego uszczelniania wodzika i tłoka charakteryzuje się bardzo dobrą szczelnością. Dobrane konfiguracje uszczelnień oraz uszczelnienie własnej konstrukcji mogą być stosowane w silnikach Stirlinga oraz maszynach o podobnej konstrukcji. Opracowana nowatorska metoda określania szczelności tłoka dwustronnego działania pozwala na jakościową ocenę szczelności różnych konfiguracji uszczelnień tłoka.

Dr inż. Jacek Łączyński

Diagnostyka trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin z wykorzystaniem pomiaru zmiany ich temperatury.

Promotor: dr hab. inż. Andrzej Ambrozik prof. Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta – Politechnika Krakowska, dr hab. inż. Zdzisław Chłopek prof. Politechniki Warszawskiej.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej w dniu 24 listopada 2004.

Celem pracy było opracowanie i eksperymentalne zweryfikowanie metody diagnozowania stanu technicznego oraz oceny skuteczności funkcjonowania trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin w oparciu o pomiary różnicy ich temperatur mierzonych za i przed reaktorem katalitycznym spalin zainstalowanym w układzie wylotowym silnika o zapłonie iskrowym.

Metodykę badań i ocenę skuteczności funkcjonowania reaktora katalitycznego spalin opracowano w oparciu o jego bilans energetyczny sporządzony z wykorzystaniem równania Kirchhoffa, bazując na wyznaczaniu efektów cieplnych reakcji chemicznych zachodzących podczas konwersji trzech toksycznych składników spalin: utleniania tlenku węgla i węglowodorów oraz redukcji tlenków azotu. Bilans energetyczny, zweryfikowany doświadczalnie umożliwiał wyznaczenie różnicy temperatur spalin mierzonych na wylocie i wlocie do reaktora. Tak wyznaczona różnica temperatur, traktowana jako sygnał diagnostyczny umożliwia ocenę skuteczności działania trójfunkcyjnego reaktora, przy różnych stopniach jego dezaktywacji. W pracy stwierdzono silny spadek wartości współczynnika konwersji toksycznych składników spalin dopiero przy dużym stopniu dezaktywacji reaktora, tzn. wówczas, gdy jego aktywność była mniejsza

od 25%. W takich przypadkach różnica wartości temperatury spalin mierzonych na wylocie i wlocie do reaktora wynosiła około 70°C, podczas gdy przy nieaktywnym reaktorze temperatura spalin na wylocie z reaktora była nawet niższa od temperatury na wlocie.

W pracy zaproponowano i wykazano pełną przydatność metody eksperymentalnego symulowania skutków dezaktywacji reaktora w badaniach katalizatorów spalin. Metoda ta polega na badaniach połączonych i umieszczonych we wspólnej obudowie aktywnych i nieaktywnych segmentów reaktora. Umożliwia to znaczne skrócenie czasu trwania badań oraz zmniejsza koszty ich realizacji.

Personalia

Nadanie tytułu profesora

Prof. dr hab. inż. Karol Nadolny

Prof. dr hab. inż. Karol Nadolny jest absolwentem Wydziału Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Poznańskiej. Od 1972 r. pracuje w Instytucie Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych w Zakładzie Maszyn i Urządzeń Przemysłu Spożywczego.



Swoją działalność naukową związał z dziedziną budowy i eksploatacji maszyn. Zainteresowania naukowe i naukowo-techniczne dotyczą głównie problematyki tarcia, zużycia i smarowania elementów maszyn (tribologii). W szczególności zaś interesuje się zagadnieniami trwałości i niezawodności elementów skojarzeń tribologicznych maszyn i urządzeń, w tym również materiałów eksploatacyjnych

stosowanych do optymalizacji ich działania, takich jak środki smarowe, oraz specyficznymi formami zużywania ścierno-korozyjnego elementów maszyn przemysłu spożywczego. Na macierzystym wydziale obronił w 1978 r. pracę doktorską pod tytułem *Analiza pewnych metodycznych modeli badań olejów w eksploatacji*, a w 1986 r. pracę habilitacyjną. Oryginalnym osiągnięciem naukowym pracy habilitacyjnej jest opracowanie i zweryfikowanie, uzasadnionej teoretycznie koncepcji traktowania środków smarowych (elementów systemu tribologicznego) jako obiektów niezawodnościowych. Prof. K. Nadolny był współorganizatorem laboratorium

badan i pomiarów maszyn oraz laboratorium smarowniczego w Instytucie Maszyn Roboczych. Był także głównym wykonawcą 6 grantów KBN i kierownikiem 3 grantów promotorskich.

Wypromował ponad 60 dyplomantów na studiach inżynierskich i magisterskich w specjalnościach transport drogowy oraz maszyny i urządzenia przemysłu spożywczego. Wypromował także 3 doktorów.

Prof. Nadolny jest autorem ponad 80 opublikowanych w kraju i za granicą prac naukowych, współautorem 5 skryptów akademickich oraz wielu opracowań naukowo-technicznych, w tym kilku wdrożonych w gospodarce. Ma w swoim dorobku książki o charakterze monograficznym, a mianowicie: *Niezawodnościowe problemy eksploatacyjnych zmian jakości olejów silnikowych* (1985); *Wybrane zagadnienia zużywania materiałów w ślizgowych węzłach maszyn* (1990, współautor); *Podstawy modelowania niezawodności materiałów eksploatacyjnych* (1999, red. nauk.); *Tribologia kół zębatych – zagadnienia trwałości i niezawodności* (1999); *Modele prognostyczne ścierno-korozyjnego zużywania się elementów maszyn* (2002, współautor); *Metody stabilizacji niezawodności maszyn w fazie eksploatacji maszyn* (2003, współautor).

W latach 1996 do 1999 był dyrektorem Instytutu Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych. Obecnie pełni funkcję dziekana Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu, a od września 2005 r. obejmuje funkcję prorektora Politechniki Poznańskiej.

Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker

Profesor Mirosław Wendeker urodził się 7 sierpnia 1961 r. w Rzeszowie. Po ukończeniu w 1985 r. studiów na Wydziale Mechanicznym i Organizacji Politechniki Lubelskiej podjął w nim pracę w charakterze pracownika inżynierjno-technicznego. W 1988 roku został zatrudniony na stanowisku asystenta w Katedrze Silników Spalinowych. Stopień doktora nauk technicznych w

zakresie budowy i eksploatacji maszyn uzyskał w 1991 roku na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej. Tytuł rozprawy doktorskiej: „*Dynamiczny model silnika wysokoprężnego z bezpośrednim wtryskiem paliwa*”. Po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych został zatrudniony w 1992 r. na stanowisku adiunkta. Stopień doktora habilitowanego nauk technicznych, w zakresie

budowy i eksploatacji maszyn - silników spalinowych, uzyskał w styczniu 1999 roku na Wydziale Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Poznańskiej. Tytuł rozprawy habilitacyjnej: „*Adaptacyjna regulacja wtrysku benzyny w silniku o zapłonie iskrowym*”. Po uzyskaniu stopnia doktora habilitowanego nauk technicznych objął stanowisko profesora nadzwyczajnego w Katedrze Silników Spalinowych. W latach 1999-2002 pełnił funkcję Prodziekana ds. Ogólnych i Nauki Wydziału Mechanicznego. W 2004 roku uzyskał tytuł naukowy profesora nauk technicznych.



Prof. Wendeker jest autorem 8 książek i monografii, w tym uhonorowanych w 2001 r. nagrodą Ministra Edukacji Narodowej w 2001 roku książek „*Adaptacyjne sterowanie wtryskiem benzyny w silniku samochodowym*”, (PWN, Warszawa 2000) i „*Badania algorytmów sterujących samochodowym silnikiem benzynowym*”, (PWN, Warszawa 2000) oraz nominowanego do Lubelskiej Nagrody Naukowej w 2000 roku cyklu trzech książek „*Sterowanie napełnianiem w silniku samochodowym*”, „*Sterowanie wtryskiem benzyny w silniku samochodowym*” i „*Sterowanie zapłonem w silniku samochodowym*”, (Wydawnictwo Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, LTN, Lublin 1999). Ponadto jest autorem lub współautorem ponad 120 publikacji naukowych dotyczących różnych problemów modelowania i badania silników spalinowych w warunkach ustalonych i nieustalonych, sterowania procesem roboczym tłokowych silników spalinowych, diagnostyki silników samochodowych, syntezy układów pomiarowych do obserwacji procesów roboczych w silniku. Do najważniejszych osiągnięć naukowo-badawczych profesora Wendekera w dziedzinie sterowania silnikami samochodowymi należy opracowanie elektronicznych układów sterowania silnikiem o zapłonie iskrowym (zbudowane sterowniki silnikowe jak i algorytmy sterujące wraz z oprogramowaniem badawczym zostały wdrożone w produkcji wielkoseryjnej), teorii sterowania adaptacyjnego silnikiem samochodowym oraz układów diagnostycznych, przeznaczonych do diagnozowania

elektronicznie sterowanych silników samochodowych, używanych zarówno przez krajowych producentów samochodowych jak i w krajowych warsztatach diagnostycznych.

Prof. M. Wendeker od początku swojej pracy zawodowej prowadził zajęcia dydaktyczne z ponad 30 przedmiotów, obejmujące laboratoria, ćwiczenia rachunkowe, seminaria i wykłady, prowadzone zarówno dla studentów studiów inżynierskich, magisterskich i doktoranckich jak i dla kadry inżyniersko-technicznej przemysłu motoryzacyjnego. Był promotorem ponad 100 prac dyplomowych oraz 3 zakończonych obroną prac doktorskich. Profesor Wendeker regularnie prowadzi zajęcia dydaktyczne w uczelniach zagranicznych, w tym od 2002 roku na Uniwersytecie w Trieście, od 2003 roku w charakterze „Visiting Professor” w Université de ARTOIS, Francja, pełni funkcję promotora prac magisterskich, w tym na Uniwersytecie Haute Ecole Roi Baudouin w Mons, Belgia. W 2002 roku opublikował autorski skrypt „*Introduction to Spark Ignition Engine Control*”, przeznaczony dla studentów Uniwersytetu w Trieście.

Prof. Mirosław Wendeker jest członkiem amerykańskiego towarzystwa naukowego SAE (Society of Automotive Engineers), Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji, Polskiego Instytutu Spalania, Polskiego Naukowo-Technicznego Towarzystwa Eksploatacyjnego, Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, XII Komisji Budowy i Eksploatacji Maszyn, Elektrotechniki, Budownictwa Lubelskiego Oddziału Polskiej Akademii Nauk (pełni funkcję sekretarza naukowego). Jest kierownikiem wielu projektów badawczych, w tym projektu celowego „*Opracowanie i wdrożenie elektronicznego układu sterowania pracą lotniczego silnika tłokowego dużej mocy K9-E*” oraz polsko-włoskiego tematu badawczego „*Adaptive Control of the Fuel Cell System*” na lata 2004-2006.

Profesor Wendeker jest aktywnym szachistą, reprezentującym sekcję AWF Politechniki Lubelskiej. Do wielu osiągnięć na tym polu należą zdobyte przed laty tytuły młodzieżowego mistrza Przemysłu i Rzeszowa (lata 1979 i 1980), srebrny i bązowy medal drużynowych Akademickich Mistrzostw Polski (lata 1983 i 1985)

Doc. dr inż. Jerzy Kuśmidrowicz

80-lecie urodzin

Doc. Jerzy Kuśmidrowicz urodził się 11 grudnia 1924 roku we Lwowie. Od 1931 r. uczęszczał do szkoły podstawowej i gimnazjum. Po wybuchu wojny w 1939 r. początkowo kontynuował naukę, jednak wobec trudnej sytuacji rodzinnej w styczniu 1940 r. rozpoczął pracę zarobkową jako niewykwalifikowany robotnik w różnych przedsiębiorstwach we Lwowie. Po odbyciu kursu traktorzystów w 1941 roku pracował jako traktorzysta-mechanik do jesieni 1943 roku w okolicach Lwowa. Zimą 1942/43 uzyskał prawo jazdy i od jesieni 1943 r. do wiosny 1944 r. pracował we Lwowie jako kierowca.

Od wiosny 1944 r. Jerzy Kuśmidrowicz przeniósł się do Mszany Dolnej i podjął pracę kierowcy-mechanika w miejscowej fabryce. Jednocześnie podjął naukę na kompletach tajnego nauczania. W fabryce pracował do końca okupacji. Od marca 1945 r. kontynuował naukę w gimnazjum w Rabce, gdzie w sierpniu 1945 roku uzyskał małą maturę. Po kolejnej przeprowadzce, tym razem do na Ziemię Odzyskane - do Kłodzka, kontynuował naukę w liceum



matematyczno-fizycznym, równocześnie pracując jako kierowca-mechanik w Miejskich Zakładach Użyteczności Publicznej.

W czerwcu 1946 r. Jerzy Kuśmidrowicz zdał maturę, a w październiku tegoż samego roku rozpoczął studia na Wydziale Mechaniczno-Elektrotechnicznym Politechniki Wrocławskiej w sekcji Samochody i Ciągniki. W czasie studiów w latach 1949-1951 pracował w Kłodzku jako nauczyciel w technikum mechanicznym.

Dyplom uzyskał jesienią 1952 roku rozpoczynając jednocześnie pracę w Politechnice Wrocławskiej na Wydziale Mechanicznym w Katedrze Elementów Maszyn. W 1955 r. przeniósł się do Katedry Silników Tłokowych. Po przejściu na emeryturę w 1991 roku pracę kontynuował na etacie częściowym aż do roku 1995.

Doc. Kuśmidrowicz pracę doktorską związaną z badaniami nad silnikami dwusuwowymi obronił w 1966 roku i został zatrudniony na stanowisku adiunkta, a w 1968 roku został powołany na stanowisko docenta. W 1976 roku objął kierownictwo Zakładu Silników Spalinowych.

W ciągu całego okresu pracy zawodowej po studiach doc. Kuśmidrowicz pracował nad rozwojem silników spalinowych oraz napędów spalinowych w pojazdach i w żegludze. Współpracował z wieloma jednostkami przemysłu silnikowego i motoryzacyjnego oraz zaplecza technicznego motoryzacji. Jednocześnie współpracował z Żegluga na Odrze w zakresie eksploatacji silników i siłowni spalinowych.

Doc. Kuśmidrowicz brał udział w pracach nad projektem nowego silnika 4P19.5, który w czasie prób odbiorczych w grudniu 1967 roku uzyskał moc 220 KM i został zatwierdzony do produkcji serii informacyjnej. Niestety, decyzja rządu o zakupie licencji na silniki Henschla dla Zakładów Wola spowodowała wstrzymanie nie tylko produkcji silnika 4P19.5 w Puckich Zakładach Mechanicznych, ale i przerwanie dalszych prac rozwojowych.

W latach 1958 do 1970 w czasie współpracy z Puckimi Zakładami Mechanicznymi współuczestniczył w pracach modernizacyjnych silników łódziowych typów szeregu P10; P20; P12; P24 i 1DR, uzyskując znaczny wzrost mocy, poprawę sprawności, niezawodności oraz wzrost trwałości. Doświadczenia uzyskane w czasie tych prac zostały wykorzystane w modernizacji silnika kutrowego P100 i B120. Silnik wszedł do produkcji pod nazwą P150 i był stosowany do napędu kutrów rybackich, barek rzecznych i pchaczy.

Od 1970 roku doc. Jerzy Kuśmidrowicz nawiązał współpracę ze Zjednoczeniem Przemysłu Lotniczego i Silnikowego oraz Instytutem Lotnictwa w Warszawie. Początkowo współpraca ta koncentrowała się na problemach związanych z opanowaniem produkcji i poziomu jakości silników licencyjnych: Leyland 400 w Andrychowie i Leyland 680 w Mielcu. W dalszych latach prace dotyczyły rozwoju silnika 359 w Starachowicach, nowych opracowań silnika 4C90 w Andrychowie jako napędu do samochodu dostawczego oraz rozwoju małowiskowej wersji silnika Leylanda 400 z komorą wstępną. Złożona problematyka tych prac wymagała zorganizowania specjalistycznych grup problemowych; doc. Kuśmidrowicz koordynował współpracę z Zakładem Metaloznawstwa i Odlewnictwa w zakresie metalurgii stopów aluminium, z laboratorium pomiaru naprężeń i przemieszczeń metodami optycznymi i metrologii warsztatowej, z Instytutem Techniki Jądrowej w dziedzinie izotopowych pomiarów zużycia i z Instytutem Technologii Nieorganicznej Politechniki Wrocławskiej (powłoki chromowane). W 1976 r., wykorzystując nabyte doświadczenia, podjęto cykl prac nad doskonaleniem licencyjnego autobusu Berliet PR110 w ramach problemu węzłowego. W wyniku prac prowadzonych przez doc. Kuśmidrowicza wspólnie z panią prof. Anielą Gołąbek wprowadzono między innymi system kontroli jakości w Jelczańskich Zakładach Samochodowych.

W połowie lat siedemdziesiątych zespół kierowany przez doc. Kuśmidrowicza podjął szereg prac badawczych nad problematyką obniżenia zużycia paliwa, których wyniki były między innymi weryfikowane podczas studenckich i profesjonalnych rajdów samochodowych poświęconych ekonomicznej jeździe.

W latach 80-tych zespół doc. Kuśmidrowicza podjął prace nad uwarunkowaniami działania napędu spalinowego w maszynach budowlanych oraz uczestniczył w badaniach nad obniżeniem toksyczności spalin, współorganizując specjalistyczne laboratorium międzyinstytutowe zlokalizowane w Instytucie Technologii Nieorganicznej i Nawozów Mineralnych specjalizujące się w rozwoju dopalaczy katalitycznych i analizie produktów spalania.

W zespole badawczym kierowanym przez doc. Jerzego Kuśmidrowicza rozwijano nowoczesne metody badań: zastosowanie izotopów promieniotwórczych, technik laserowych i elastooptyki do pomiarów naprężeń, przemieszczeń i przepływów oraz jakości rozpylania i badania procesów zużycia. Uzyskano liczne wdrożenia, patenty i modernizacje produkowanych silników i pojazdów. Wyniki wymienionych badań doc. Kuśmidrowicz przedstawił w 117 publikacjach i 240 raportach. Opracował 7 patentów i dwa wzory użytkowe. Wypromował wielu magistrów i inżynierów, prowadził 6 doktoratów oraz recenzował 14 prac doktorskich. Opracował także liczne recenzje projektów badawczych, programów produkcyjnych i badawczych.

Oprócz podstawowej działalności naukowej doc. Kuśmidrowicz prowadził szeroką działalność organizacyjną i społeczną. Był m.in. konsultantem naukowym i członkiem Rady Naukowo-Technicznej OBR-JZS, członkiem Rady Naukowej Instytutu Transportu Samochodowego i OBR-FSM w Bielsku Białej. Ponadto uczestniczył w pracach Rady Programowej miesięcznika „Autotechnika Motoryzacyjna”, Komisji Budownictwa i Mechaniki PAN Oddział we Wrocławiu i w Radzie Naukowej Zjednoczenia Żegluga Śródlądowej i Stoczni Rzecznych. Od 1966 roku jest rzeczoznawcą SIMP a od 1975 roku działa w Stowarzyszeniu Rzeczoznawców Techniki Samochodowej i Ruchu Drogowego PZMot; aktualnie przewodniczy Oddziałowi Wrocławskiemu. W 1974 roku doc. Kuśmidrowicz był współinicjatorem konferencji naukowych na temat elementów specjalistycznych silników spalinowych KONES, która jest do dziś ważnym krajowym forum dyskusyjnym na temat napędu spalinowego, z udziałem licznych gości z zagranicy.

Za swoje osiągnięcia zawodowe i społeczne doc. Jerzy Kuśmidrowicz został odznaczony m.in.: Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Złotym i Srebrnym Krzyżem Zasługi, Medalem Komisji Edukacji Narodowej, Medalem 30-lecia PRL, Złotą Odznaką Zasłużony dla Województwa Wrocławskiego i Miasta Wrocławia, Złotą Odznaką Politechniki Wrocławskiej oraz innymi medalami regionalnymi i branżowymi. Był także nagradzany nagrodami Ministra Przemysłu Maszynowego, Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego, Ministra Żegluga oraz Rektora Politechniki Wrocławskiej.

Doc. dr inż. Jerzy Kuśmidrowicz jest wciąż aktywnym pracownikiem naukowym, mimo iż od siedmiu lat przebywa na emeryturze. Obecnie pracuje nad rozwiązaniami silnika dwusuwowego nowej generacji.

Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych składa Panu Docentowi serdeczne gratulacje z okazji 80-tej rocznicy urodzin i życzy wielu dalszych osiągnięć konstrukcyjnych oraz satysfakcji z dotychczasowych dokonań. Zarząd Towarzystwa i Redakcja czasopisma Silniki Spalinowe składają także serdeczne życzenia zdrowia i wielu kolejnych lat aktywności zawodowej w gronie wdzięcznych uczniów i przyjaciół.



Profesor Zygmunt Szlachta

Wspomnienie

Dnia 7 grudnia 2004 roku profesor Zygmunt Szlachta uczestniczył w posiedzeniu Rady Naukowej Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Samochodów Małolitrażowych w Bielsku Białej; był członkiem tej Rady od maja 2003 roku. Wracając do domu w Krakowie uległ ciężkiemu wypadkowi samochodowemu. W wyniku rozległych obrażeń zmarł w szpitalu w Krakowie w dniu 25 grudnia 2005 roku.

Profesor Zygmunt Szlachta pozostawił w głębokiej rozpacz swojej rodzinie. Opuścił grono całym sercem oddanych mu przyjaciół. Pozostawił po sobie bolesną pustkę w Zakładzie Silników Wysokoprężnych Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej, a także na Wydziale Mechanicznym tej uczelni, gdzie pełnił funkcję prodziekana. W Polskim Towarzystwie Naukowym Silników Spalinowych, którego był współzałożycielem, pełnił funkcję Sekretarza Zarządu.

Całe środowisko naukowe i inżynierskie osób związanych z silnikami spalinowymi odczuło śmierć profesora Zygmunta Szlachty z ogromnym bólem. Był człowiekiem niesłychanie skromnym i pracowitym, całkowicie bezkompromisowym w swej prawości i uczciwości. Każdy, kto się z nim zetknął będzie dobrze pamiętał Jego serdeczność i otwartość, rzadko spotykaną wrażliwość na troski i kłopoty innych.

Biogram Profesora Szlachty został zamieszczony w nr. 1/2004 Silników Spalinowych w związku z nadaniem tytułu profesora w listopadzie 2003 roku. Zaledwie rok mógł odczuwać satysfakcję z osiągnięcia najwyższego szczebla kariery naukowej, na który złożyło się wiele lat bardzo intensywnej i twórczej działalności badawczej. Był nie tylko autorem licznych publikacji naukowych

(ponad 100), lecz także autorem lub współautorem dwu książek: *Cold Startability of the Diesel Engine Fuelled with Rape Fuels* (1998) i *Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi* (2002) oraz współtwórcą ponad 150 prac naukowo-badawczych dla przemysłu.

Prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta urodził się 3 listopada 1945 roku. Studia ukończył w 1970 roku na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej. W 1978 r. uzyskał stopień doktora w zakresie silników spalinowych, a w 1994 roku stopień doktora habilitowanego. W 1996 roku objął stanowisko profesora nadzwyczajnego w Politechnice Krakowskiej. Prof. Z. Szlachta był członkiem wielu organizacji i stowarzyszeń naukowych, w tym m.in. Komisji Motoryzacji w 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 innych; był także członkiem kilku krajowych i zagranicznych rad wydawniczych czasopism naukowych.

Nam wszystkim którzy bliżej znali Profesora Szlachtę bardzo trudno pogodzić się z Jego brakiem. Pozostanie On w naszej pamięci jako wybitny naukowiec, prawy Człowiek oraz oddany nam Kolega i wielki Przyjaciel.

Zarząd

Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych

Redakcja czasopisma Silniki Spalinowe



Konferencje

Conference

22-24 luty 2005; 6. Stuttgart International Symposium, "Automotive and Engine Technology", Stuttgart, Niemcy.

www.fkfs.de/veranstaltungen/symposium2005/



15-19 marzec 2005; International Expo for Power Transmission, Las Vegas, USA.

www.ifpe.com



11-14 kwiecień 2005; SAE World Congress, Cobo Center, Detroit, USA.

www.sae.org



29-31 marzec 2005; 5. International Conference on Urban Air Quality, Valencia, Hiszpania.

<http://www.urbanairquality.org/>



4-6 kwiecień 2005; 15. CRC On-Road Vehicle Emissions Workshop, San Diego, California, USA.

www.crcao.com



5-7 kwiecień 2005; ASME Internal Combustion Engine Division, Chicago, Illinois, USA.

www.asmeconferences.org/ICES05/



14 kwiecień 2005; 3rd International Gas Engine Conference, Celle, Niemcy.

www.motortech.de



21-22 kwiecień 2005; 7. International Conference and Exhibition IAT '05, Bled, Słowenia

www.fs.uni-lj.si/lavek/Iat05/iat05_frmset_eng.html



14-17 kwiecień 2005; The Health Effects Institute, Annual Conference 2005, Baltimore, Maryland, USA.

www.healtheffects.org/annual.htm



17-21 kwiecień 2005; 2005 CRC Gasoline Engine Rating Workshop, San Antonio, Texas, USA.

www.crcao.com



20-21 kwiecień 2005; International Commercial Powertrain Conference. H. List Halle, Graz, Austria. www.avl.com



21-22 kwiecień 2005; 7. International Conference and Exhibition IAT '05, Bled, Słowenia

www.fs.uni-lj.si/lavek/Iat05/iat05_frmset_eng.html



28-29 kwiecień 2005; 26. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń, Austria.

www.oevk.at/oevk_symp.html



1 maj 2005; 11th Annual Clean Cities Conference, Palm Springs, California, USA.

www.afvi.org/palmsprings/index.html



8-10 maj 2005; Global Alternative Fuel 2005, Exhibition and Forum, Berlin, Niemcy.

www.theenergyexchange.co.uk



9-11 maj 2005; Hart's World Fuels Conference San Francisco 2005, San Francisco, USA.

<http://www.worldfuelsconferences.com>



9-13 maj 2005; Explo Diesel & Gas Turbine, Międzyzdroje-Kopenhaga-Holeby, Polska-Dania.

www.ptnss.pl/explo.htm



11-13 maj 2005; SAE Brasil Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition, Rio de Janeiro, Brazylia.

www.sae.org/events/sfl/



12-13 maj 2005; 6. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, Niemcy.

www.fkf.mw.htw-dresden.de/index-koll6.html



18-20 maj 2005; JSAE, Yokohama, Japonia.

www.jsae.or.jp/index_e.php



31 maj-2 czerwiec 2005; Automotive Testing Expo 2005, Engine Expo 2005, Stuttgart, Niemcy. www.testing-expo.com

1-3 czerwiec 2005; 4th Dessau Gas Engine Conference, Dessau, Niemcy.

www.diesengine.de/4thDGMK.htm



8-10 czerwiec 2005; Rieter Automotive Conference 2005, Pfäffikon, Szwajcaria.

www.rieter-conference.com/



13-15 czerwiec 2005; Advanced Simulation



Technologies User Meeting, AVL Graz, Austria. www.avl.com

16-17 czerwiec 2005; Testing and Simulation - Measurement and Trials Technology, Würzburg, Niemcy. www.vdi.de



21-24 czerwiec 2005; MIOGE - Moscow Oil & Gas Exhibition 2005, Moskwa, Rosja.

www.mioge.ru/eng/



1-3 lipiec 2005; Rozruch Silników Spalinowych, Szczecin-Ystad-Malmö-Lund-Landskrona-Ystad-Szczecin, Polska-Szwecja. www.ptnss.pl



4-6 lipiec 2005; Fourth International Symposium on Non-CO₂ Greenhouse Gases, Science, Control, Policy and Implementation, Utrecht, Holandia.

www.milieukundigen.nl/pages/ncgg4/

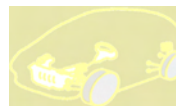


22-24 sierpień 2005; 13th International Pacific Conference on Automotive Engineering (IPC-13), Gyeongju, Korea. www.ipc13.org

4-7 wrzesień 2005; 31. International Scientific Conference On Internal

Combustion Engines, Wrocław - Polanica, Polska.

www.ilot.edu.pl/STRANG/Kones/KONES.htm



8-9 wrzesień 2005; Engine & Environment, AVL Graz, Austria. www.avl.com



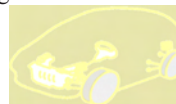
20-22 wrzesień 2005; Heavy Duty Diesel Emissions Control Symposium, Gothenberg, Szwecja.

www.sae.org/events/symposia/hddec/



25-28 wrzesień 2005; Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych, Zakopane, Polska.

www.ptnss.pl/kongres.html



4-6 październik 2005; Aachen Colloquium "Automobile and Engine Technology", Aachen, Niemcy.

www.rwth-aachen.de/ac-kolloquium/



12-14 październik 2005; SAE Small Engine Technology Conference (SETC), Bangkok, Tajlandia.

www.sae.org/events/set/



19-21 październik 2005; 6. Internationale Automobilforum in Graz, Graz, Austria.

www.avl.com

24-27 październik 2005; SAE Powertrain &





Socrates
Erasmus

„New Fuels and Drives Systems in Vehicles”

Projekt Unii Europejskiej w ramach IP Socrates

27876-IC-1-2003-1-BE-ERASMUS-IPUC-12

Antwerpia, 13-24 marca, 2005



Przedstawiony projekt jest wynikiem dwuletniej pracy przedstawicieli 10 europejskich ośrodków edukacyjnych zajmujących się tematyką paliw do silników spalinowych i układów napędowych współczesnych pojazdów samochodowych.

Partnerami w projekcie są następujące uczelnie: Karel de Grote-Hogeschool z Antwerpii (Belgia), Paul-Henri Spaak University z Brukseli (Belgia), University of Applied Science Joanneum w Grazu (Austria), Tallinn College of Engineering (Estonia), University of Applied Science w Kolonii (Niemcy), Politechnika Radomska, Turku Polytechnic (Finlandia), Technological Educational Institution of Thessaloniki (Grecja), Polytechnic Institute of Porto (Portugalia), Politechnika Wrocławska.

Koordynatorem projektu jest Pani Sofie Krol z Karel de Grote Hogeschool z Antwerpii.

Projekt pt. „New Fuels and Drives Systems” zyskał akceptację Generalnego Departamentu Edukacji i Kultury Unii Europejskiej jako intensywny program nauczania w ramach dydaktycznej platformy współpracy Socrates-Erasmus.

Intensywny program nauczania (IP Socrates) różni się od tradycyjnej międzynarodowej wymiany studenckiej tym, że w określonym kraju ma miejsce intensywne kształcenie studentów w ramach tematycznego bloku zagadnień. W ramach projektu odbywają się liczne spotkania ogólne i bilateralne, trwają dyskusje panelowe, prowadzona jest intensywna korespondencja z wykorzystaniem różnych mediów.

W ramach niniejszego projektu zasadnicze spotkanie tj. 10 dniowe intensywne studia z udziałem ponad 100 studentów i 15 wykładowców z wszystkich ośrodków partnerskich odbędą się w bieżącym roku w Antwerpii w dniach 13-24. marca.

W projekcie były omawiane następujące zagadnienia:

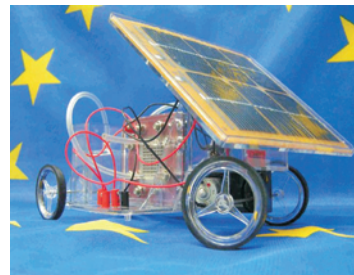
- europejska polityka motoryzacyjna wobec ochrony środowiska,
- paliwa do silników spalinowych (benzyny, oleje napędowe, biopaliwa, gaz propan-butan, sprężony gaz ziemny, wodór),
- projektowanie paliw pod kątem ich spalania w określonych warunkach,
- dwupaliwowe systemy zasilania silników,
- zagadnienia trwałości i niezawodności silników w aspekcie stosowanych paliw,
- ogniwa paliwowe,
- pojazdy elektryczne,
- hybrydowe układy napędowe.

Projekt stanowi doskonałą platformę promocyjną nie tylko instytutów naukowych, wydziałów czy uczelni, ale również firm, miast i krajów, z których pochodzą partnerzy.

Na uwagę zasługuje fakt, że w tym gronie znalazły się aż dwa ośrodki z Polski tj. Politechnika Radomska i Politechnika Wrocławska. Dowodem uznaniem dla działań o charakterze naukowo-badawczym jak i działalności na rzecz edukacji międzynarodowej jakie prowadzą w tych ośrodkach prof. Andrzej Kowalewicz z Radomia oraz dr inż. Zbigniew J. Sroka i dr inż. Marek Kułaziński z Wrocławia, Rada Programowa Projektu zorganizowała spotkanie ogólne partnerów tzw. General Meeting w Radomiu w październiku 2004, a Politechnice Wrocławskiej powierzono koordynowanie prac w 2006 roku w ramach tzw. odnowienia projektu z udziałem nowej grupy studenckiej.

From 13th till 24th of March 2005, in Antwerp, the 10 higher educational institutions from various European countries, organize the Socrates Intensive Programme in New Fuels and Drive Systems in Vehicles.

In a multicultural group, students and staff will try to get an idea of the state of art and possible solutions of new fuels and drive systems for the future. To this purpose, the participating professors will develop a joint module, which will be taught to the students during the project. These lectures will be supported by practices, workshops and company visits. The students will work individually as well as in teams.



Topics are:

- European automotive policy due to environmental aspects,
- Fuels: LPG, Bio-diesel, CNG, Hydrogen,
- Designed fuel,
- Dual fuel systems,
- Durability of engine components due to alternative fuels,
- Fuel Cells,
- Electric drive/Hybrid cars.

This project will bring professors and students from different Automotive Faculties of European Universities on an intercultural level together in order to:

- evaluate the state of the art in alternative fuels and drive systems at their faculties,
- evaluate their teaching methodologies,
- evaluate the links to automotive industry,
- inform that partners about the investigations in this field at their faculties,
- elaborate a common curriculum for lecturing alternatives fuels and drive systems,
- take advantage of remote laboratories which are already existing at different partner institutions,
- involve actively the project team into the current discussion on the future of alternative fuels and drive systems.



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.

Teksty 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.

Anglojęzyczne wersje artykułów zostaną poddane weryfikacji przez Kolegium Redakcyjne.

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

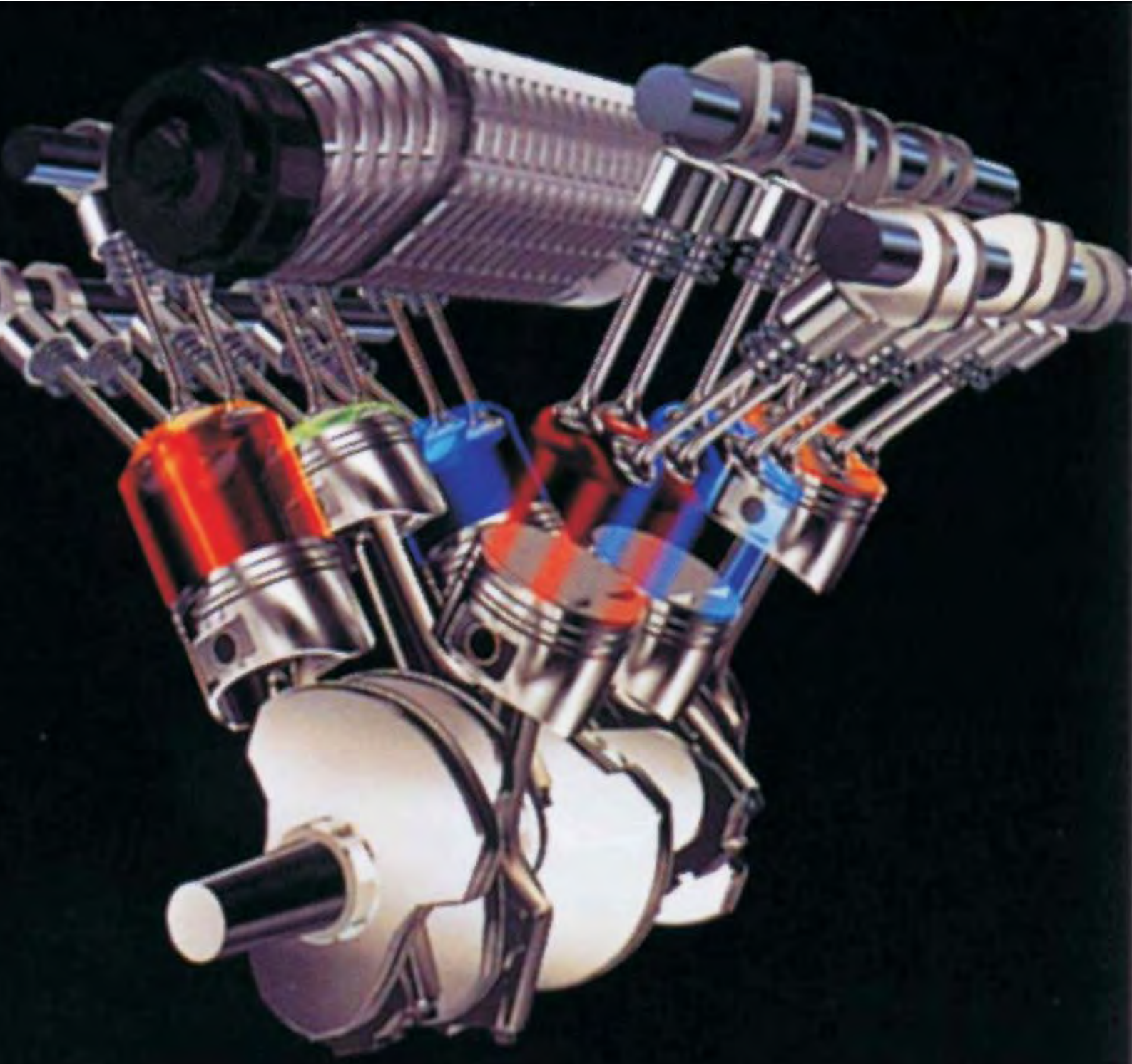
Prenumerata / Subscriptions

Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.
Koszt numeru czasopisma wynosi 25 PLN + koszty wysyłki.

Druk / Printing

Ars Nova
ul. Kutrzeby 14
Poznań

Nakład: 500 egz.



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
Polish Scientific Society of Combustion Engines

- [O Towarzystwie](#)
- [Wzrost](#)
- [Czynności](#)
- [Razem](#)
- [Ciekawostki](#)
- [Z życia PTNSS](#)
- [Kontakt](#)
- [Wydarzenia](#)
- [Pracownicy](#)



Nowości
**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: ptnss@ptnss.pl



WEBstat

www.ptnss.pl