



4/2010 (143)



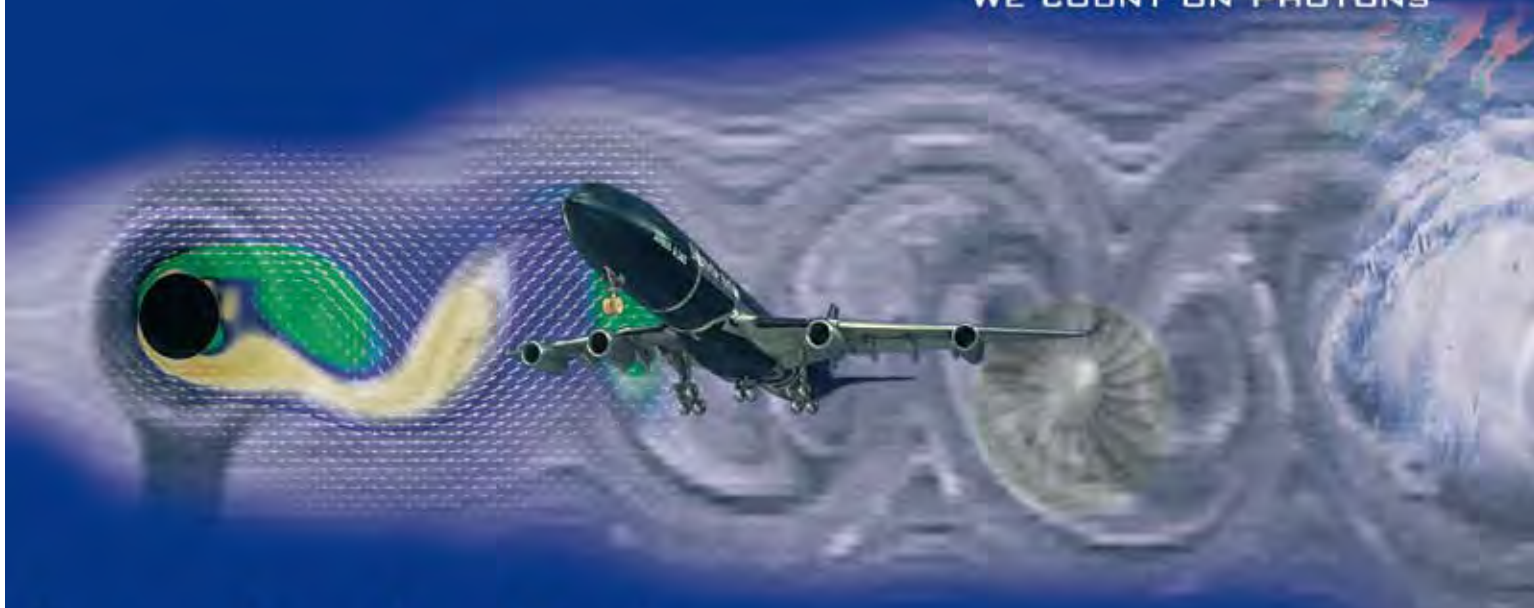
# COMBUSTION ENGINES

## *SILNIKI SPALINOWE*



# LAVISION

WE COUNT ON PHOTONS



## Laser Imaging Systems

Flow Visualization and  
Combustion Investigation  
Material- and Surface Analysis  
Particle Size Imaging  
Spray Visualization

## Sensoric Systems

Determination of Gas Composition  
Crank Angle Resolved Measurement  
of Fuel Concentration  
Soot Volume Fraction  
Thermometry



LAVISION GMBH  
ANNA-VANDENHOECK-RING 19  
D-37081 GOETTINGEN / GERMANY  
TEL. +49 551 9004 0  
EMAIL: SALES@LAVISION.COM  
WWW.LAVISION.COM



 caspsystem

CONTROL ENGINEERING

**Casp System Sp. z o.o.**

ul. Puzzkina 2  
43-603 Jaworzno  
Poland  
www.casp.pl



## COMBUSTION ENGINES

*SILNIKI SPALINOWE*

Scientific Magazine

*Czasopismo naukowe*

4/2010 (143)

December 2010

Rok XLIX

PL ISSN 0138-0346

Editor/*Wydawca*:

**Polskie Towarzystwo Naukowe**

**Silników Spalinowych**

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

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

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

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

### **Scientific Board/Rada Programowa:**

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr inż. Mirosław Wyszynski

### **Editorial Office/Redakcja:**

Institut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

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

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

### **Editorial Staff/Zespół redakcyjny:**

dr hab. inż. Krzysztof Wislocki, prof. PP

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

[redakcja@ptnss.pl](mailto:redakcja@ptnss.pl)

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

### **Cooperation/Współpraca:**

dr inż. Maciej Bajerlein,

mgr Tomasz Pawlak

### *Editorial*

Dear Readers,

The 7<sup>th</sup> year of my act as Editor-in-Chief of Combustion Engines (*Silniki Spalinowe*) is coming to an end. In 2004 I decided to embark on this endeavor with qualms and reservations whether I can handle the not-so-short financial, editorial and organizational deadlock that resulted from the political transformation and a loss of our long-established sponsors – Polish Federation of Engineering Associations and Association of Polish Mechanical Engineers. Keeping up the scientific level and quality of the magazine already achieved in the past, getting the old readership back and securing new – these things were a great deal of a challenge.

For the resumed activity of the magazine in 2004 the financial security of the establishment was provided by Polish Scientific Society of Combustion Engines. The Executive Board of PTNSS along with its president professor Jerzy Merkisz gave this project utmost priority and put a lot of effort to make it work to a high standard. Later, the magazine managed to secure financing grants by the Ministry of Science and Higher Education.

Today, we publish 4 full-color issues per year of the size of 72-160 pages depending on the scientific supply (93.5 pages per issue on average). Since the magazine was resumed in 2004 we have published 26 issues (Numbers 118-143) comprising 2432 A4 pages in the total circulation of 16 650. The total number of papers amounts to 217 (199 were reviewed, which is almost 92%). 310 authors including 101 international have published in our magazine. As for the development of the scientific community there were 69 pages containing information on doctoral students and postdoctoral dissertations and other standalone publications were printed related to the combustion engines.

The issues to date have the total size of 288 sheets and the total cost of the print amounts to almost half a million Polish zloty.

In the beginning in 2007 the publisher assumed a unified numbering of the published papers that enables unambiguous paper identification, the identification of the year of publication and issue number. The principles of this identification have been discussed in issue 1/2007 (128). Beginning from the year 2008 the title of our magazine has been changed to *Combustion Engines (Silniki Spalinowe)* maintaining its bilingual form (English-Polish) for all main scientific papers.

Finishing my activity as the Editor-in-Chief of the Combustion Engines Magazine I would like to express my appreciation to all the members of the Editorial, who throughout the years significantly contributed to the evolution of the Magazine and the achievement of its high scientific level. I am very grateful to all authors and co-authors that decided to publish their scientific papers in our magazine. It was my great pleasure and honor to collaborate with you and to be the first reader of many of your works. It is owing to your publications that our magazine has scored 9 points in the rank according to the regulations of the Ministry of Science and Higher Education.

*Krzysztof Wislocki*  
*Editor-in-Chief*  
*Combustion Engines Magazine*

**Contents/Spis treści**

Editorials/Od Redakcji ..... 1

**Research/Badania**

*K. Wisłocki, I. Pielecha, J. Czajka, D. Maslennikov, J. Kaźmierowski*: The assessment of the usefulness of a Rapid Compression Machine in optical research on the injection and combustion processes of liquid fuels/*Ocena przydatności Maszyny Pojedynczego Cyklu do optycznych badań procesu wtrysku i spalania paliw ciekłych* (2010-SS4-401) ..... 3

*J. Pfeil, A. Velji, U. Spicher*: High speed photography – possibilities and barriers/*Szybkie filmowanie – możliwości i ograniczenia* (2010-SS4-402) ..... 15

*A. Hirsch, P. Kapus, H. Philipp, E. Winklhofer*: Irregular ignition events in TC GDI engines: phenomenology, analysis and engine development/*Nieregularny zapłon w silnikach turbodoładowanych z bezpośrednim wtryskiem benzyny: opis zjawiska, analiza i przeciwdziałanie* (2010-SS4-403) ..... 23

*K. Wisłocki, I. Pielecha, J. Czajka, D. Maslennikov*: The qualitative spray analysis of liquid fuel in high-pressure piezoelectric injection system/*Jakościowa analiza rozpylenia paliwa ciekłego w wysokociśnieniowych piezoelektrycznych układach wtryskowych* (2010-SS4-404) ..... 31

*R. Vanhaelst, J. Czajka*: Development of an optical swirl sensor for DI-diesel engines/*Rozwój optycznego czujnika zawirowania do silników o ZS z wtryskiem bezpośrednim* (2010-SS4-405) ..... 45

*Z. Chłopek*: Some remarks on engine testing in dynamic states/*Uwagi do badań silników spalinowych w stanach dynamicznych* (2010-SS4-406) ..... 60

**New constructions/Nowe konstrukcje**

*M. Brzeżański*: Nowoczesny silnik V6 3,5 CGI firmy Mercedes-Benz ..... 72

**News/Aktualności**

Aktualności silnikowe ..... 77

**Bibliography/Bibliografia**

Doctorates/*Doktoraty* ..... 80

**Conferences/Konferencje**

Seminarium nt. zastosowania metod optycznych w badaniach silnikowych na Politechnice Poznańskiej ..... 81

VII Walne Zebranie Sprawozdawczo-Wyborcze Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych ..... 83

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku  
**Combustion Engines/Silniki Spalinowe**  
otrzymują **9 punktów**  
zgodnie z Komunikatem nr 16/2010 Ministra Nauki  
i Szkolnictwa Wyższego z dnia 21 czerwca 2010 r.

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

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

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

© Copyright by

**Polish Scientific Society of Combustion Engines**

All rights reserved.

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

*Wszelkie prawa zastrzeżone.*

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

**Subscriptions/Prenumerata**

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

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

**Nakład: 650 egz.**

**Printing and binding/Druk i oprawa**  
Zakład Poligraficzny Moś i Łuczak, sp.j.  
Poznań, ul. Piwna 1

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

**Reviewers/Recenzenci:**

dr hab. inż. Marek Brzeżański, prof. nzw.

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. nzw.

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

**Cover/Okladka**

I – Ricardo EBDI (*Ethanol Boosted Direct Injection*) Engine  
(*fol. ricardo.com*), background (© Sean Gladwell – Fotolia.com)  
IV – Nissan Dual Injector System (*fol. japanesesportcars.com*)

Krzysztof WISŁOCKI  
Ireneusz PIELECHA  
Jakub CZAJKA  
Dmitrij MASLENNIKOV  
Jacek KAŻMIEROWSKI

PTNSS-2010-SS4-401

## The assessment of the usefulness of a Rapid Compression Machine in optical research on the injection and combustion processes of liquid fuels

*In the paper the possibilities of A Rapid Compression Machine in the investigation of the fundamental processes in IC engines have been presented. The test-stand design, principles of its control and basic operational features have been discussed and compared with the parameters of the test facilities of similar type currently in use worldwide. A short evaluation has been performed of its functionality and possibilities of application in the research on thermodynamics of injection and combustion processes. The evaluation pointed to the possibility of variation of the parameters and variables in the RCM. The main parameters and operational indexes of the Test-stand have been presented along with some examples of the achieved results from the investigations of engine internal processes.*

Key words: combustion of liquid fuels, Rapid Compression Machine, optical investigations

### Ocena przydatności Maszyny Pojedynczego Cyklu do optycznych badań procesu wtrysku i spalania paliw ciekłych

*W artykule przedstawiono możliwości wykorzystania Maszyny Pojedynczego Cyklu do badania podstawowych procesów silnikowych. Omówiono budowę stanowiska, zasady sterowania jego pracą oraz podstawowe cechy użytkowe, które porównano z innymi urządzeniami tego typu stosowanymi w badaniach światowych. Przeprowadzono krótką ocenę jego funkcjonalności i możliwości prowadzenia badań w zakresie termodynamiki procesów wtrysku i spalania z wykorzystaniem metod indykatorowych oraz badań optycznych wskazując na wariantowania cech konstrukcyjnych oraz parametrów i zmiennych sterujących procesami silnikowymi. Zaprezentowano warunki pracy urządzenia i przedstawiono przykładowe wyniki badań i analiz procesów wewnątrzsilnikowych.*

Słowa kluczowe: spalanie paliw ciekłych, Maszyna Pojedynczego Cyklu, badania optyczne

#### 1. Introduction

Modern advanced engine research in the area of injection, atomization and combustion of liquid fuels is frequently conducted with the help of optical methods on research engines (transparent engines or endoscopic engines), rapid compression machines and sometimes pressure chambers of constant volume. The use of research engines is difficult because it requires the system to reach an appropriate thermodynamic state before the actual investigations can be initiated. This is a serious issue that the researchers have to overcome. During the operation of these machines, particularly at start-up, there is an intense reduction of transparency of the optical access point to the working area right after a few cycles of operation. The observations are particularly difficult under heavy engine load.

The here listed issues as well as high costs of such investigations shift the interest towards machines in which a single working cycle is used. These machines, due to a lack of regular crankshaft mechanism do not operate in repeated cycles but realize a single one only. It is possible to obtain appropriate operating conditions without the necessity of engine start-up thanks to a variety of solutions for parameter conditioning of the individual engine subsystems (air intake, fuel dose level, piston cylinder temperature, piston travel

#### 1. Wstęp

Współczesne zaawansowane badania silnikowe w zakresie procesów wtrysku, rozpylenia i spalania paliw ciekłych prowadzone są często metodami optycznymi z zastosowaniem silników badawczych (tzw. transparentnych lub z dostępem endoskopowym), maszyn pojedynczego cyklu, czasem także komór ciśnieniowych o stałej objętości. Wykorzystywanie silników badawczych jest utrudnione, gdyż wymaga wcześniejszego osiągnięcia właściwego stanu termodynamicznego układu przed prowadzeniem badań właściwych i napotyka na znaczne trudności techniczne. W czasie ich pracy, szczególnie w warunkach rozruchu, następuje intensywne zmniejszenie przezroczystości dojścia optycznego do przestrzeni roboczej już po kilku pierwszych cyklach pracy. Szczególnie utrudnione są obserwacje w warunkach dużego obciążenia silnika.

Wspomniane problemy, a także znaczne koszty takich badań, powodują, że coraz większe zainteresowanie dotyczy maszyn, w których wykorzystuje się pojedynczy proces roboczy. Maszyny te ze względu na brak typowego mechanizmu korbowego nie pracują w sposób cykliczny, a realizują jedynie pojedynczy cykl roboczy. Możliwe jest w nich uzyskiwanie właściwych warunków pracy bez ich uruchamiania dzięki wykorzystaniu szeregu układów do

velocity – converted into engine speed). The performance of the recording of a single quick changing process requires the use of measurement and filming devices operating at very high frequencies reaching several kilohertz.

## 2. System mechanics

A Rapid Compression Machine (RCM) used in Poznan University of Technology allows basic research within a single working cycle of a combustion engine, particularly in relation to the process of fuel injection, charge motion, ignition and combustion. The RCM is composed of a cylinder where a piston is placed built in such a way that optical access is available to the combustion chamber from the piston crown (Fig. 1); there is also an easy option ensuring optical access from the cylinder head [2, 14, 15]. The first configuration allows using the whole available cylinder head space to enable reflecting the typical injector and spark plug location.

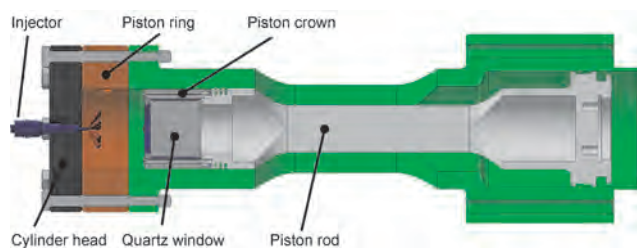


Fig. 1. Schematics of a Rapid Compression Machine with optical access to the combustion chamber

Rys. 1. Schemat Maszyny Pojedynczego Cyklu z dostępem optycznym do komory spalania

The lack of the crankshaft mechanism requires a pneumatic solution that forces the movement of the piston. For the control of the piston motion (compression stroke) air of controlled pressure is used up to 8 MPa supplied under the piston. The variable pressure of the control air and the intensity of its supply allow realization of different piston velocities thus reflecting different engine speeds. This same air plays a role of a damper when the piston moves towards bottom dead center due to the combustion in the cylinder. The adjustment of the air valve allows a variety of piston travel values hence also the geometrical compression ratio.

The functions of intake and exhaust valves are taken by electromagnetic valves that supply air of maximum pressure of 4 MPa, which enables a post injection of air at any piston position during the compression stroke. It is possible to use two intake valves that can force air swirl of any intensity (compare [2]). Such an option is unavailable in a traditional combustion engine with a conventional timing system. The exhaust of the gases is realized by an electromagnetic valve and the system is connected to an exhaust gas extraction system from a single combustion cycle. The technical parameters of a rapid compression machine have been shown in Table 1, and the view of the machine in Fig. 2.

The machine used in Poznan University of Technology reflects the state of current worldwide research quality. Similar devices used for basic injection and combustion processes come in a variety of configurations as has been shown in Table 2.

kondycjonowania parametrów poszczególnych systemów (np. dolotu powietrza, zadanej dawki paliwa, temperatury układu tłokowo-cylindrowego, prędkości przesuwu tłoka – przeliczonej na prędkość obrotową silnika). Przeprowadzenie rejestracji pojedynczego szybkozmiennego procesu wymaga jednak zastosowania układów do pomiarów i filmowania pracujących z bardzo dużymi częstotliwościami sięgającymi ponad kilkunastu kiloherców.

## 2. Mechanika pracy układu

Maszyna Pojedynczego Cyklu (*Rapid Compression Machine RCM*) stosowana w Politechnice Poznańskiej pozwala na badania typu podstawowego w zakresie pojedynczego cyklu roboczego silnika spalinowego, szczególnie w odniesieniu do procesów wtrysku paliwa, ruchu ładunku, zapłonu i spalania. Zbudowana jest ona z cylindra roboczego, w którym umieszczono tłok wykonany w ten sposób, aby możliwy był dostęp optyczny do komory spalania od denka tłoka (rys. 1); łatwe jest również zastosowanie wariantu, w którym dostęp optyczny uzyskiwany jest także od strony głowicy [2, 14, 15]. Ta pierwsza konfiguracja pozwala na wykorzystanie całej dostępnej przestrzeni głowicy silnika, aby możliwe było odwzorowanie typowego umieszczenia wtryskiwaczy i świecy zapłonowej.

Brak mechanizmu korbowego wymagał wyposażenia maszyny w pneumatyczny układ wymuszający ruch tłoka. Do sterowania ruchem tłoka (suw sprężania) wykorzystuje się powietrze o regulowanym ciśnieniu do 8 MPa dostarczane do przestrzeni podtłokowej. Zmienne ciśnienie powietrza sterującego i intensywność jego dostarczania pozwala na realizację różnej prędkości ruchu tłoka, a tym samym na odwzorowanie różnej prędkości obrotowej silnika spalinowego. To samo powietrze pełni funkcję amortyzatora przy ruchu tłoka w kierunku DMP wywołanym spalaniem w przestrzeni roboczej cylindra. Nastawa zaworu powietrza sterującego pozwala na uzyskiwanie różnej wartości skoku roboczego tłoka, a więc także geometrycznego stopnia sprężania.

Funkcję zaworów dolotowych i wylotowych realizują zawory elektromagnetyczne dostarczające powietrze o maksymalnym ciśnieniu do 4 MPa, co pozwala na dotrysk powietrza w dowolnym położeniu tłoka podczas sprężania. Możliwe jest umieszczenie dwóch zaworów dolotowych mogących realizować wymuszenie zawirowania powietrza dolotowego o różnej intensywności (por. [2]). Opcja taka nie występuje w tradycyjnym silniku spalinowym z konwencjonalnym napędem rozrządu. Wylot spalin realizowany jest również przez zawór elektromagnetyczny połączony z układem poboru spalin z pojedynczego cyklu spalania. Parametry techniczne maszyny pojedynczego cyklu przedstawiono w tab. 1, a jej widok na rys. 2.

Maszyna stosowana w badaniach w Politechnice Poznańskiej odzwierciedla stan obecnych badań światowych. Podobne urządzenia służące do badań podstawowych procesów wtrysku i spalania występują w różnych konfiguracjach, co przedstawiono w tab. 2.

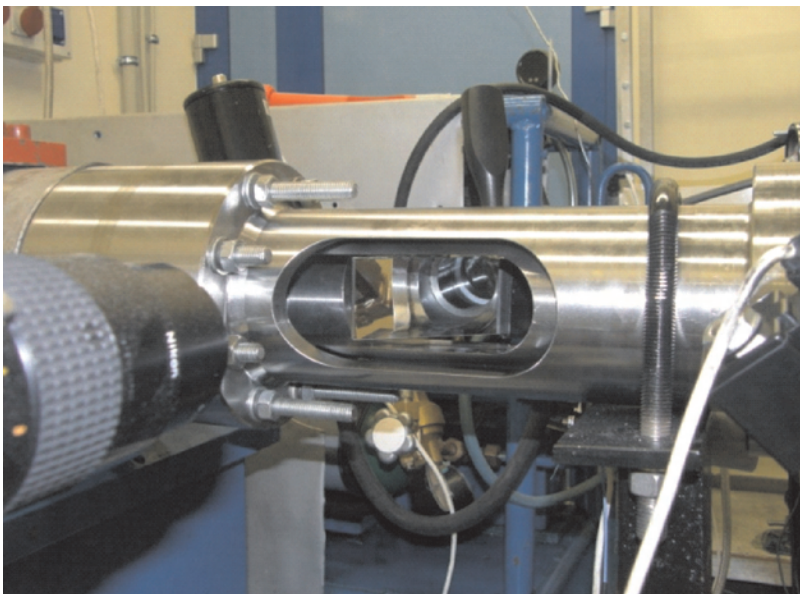
Pracą RCM steruje urządzenie komputerowe – tzw. *sequencer*, generujący poszczególne sygnały do elementów wykonawczych (zaworów elektromagnetycznych),

Table 1. Technical data of the Rapid Compression Machine used at Poznan University of Technology

Tablica 1. Dane techniczne wykorzystywanej Maszyny Pojedynczego Cyklu

Quantity/wielkość	Value/wartość
Stroke/skok tłoka	81 mm
Bore/średnica cylindra	80 mm
Cylinder volume/objętość cylindra	407 cm <sup>3</sup>
Combustion chamber volume/objętość komory sprężania	SI/ZI – 66.5 cm <sup>3</sup> ; CI/ZS – 46.6 cm <sup>3</sup>
Air feed/sposób dostarczenia powietrza	Electromagnetic valves, forced swirl/zawory elektromagnetyczne, wymuszenie zawirowania powietrza
Forced piston motion/sposób wymuszenia ruchu tłoka	Pneumatic/pneumatyczny
Geometrical compression ratio [-]/geometryczny stopień sprężania [-]	SI/ZI – min. 6.8; CI/ZS – min. 11
Actual compression ratio [-]/rzeczywisty stopień sprężania [-]	SI/ZI – 6.8-14; CI/ZS – 11-20
Compression/ciśnienie sprężania	SI/ZI – 0.85-2.0 MPa; CI/ZS – 3.0-4.5 MPa
Ignition/zapłon	SI – spark plug; CI – self ignition, possible glow plug (1250°C)/ZI – świeca zapłonowa; ZS – samozapłon, ewentualnie świeca żarowa (1250°C)
Type of combustion chamber/typ komory spalania	SI – hemispherical chamber + chamber in the piston; CI – chamber in the piston/ ZI – komora półkulista + komora w tłoku; ZS – komora w tłoku
Piston deceleration/sposób hamowania tłoka	Pneumatic/pneumatyczny
Piston velocity/prędkość ruchu tłoka	30-70 m/s depending on the pressure under the piston/30-70 m/s w zależności od wartości ciśnienia powietrza pod tłokiem
Piston tightness/uszczelnienie tłoka	Piston rings, PTFE seals/pierścienie tłokowe, uszczelnienie teflonowe
Optical access/dostęp optyczny	Quartz glass $\phi 48 \times 50$ mm placed under the combustion chamber in the piston, possible placement in the cylinder head/szkló kwarcowe $\phi 48 \times 50$ mm umieszczone od dołu komory spalania w tłoku, ewentualnie także w głowicy
Injection/realizacja wtrysku	SI – MPI injection type, direct multiple; CI – direct CR, multiple/ZI – wtrysk typu MPI, bezpośredni, wielofazowy; ZS – bezpośredni CR, wielofazowy
Fuel injection pressure/ciśnienie wtrysku paliwa	Adjustable: SI – 5-30 MPa; CI – 30-140 MPa/regulowane: ZI – 5-30 MPa; ZS – 30-140 MPa
Combustion/realizacja spalania	SI – homogenous mixtures, stratified/ ZI – mieszanki homogeniczne, uwarstwione

a)



b)



Fig. 2. Rapid Compression Machine: a) optical access to the combustion chamber, b) cylinder head with the fuel injection system and a combustion pressure sensor

Rys. 2. Maszyna Pojedynczego Cyklu: a) dostęp optyczny do komory spalania, b) głowica wraz z układem wytrysku benzyny oraz czujnikiem ciśnienia spalania

Table 2. The comparison of the configuration of the Rapid Compression Machines (based on [5])

Tablica 2. Porównanie konfiguracji Maszyn Pojedynczego Cyklu (opr. na podst. [5])

		Universite de Science et Technologie of Lielle	Massachusetts Institute of Technology	University of Michigan	University of Leeds	Norwegian University of Science and Technology	Poznan University of Technology/ <i>Politechnika Poznańska</i>
System/układ	Compressing piston/ <i>tłok sprężający</i>	Double/ <i>dwa</i>	Single/ <i>jeden</i>	Single/ <i>jeden</i>	Single/ <i>jeden</i>	Single/ <i>jeden</i>	Single/ <i>jeden</i>
	Forced acceleration/ <i>wymuszenie przyspieszenia</i>	Pneumatic/ <i>pneumatyczny</i>	Pneumatic/ <i>pneumatyczny</i>	Pneumatic/ <i>pneumatyczny</i>	Pneumatic/ <i>pneumatyczny</i>	Hydraulic/ <i>hydrauliczny</i>	Pneumatic/ <i>pneumatyczny</i>
	Deceleration/ <i>hamowanie</i>	N.A./ <i>brak</i>	Hydraulic/ <i>hydrauliczny</i>	N.A./ <i>brak</i>	Hydraulic/ <i>hydrauliczny</i>	Hydraulic/ <i>hydrauliczny</i>	Pneumatic/ <i>pneumatyczny</i>
Operating parameters/ <i>parametry pracy</i>	Max compression ratio/ <i>max stopień sprężania</i>	10	19	37	11	9,5	20
	Compression time [ms]/ <i>czas sprężania [ms]</i>	60	30	70	22	20	30
	Max compression pressure [MPa]/ <i>max ciśnienie sprężania [MPa]</i>	1.7	7	2	0.75	7	5
Heat and mass exchange/ <i>wymiana ciepła i masy</i>	Max wall temp. [K]/ <i>max temp. ścianek [K]</i>	360	Heated/ <i>podgrzewanie</i>	No data/ <i>b.d.</i>	No data/ <i>b.d.</i>	393	423
	Max charge temp. [K]/ <i>max temp. ładunku [K]</i>	360	Heated/ <i>podgrzewanie</i>	No data/ <i>b.d.</i>	No data/ <i>b.d.</i>	393	323
	Turbulization of the charge/ <i>turbulizacja ładunku</i>	No data/ <i>b.d.</i>	No data/ <i>b.d.</i>	No data/ <i>b.d.</i>	No data/ <i>b.d.</i>	No data/ <i>b.d.</i>	Forced, adjustable/ <i>wymuszone, regulowane</i>
	Piston aerodynamics/ <i>aerodynamika tłoka</i>	Basic/ <i>podstawowy</i>	Optimum/ <i>optymalny</i>	Optimum/ <i>optymalny</i>	Basic/ <i>podstawowy</i>	Basic/ <i>podstawowy</i>	Optimum/ <i>optymalny</i>
Diagnostics/ <i>diagnostyka</i>	Optical access/ <i>dostęp optyczny</i>	Bottom/ <i>dół</i>	N.A./ <i>brak</i>	Top/bottom/ <i>góra/dół</i>	Bottom/ <i>dół</i>	Bottom/ <i>dół</i>	Top/bottom/ <i>góra/dół</i>
	Pressure measurement/ <i>pomiar ciśnienia</i>	Yes/ <i>tak</i>	Yes/ <i>tak</i>	Yes/ <i>tak</i>	Yes/ <i>tak</i>	Yes/ <i>tak</i>	Yes/ <i>tak</i>
	Temperature reading/ <i>odczyt temperatury</i>	Indirect/ <i>pośredni</i>	No data/ <i>b.d.</i>	Thermocouple/ <i>termopara</i>	Rayleigh radiation/ <i>prom. Rayleigha</i>	No data/ <i>b.d.</i>	Bicolor method/ <i>metoda dwubarwowa</i>
	Charge chemical composition/ <i>skład chemiczny ładunku</i>	FID/ <i>FID</i>	No data/ <i>b.d.</i>	OH Absorption/ <i>absorpcja OH</i>	Spectrometer/ <i>spektrometr</i>	No data/ <i>b.d.</i>	<sup>*)</sup> OH, CH absorption/ <i>Absorpcja<sup>*)</sup> OH, CH</i>

\*) and other depending on the used narrow band filter in the range of the light wave of 179–800 nm/*także inne w zależności od zastosowanego filtra wąskopasmowego w zakresie długości fali świetlnej 179–800 nm*

The RCM is controlled by a computer device – sequencer generating individual signals to the actuators (electromagnetic valves), Fig. 3. This enables the control and adjustment of the individual elements of the research system: opening of the control air intake and exhaust (under the piston), opening of the intake and exhaust valve of the working air, injectors control (gasoline or diesel fuel), discharge of the electric impulse on the spark plug and the initiation of the image recording process. The system can operate in 16 channels with the resolution of  $\pm 1$  ns.

The RCM test stand was equipped with an ignition system (spark ignition cycle version), fuel air and cylinder heating systems as well as sensors: fed air pressure sensor, fed fuel pressure sensor, working area pressure sensor, piston travel sensor, cylinder temperature sensor, fed air temperature sensor etc.

rys. 3. Pozwala on na wysterowanie pracą poszczególnych elementów układu badawczego: otwarciem dolotu i otwarciem wylotu powietrza sterującego (pod tłok), otwarciem zaworu dolotu i otwarciem wylotu powietrza roboczego, sterowaniem wtryskiwaczem lub wtryskiwaczami paliwa (benzyny oraz oleju napędowego), wyzwoleniem impulsu elektrycznego na świecy zapłonowej i początkiem procesu filmowania. Układ pozwala na sterowanie w 16 kanałach z rozdzielczością  $\pm 1$  ns.

Stanowisko RCM wyposażone zostało w układ zapłonowy (w wersji dla cyklu ZI), układ podgrzewania paliwa, powietrza oraz cylindra, a także w czujniki pomiarowe: ciśnienia powietrza zasilającego, ciśnienia paliwa zasilającego, ciśnienia w przestrzeni roboczej, drogi tłoka, temperatury cylindra, temperatury powietrza zasilającego, itp.

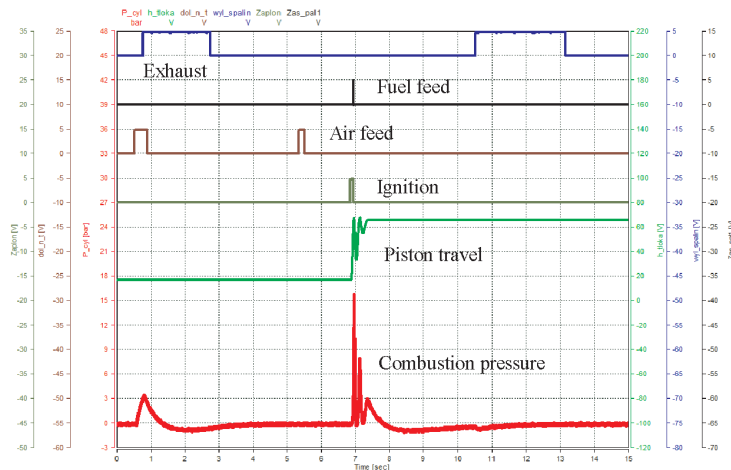


Fig. 3. Parameters recorded during the machine operating cycle (quantities forcing the piston motion and those resulting from the combustion)

Rys. 3. Parametry rejestrowane podczas cyklu pracy maszyny (wielkości wymuszające ruch tłoka oraz wynikające ze spalania)

RCM can be fueled with spark ignited fuels (gasoline, ethanol, methanol and their mixtures) and diesel fuel (or alternative fuels – fatty acid methyl esters – popular B100 or their mixtures). Gasoline fuel is supplied with a direct injection system. The system allows pressure adjustment in the range of 5-30 MPa. A high-pressure pump used in BMW engines and an outward-opening injector were applied in the system [8, 13]. The fuel injection can be realized through two injectors with any number of fuel doses. The minimum injection duration is 200  $\mu$ s, the minimum dwell time between the doses is 150  $\mu$ s (at 4000 rpm which corresponds to approximately 0.006 °C.A.).

The machine in the diesel cycle is powered through a common rail system that allows a free adjustment of the fuel pressure in the range of 30-140 MPa. In both cases (gasoline and diesel engines) it is possible to use high-pressure electromagnetic and piezoelectric injectors (maximum two injectors operating at the same time).

The application of a modified piston ring and a modified head allows investigations of the injection with the use of two opposite placed injectors and a centrally located spark plug (which was achieved by applying a long electrode plug – used in the gas combustion systems). These processes are currently very poorly explored and remain chiefly in the realm of computer simulation. The specific cylinder head solution allows a varied location of the spark plug and the injectors and at the same time allows optical access to the working area, thus enabling the recording and subsequent analysis of the occurring phenomena.

### 3. Thermodynamic investigations of the combustion processes

The thermodynamic investigations are chiefly related to the injection and combustion of fuel, particularly to the processes of:

- The change of the compression pressure as a result of the geometrical parameters of the system (discussed earlier)

RCM może być zasilana zarówno paliwem wykorzystywanym do silników o zapłonie iskrowym (benzyna, etanol, metanol i ich mieszaniny) jak i olejem napędowym (lub także paliwami alternatywnymi – estrami metylowymi kwasów tłuszczowych – popularnego B100 lub ich mieszaninami). Paliwo benzynowe dostarczane jest zbudowanym układem wtryskowym wykorzystującym wtrysk bezpośredni. Układ pozwala na stosowanie ciśnienia wtrysku w zakresie 5-30 MPa. Zastosowano pompę wysokociśnieniową stosowaną w silnikach firmy BMW oraz wtryskiwacz typu outward-opening [8, 13]. Możliwa jest realizacja wtrysku paliwa dwoma wtryskiwaczami z dowolną liczbą dawek wtryskiwanego paliwa. Minimalny czas wtrysku wynosi 200  $\mu$ s, minimalna odległość czasowa między wtryskiwanymi dawkami paliwa wynosi 150  $\mu$ s (przy 4000 obr/min odpowiada to ok. 0,006 °OWK).

Zasilanie maszyny pracującej w cyklu silnika o zapłonie samoczynnym realizowane jest przez układ common rail pozwalający na dowolne sterowanie wartością ciśnienia paliwa w zakresie 30-140 MPa. W obu przypadkach silników ZI oraz ZS możliwe jest wykorzystanie wysokociśnieniowych wtryskiwaczy elektromagnetycznych oraz piezoelektrycznych (maksymalnie dwa wtryskiwacze pracujące jednocześnie).

Zastosowanie zmodyfikowanego pierścienia cylindrowego oraz głowicy pozwala na badania procesu wtrysku i spalania z zastosowaniem dwóch przeciwobnie umieszczonych wtryskiwaczy i centralnie umieszczonej świecy zapłonowej (co osiągnięto przez zastosowanie świecy o długiej części elektrodowej – stosowanej w układach spalania gazu). Procesy te są obecnie bardzo słabo rozpoznane i pozostają głównie w fazie symulacji komputerowej. Specyficzne rozwiązanie głowicy pozwala na różne wzajemne usytuowanie świecy oraz wtryskiwaczy a jednocześnie umożliwia dostęp optyczny do przestrzeni roboczej, pozwalając na rejestrację i późniejszą analizę zachodzących zjawisk.

### 3. Badania termodynamiczne procesów spalania

Badania termodynamiczne związane są głównie z wtryskiem i spalaniem paliwa, a szczególnie dotyczą następujących procesów:

- zmian ciśnienia sprężania w wyniku zmian parametrów geometrycznych układu (o których była mowa wcześniej) oraz warunków termodynamicznych (głównie temperatury dolotu powietrza oraz paliwa, temperatury ścianek układu tłokowo-cylindrowego),
- zmian ciśnienia spalania oraz jego przebiegu w wyniku sterowania procesem wtrysku i spalania – przykład zarejestrowanych przebiegów pokazano na rys. 4.

Maszyna Pojedynczego Cyklu musi spełniać określone warunki, aby możliwe było prowadzenie badań spalania paliwa. Jakość odwzorowania warunków silnikowych określono przez wyznaczenie wartości stopnia sprężania (przedstawionego w tab. 1) oraz wykładnika politropy sprężania. Wykładnik ten w warunkach zimnego rozruchu silnika wynosi 1,265.

and the thermodynamic parameters (mainly temperature of the intake air and fuel, temperature of the cylinder walls),

- b) Changes and course of the combustion pressure as a result of the control of the injection and combustion processes – an example of the recorded courses have been shown in Fig. 4.

A rapid compression machine must meet certain conditions in order for engineers to carry out investigations on fuel combustion. The accuracy of the reflection of the engine conditions was assessed through determining of the compression ratio (as shown in Table 1) and the compression polytropic exponent. This exponent under the conditions of engine cold start amounts to 1.265.

The engine cold start results from the fact that the piston and the cylinder are not heated. This results in the cylinder blow-by's as the piston rings are not yet tight enough.

Another parameter is the value of the temperature of the end of compression, which in the case of gasoline engine is a decisive parameter in terms of combustion. In an engine using homogenous mixtures (multipoint injection into the intake manifold) the temperature influences the rate of fuel evaporation and the quality of the obtained combustible mixture. In a gasoline direct injection engine the ignition occurs during the injection of the initial fuel dose onto the spark plug. The air temperature inside the cylinder does not directly influence the quality of the formed mixture.

The way the compression polytropic exponent  $\kappa$  is calculated and the temperature of the end of compression in the case of a spark ignition engine has been shown in Fig. 5.

These parameters for spark ignition and diesel engines have been shown in Table 3. Based on the said table it is possible to calculate the following thermodynamic quantities of the process (single dimensional model of heat release) in individual points of the process duration:

- a) The intensity of the fuel outflow from the injector (depending on the backpressure in the cylinder),
- b) The value of the ignition and self ignition delay,
- c) Average temperature of the compression and combustion of the charge,
- d) Rate of pressure increment after the ignition,

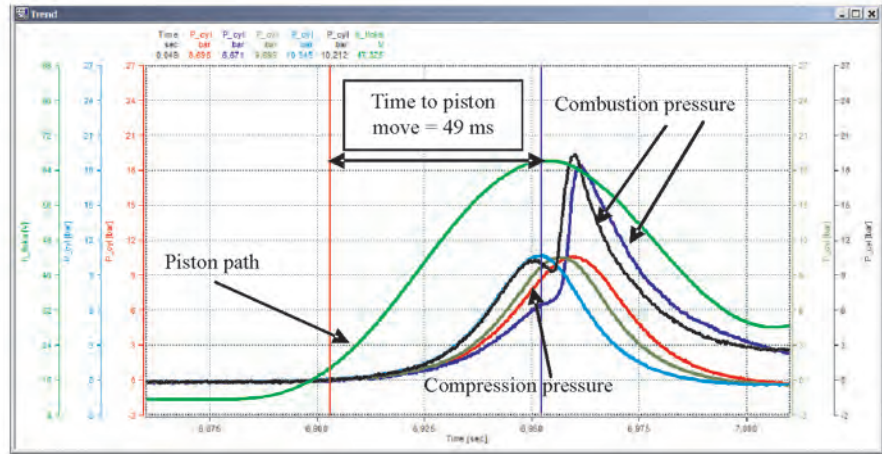


Fig. 4. The course of the compression and combustion pressure depending on the values of the pressure forcing the motion of the piston (in the case of the spark ignition cycle)

Rys. 4. Przebieg ciśnienia sprężania i spalania w zależności od różnych wartości ciśnienia wymuszającego ruch tłoka (w przypadku silnika o zapłonie iskrowym)

Zimny rozruch silnika wynika z braku podgrzewania tłoka i cylindra. Powoduje to nieszczelności cylindra w wyniku rozszerzalności pierścieni tłokowych i tłoka.

Kolejnym parametrem jest wartość temperatury końca sprężania, która w przypadku silnika o zapłonie iskrowym nie jest parametrem decydującym o procesie spalania. W silniku wykorzystującym mieszanki jednorodnej (typu wtrysku wielopunktowego do kolektora dolotowego) temperatura ta ma wpływ na szybkość odparowania paliwa i jakość uzyskanej mieszanki palnej). W silniku o wtrysku bezpośrednim benzyny zapłon następuje podczas wtrysku początkowej dawki na świecę zapłonową. Temperatura powietrza wewnątrz cylindra nie oddziałuje bezpośrednio na jakość tworzonej mieszanki palnej.

Sposób obliczania wykładnika politropy sprężania  $\kappa$  oraz temperatury końca sprężania w przypadku silnika o zapłonie iskrowym przedstawiono na rys. 5. Zestawienie

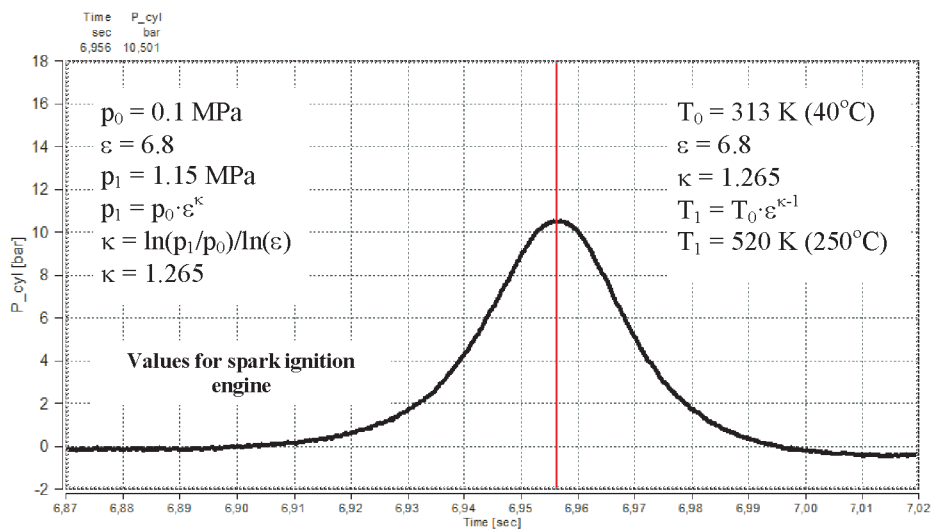


Fig. 5. The thermodynamic quantities based on the example of a process realized for a gasoline engine

Rys. 5. Wielkości termodynamiczne na przykładzie procesu realizowanego dla silnika ZI

- e) The rate of heat release, amount of heat released,  
f) The level of fuel feed during combustion.

Table 3. Rapid compression machine thermodynamic parameters  
*Tablica 3. Parametry termodynamiczne maszyny pojedynczego cyklu*

Quantity/ Wielkość	Gasoline engine/ <i>silnik ZI</i>	Diesel engine/ <i>silnik ZS</i>
Polytropic exponent of the compression $\kappa$ / <i>wykładnik politropy sprężania <math>\kappa</math></i>	1.265	1.265
Temperature at the end of compression/ <i>temperatura końca sprężania</i>	Approx. 480 K (205°C)	Approx. 780 K (510°C)
Pressure at the end of compression/ <i>ciśnienie końca sprężania</i>	1.05 MPa	4.0 MPa

Having the possibility of heating the fuel we can determine the temperature influence on the quality of the atomization process, fuel spray penetration and the changes that occur in the fuel combustion – the realization of the fuel heating is possible for both gasoline (Fig. 6) and diesel fuel injection in the range of up to 250°C (250°C is the boundary temperature while heating diesel fuel due to coke residue in the injector holes).

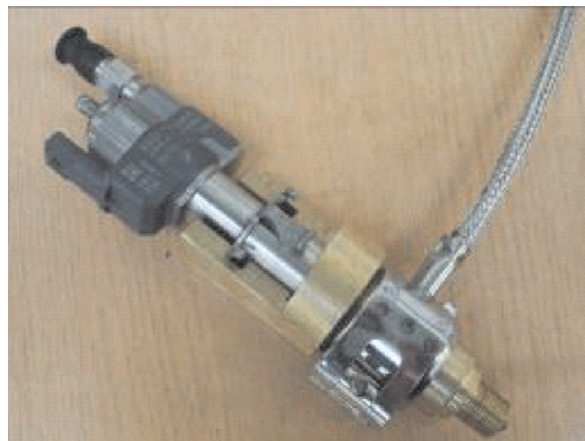


Fig. 6. The view of the gasoline injector with a heating system: a) components, b) after fitting  
*Rys. 6. Widok wtryskiwacza benzyny z układem podgrzewania paliwa: a) elementy składowe, b) po montażu*

#### 4. Optical investigations with the use of the system

The possibilities of applying rapid compression machines for optical investigations are chiefly aimed at the evaluation of:

- Course of the injection and fuel atomization,
- Fuel spray penetration and quality of fuel atomization,
- The duration of the electrical discharge of the spark plug,
- Discharge temperature of the spark plug,
- Intensity of the pre-flame processes – formation of hydrocarbon  $\text{CH}^*$  and  $\text{OH}^*$  radicals,
- Rate of the flame front development (presented in [7]), the size of the flame area covering the combustion chamber,

tych parametrów dla silnika ZI oraz ZS przedstawiono w tab. 3. Na tej podstawie możliwe jest obliczenie następujących wielkości termodynamicznych procesu (jednowymiarowy model wywiązywania ciepła) w poszczególnych punktach trwania procesu:

- natężenia paliwa wypływającego z wtryskiwacza (w zależności od wartości panującego przeciwcisnienia powietrza w cylindrze),
- wartości opóźnienia zapłonu i samozapłonu,
- średniej temperatury procesu sprężania i spalania ładunku,
- szybkości przyrostu ciśnienia po samozapłonie,
- szybkości wywiązywania się ciepła, ilości wywiązanego ciepła,
- stopnia wykorzystania paliwa podczas spalania.

Dysponując możliwościami podgrzewania paliwa określa się jego wpływ na jakość procesu rozpylenia, zasięg strugi oraz zmiany występujące w procesie spalania paliwa – realizacja podgrzewania paliwa możliwa jest w przypadku wtryskiwaczy benzyny (rys. 6) oraz oleju napędowego w zakresie do 250°C (temperatura graniczna przy podgrzewaniu oleju napędowego ze względu na koksowanie otworków wtryskiwacza).

#### 4. Badania optyczne z wykorzystaniem układu

Możliwości wykorzystania maszyny pojedynczego cyklu do badań optycznych ukierunkowane są głównie na ocenę:

- przebiegu wtrysku i rozpylenia paliwa,
- zasięgu strugi i jakości rozpylenia paliwa,
- czasu wyładowania elektrycznego na świecy zapłonowej,
- temperatury wyładowania na świecy zapłonowej,
- intensywności przebiegu procesów przedpłomienych – powstawania rodników węglowodorowych  $\text{CH}^*$  oraz wodorotlenowych  $\text{OH}^*$ ,
- szybkości rozwoju frontu płomienia (przedstawiony m.in. w [7]), wielkości obszaru płomienia obejmującego komorę spalania,

g) Formation of the particulate matter inside the combustion chamber.

Some of the listed investigations can be carried out simultaneously and in other cases various observations can be recorded in subsequent working cycles and relevant correlations can be sought taking into account high repeatability of the working cycles.

**5. The analysis of the recorded images**

The analysis of the recorded images is done with the use of the DaVis software by LaVision [3]. With the use of the procedures of Command Language CL the authors developed their own software that enables determining of the following quantities:

- a) Fuel spray penetration, atomization quality and liquid fuel velocity coming out of the injector,
- b) Evenness and quality of the injection (post injections) of liquid fuels,
- c) Duration of the discharge on the spark plug,
- d) Location and intensity of the radical formation during the pre-flame reactions,
- e) The area occupied by the flame in the combustion chamber,
- f) Distribution of the velocity vectors during the combustion of fuels (liquid and gaseous),
- g) Local temperature in the combustion chamber.

An example radial fuel spray penetration has been determined as per the algorithm (Fig. 7) [14]:

- a) The initial location of the center of the injector in the coordinates X and Y,
- b) The values of the fuel spray penetration for a single image analyzing the full angle of the fuel outflow from the injector based on its luminance,
- c) The value of the average radial injected fuel dose spray penetration was determined ,

g) formowania cząstek stałych wewnątrz komory spalania.

Niektóre z wymienionych badań dają się prowadzić jednocześnie, w innych przypadkach można rejestrować różne obserwacje w kolejnych cyklach roboczych i poszukiwać odpowiednich korelacji biorąc pod uwagę uzyskiwaną dużą powtarzalność realizowanych cykli roboczych.

**5. Analiza rejestrowanych obrazów**

Analizy rejestrowanych obrazów dokonuje się z wykorzystaniem oprogramowania DaVis firmy LaVision [3]. Wykorzystując procedury języka Command Language CL opracowano własne podprogramy umożliwiające określenie następujących wielkości:

- a) zasięgu strugi, jakości rozpylenia i prędkości paliw ciekłych wypływających z wtryskiwacza,
- b) równomierności i jakości wtrysku (dotrysków) paliw ciekłych,
- c) czasu wyładowania prądu na świecy zapłonowej,
- d) miejsca i intensywności powstawania rodników podczas reakcji przedpłomiennych,
- e) obszaru zajmowanego przez płomień w komorze spalania,
- f) rozkładu wektorów prędkości podczas spalania paliw (ciekłych i gazowych),
- g) lokalnej temperatury w komorze spalania.

Przykładowy promieniowy zasięg strugi wyznaczano według algorytmu (rys. 7) [14]:

- a) określono położenie początkowe środka wtryskiwacza we współrzędnych X i Y,
- b) wyznaczono wartości zasięgu strugi paliwa dla pojedynczego zdjęcia analizując pełny kąt wypływu paliwa z wtryskiwacza na podstawie jego luminancji,
- c) wyznaczono wartość średniego zasięgu promieniowego dawki wtryskiwanego paliwa,

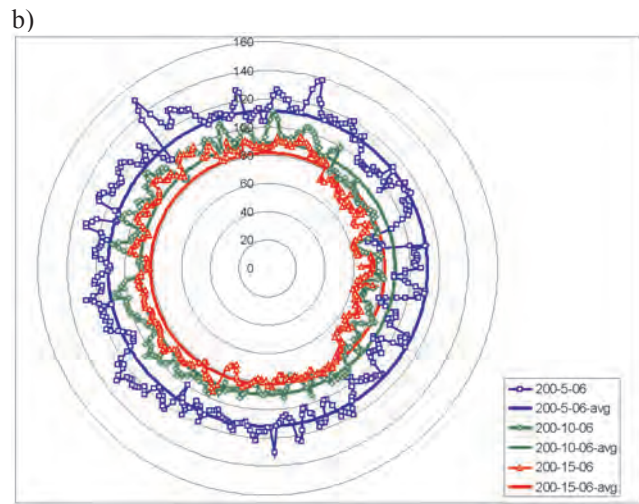
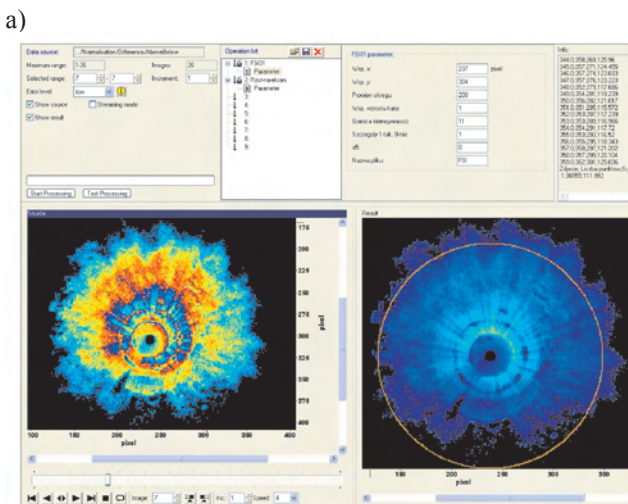


Fig. 7. The analysis of the air backpressure influence on the radial distribution of the fuel spray penetration: a) the method of determining of the radial fuel spray penetration in the DaVis software, b) the results of the applies procedures

Rys. 7. Analiza wpływu przeciwności powietrza na promieniowy rozkład zasięgu strugi wtryskiwanego paliwa: a) sposób wyznaczania promieniowego zasięgu strugi w programie DaVis, b) wyniki zastosowanych procedur

d) Taking into account the time between the images the values of the radial displacement velocity of the fuel spray cone was determined.

The evenness of the distribution of the fuel sprays has been determined based on the following procedures:

- The initial injector location was determined in the X and Y coordinates,
- For each recorded injection time the penetration of individual fuel sprays was determined (depending on the number of injector holes the area under analysis was divided into appropriate angular values) – a similar procedure was used in [1],
- The fuel spray penetration was determined as a change in the assumed luminance value at the end of the individual fuel sprays (Fig. 8),
- The average fuel spray penetration was determined as an arithmetic average of the fuel spray penetrations.

The flame front velocity was determined according to the following algorithm (Fig. 9):

- The initial spark plug location in the x and y coordinates has been determined as the initial point of flame propagation;
- The subsequent locations of the flame front were determined based on the flame luminance;
- Taking into account the time between the images, the value of the linear velocity of the flame front displacement was determined as a boundary of the area of visible radiation with the directions and senses given.

The lengths of the vectors were graphically presented on the recorded images. Additionally, the reference lines originated in the center of the combustion chamber and joined the start and end of each of the vectors. This allows observation of the angular changes of the position of the circumferential velocity vector and determining of the angular velocity of the flame front depending on:  $\omega = \Delta\varphi/\Delta t$ , where:  $\Delta\varphi$  – denotes angular change of the flame front,  $\Delta t$  – time between the subsequent images.

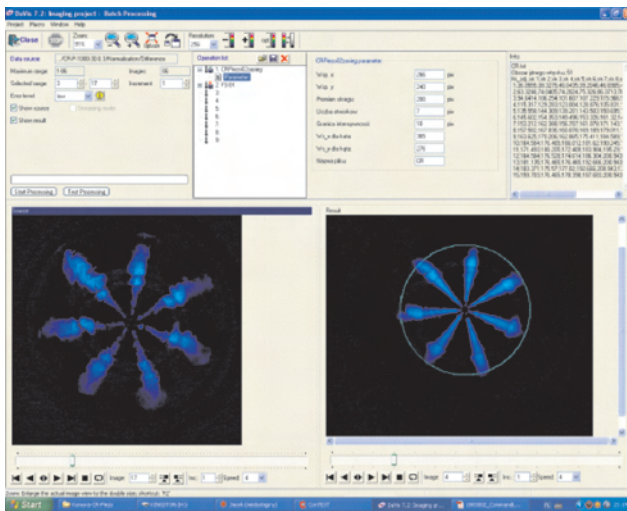


Fig. 8. The evenness of high pressure diesel fuel injection – the analysis of the image of fuel spray penetration

Rys. 8. Równomierność wtrysku wysokociśnieniowego oleju napędowego – analiza obrazu zasięgu strug wtryskiwanego paliwa

d) uwzględniając czas między kolejnymi zdjęciami wyznaczono wartości promieniowej prędkości przemieszczania się czoła stożka strugi wtryskiwanego paliwa.

Równomierność rozkładu strug wtryskiwanego paliwa określano na podstawie następującej procedury:

- określono położenie początkowe wtryskiwacza we współrzędnych X i Y,
- dla każdego zarejestrowanego czasu wtrysku określono zasięg poszczególnych strug paliwa (w zależności od liczby otworków wtryskiwacza analizowany obszar podzielono na odpowiednie wartości kątowe) – podobną procedurę obliczeniową zastosowano w [1],
- zasięg strug określono jako zmianę założonej wartości luminancji na końcu poszczególnych strug wtryskiwanego paliwa (rys. 8),
- określono zasięg średni jako średnią arytmetyczną zasięgów strugi paliwa.

Prędkość frontu płomienia wyznaczano według następującego algorytmu (rys. 9):

- określono położenie początkowe świecy we współrzędnych X i Y jako punkt początkowy rozprzestrzeniania się płomienia;
- wyznaczono kolejne położenia frontu na podstawie luminancji płomienia;
- uwzględniając czas między kolejnymi zdjęciami wyznaczono wektor prędkości linowej przemieszczania frontu płomienia jako granicę obszaru promieniowania widzialnego wraz z podaniem kierunku i zwrotu wektorów.

Wielkości wektorów przedstawiono w postaci graficznej na rejestrowanych obrazach. Dodatkowo zamieszczono linie odniesienia wychodzące ze środka komory spalania i łączące początek i koniec każdego z wektorów. Pozwala to na obserwację kątowych zmian położenia wektora prędkości obwodowej oraz określenie prędkości kątowej frontu płomienia z zależności:  $\omega = \Delta\varphi/\Delta t$ , gdzie:  $\Delta\varphi$  – oznacza zmianę kątową frontu płomienia,  $\Delta t$  – czas pomiędzy kolejnymi zdjęciami.

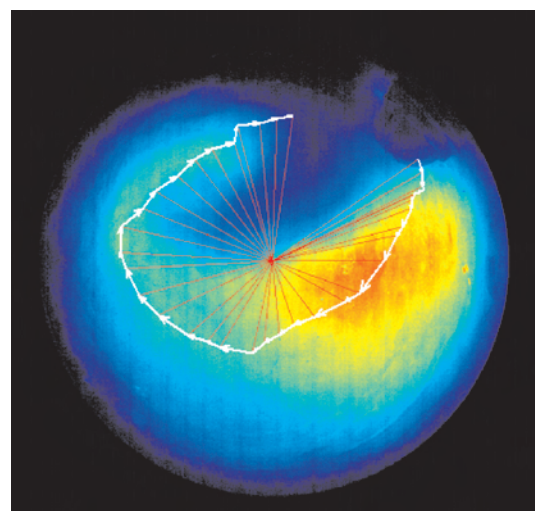


Fig. 9. The analysis of images obtained when combusting gaseous fuel – distribution of velocity vectors [2, 15]

Rys. 9. Analiza obrazów uzyskanych podczas spalania paliwa gazowego – rozkłady wektorów prędkości [2, 15]

The distribution of temperature in the combustion chamber (Fig. 10) is possible to determine with the use of the two-color method. The two-color method of temperature determining consists in measuring of the radiation at two different light wavelengths and comparing the measured values of luminance [4, 5, 9, 11]. A system of dual optics has been used where two optical filters were fitted: red (wavelength  $\Lambda = 700$  nm) and green (wavelength  $\Lambda = 550$  nm). The methodology of image processing is as follows:

a) using the law of flame emission of radiation and knowing the characteristics of the CMOS converter of the recording camera (in the range of two wavelengths  $\Lambda_1$  i  $\Lambda_2$ ) the temperature was determined [10, 12] in a given point of the image in the x, y coordinates,

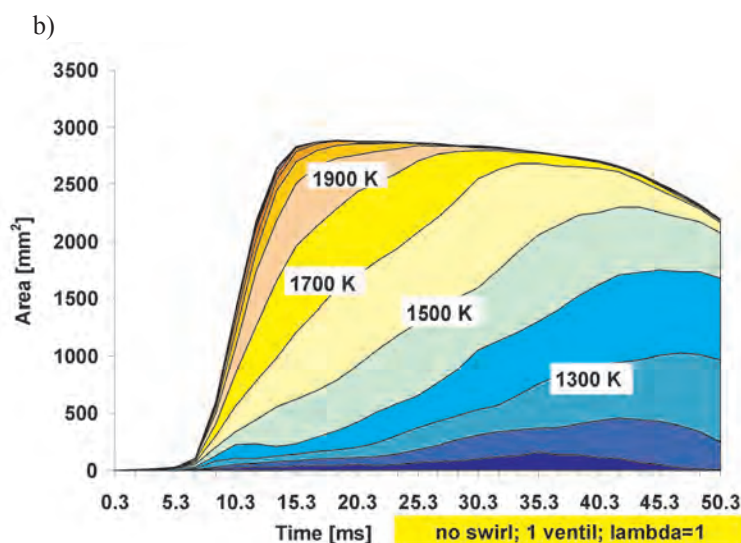
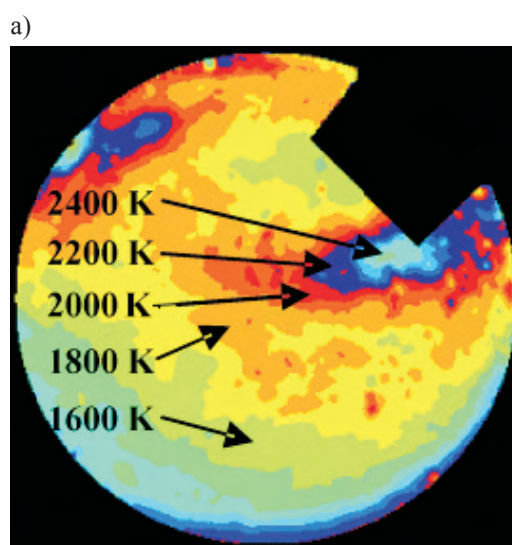


Fig. 10. Determining of the temperature distribution in the combustion chamber: a) calculating of the temperature distribution in the combustion chamber, b) changes in the temperature in the function of time in the combustion chamber [2, 15]

Rys. 10. Określenie rozkładu temperatury w komorze spalania: a) wyznaczenie rozkładu temperatury w komorze spalania, b) zmiany rozkładu temperatury w czasie w komorze spalania [2, 15]

b) The analysis of all the points of the image allows presenting a distribution of the temperature in the combustion chamber during the whole process.

System-based investigations performed with the use of a Rapid Compression Machine require using of the following devices:

- Quick changing processes data acquisition system – AVL IndiCom 621 the enables the measurement of indicator signals with an appropriate time resolution,
- Image recording system DaVis with a high-speed camera High Speed Star 5 by LaVision.

The authors have developed software that allows time synchronization of the recorded quick changing signals with the use of the HSS5 camera. The result of these works is the possibility of a detailed evaluation of the in-engine processes with a simultaneous access to the physical values of the process (course of combustion pressure, the location of the discharge on the spark plug and the like) – Fig. 11.

Rozkład temperatury w komorze spalania (rys. 10) możliwy jest do określenia z wykorzystaniem metody dwubarwowej. Dwubarwowa metoda wyznaczania temperatury promiennika polega na pomiarach promieniowania przy dwóch różnych długościach fal świetlnych i porównania zmierzonych wartości luminancji [4, 5, 9, 11]. Zastosowano układ podwójnej optyki, w którym zamontowano dwa filtry optyczne: czerwony (o długości fali  $\Lambda = 700$  nm) i zielony (o długości fali  $\Lambda = 550$  nm). Metodyka obróbki obrazów jest następująca:

a) wykorzystując prawo dotyczące emisyjności promieniowania płomienia oraz znając charakterystykę przetwornika CMOS kamery rejestrującej obraz (w zakresie dwóch długości fal  $\Lambda_1$  i  $\Lambda_2$ ) wyznaczono temperaturę [10, 12] w danym punkcie obrazu o współrzędnych (x, y),

b) analiza wszystkich punktów obrazu pozwala na przedstawienie rozkładu temperatury w komorze spalania podczas całego procesu.

Systemowe badania procesu spalania wykonywane z wykorzystaniem maszyny pojedynczego cyklu wymagają zastosowania następującej aparatury:

- systemu do akwizycji procesów szybkozmiennych – AVL IndiCom 621, pozwalającego na zapis sygnałów indykatorych z odpowiednią rozdzielczością czasową sygnałów,
- systemu do rejestracji zdjęć DaVis wraz z kamerą do szybkich zdjęć High Speed Star 5 firmy LaVision.

Opracowano oprogramowanie pozwalające na uzyskanie synchronizacji czasowej rejestrowanych sygnałów szybkozmiennych oraz rejestrowanych obrazów za pomocą kamery HSS5. Rezultatem tych prac jest możliwość dokładnej oceny procesów wewnątrzsilnikowych z jednoczesnym „podglądem” wartości fizycznych procesu (przebiegu ciśnienia

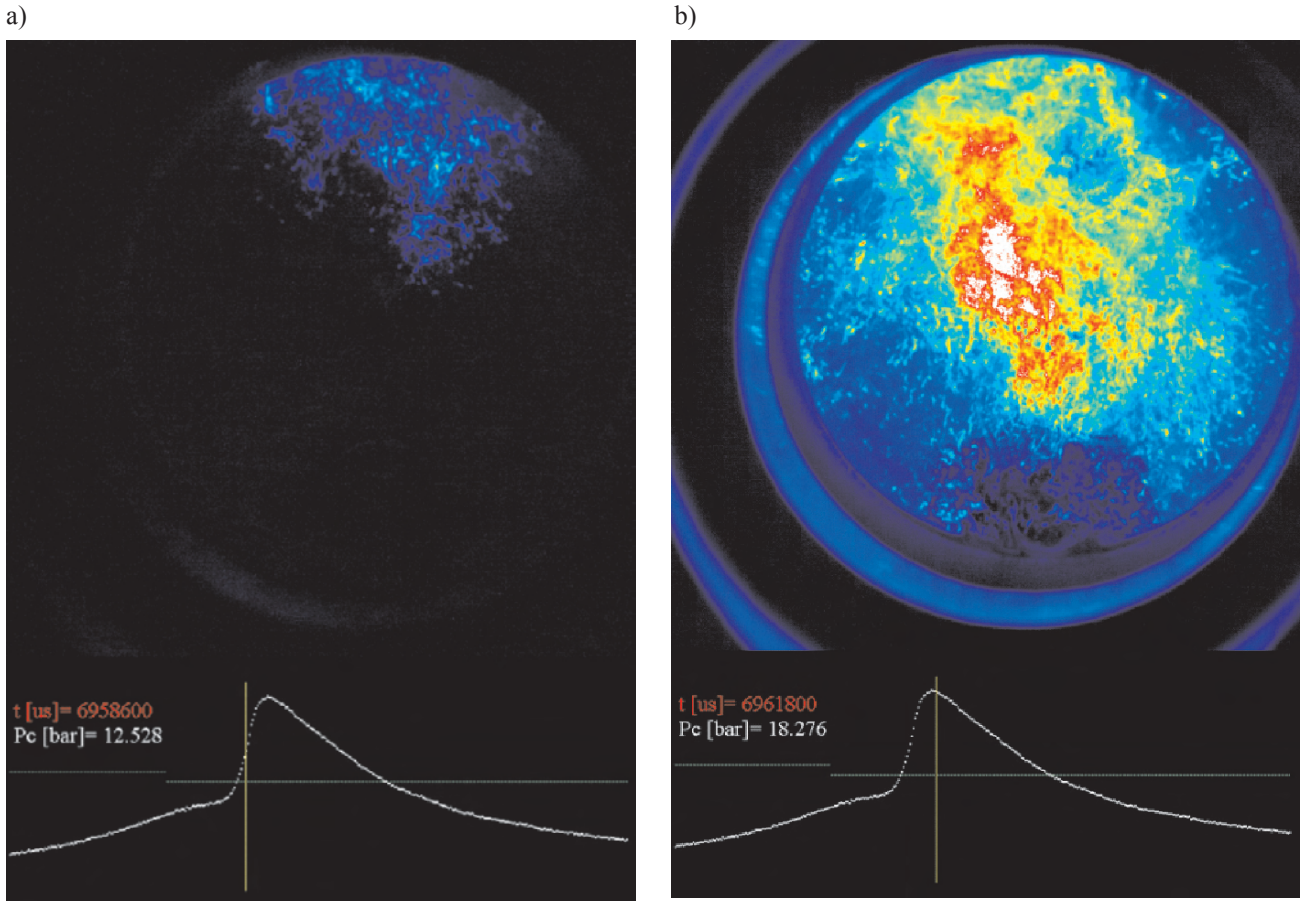


Fig. 11. The synchronization of the images with the course of the quick changing values: a) the image of pressure after the ignition, b) the image corresponding to the maximum combustion pressure

Rys. 11. Synchronizacja obrazów wraz z przebiegiem wartości szybkozmiennych: a) obraz ciśnienia po zapłonie, b) obraz odpowiadający maksymalnemu ciśnieniu spalania

## 6. Conclusions

The use of a rapid compression machine allows a more thorough exploration of the basic processes which is particularly influenced by:

- The possibility of controlling of the air intake process; the possibility of supercharging at any piston position,
- The possibility of a full control over the character and process of the injection (type of fuel, fuel injection pressure, fuel dose division, injection time),
- The measurement of the exhaust emissions from a single operating cycle.

The above possibilities not only allow the control of the process of injection, but also the process of combustion in the presented system, which extends its possibilities of application and at the same time complies to the ever changing requirements of the current trends in the development of combustion engines. Such investigations can be performed in a much shorter time at much lower costs.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

spalania, miejsca wystąpienia wyładowania na świecy zapłonowe i innych) – rys. 11.

## 6. Zakończenie

Wykorzystanie maszyny pojedynczego cyklu pozwala na pełniejsze poznanie procesów podstawowych, na co szczególnie ma wpływ:

- możliwość sterowania procesem dolotu powietrza; wykorzystanie możliwości doładowania cylindra powietrzem w dowolnym położeniu tłoka,
- możliwość pełnego sterowania sposobem i procesem wtrysku paliwa (rodzaj paliwa, wartość ciśnienia wtryskiwanego paliwa, podział dawki paliwa, czas wtrysku),
- pomiar emisji spalin składników gazowych z jednego cyklu pracy.

Powyższe możliwości pozwalają na sterowanie procesem wtrysku, ale również i spalania w prezentowanym układzie, co zwiększa możliwości jego zastosowania i jednocześnie dostosowania do zmiennych wymagań obecnych kierunków rozwoju silników spalinowych. Badania takie mogą być przeprowadzone w zdecydowanie krótszym czasie przy zdecydowanie niższym nakładzie kosztów.

## Acknowledgments

This work has been sponsored by the Polish Ministry of Science and Higher Education as a research project No NN 502 088438 in the years 2010-2012.

## Źródło finansowania

Prezentowana praca została wykonana w ramach projektu badawczego nr NN 502 088438 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w latach 2010-2012.

## Bibliography/Bibliografia

- [1] Andersson Ö, Horn U, Persson H, Egnell R., Rijk E.: The Influence of Fuel Properties on Transient Liquid-Phase Spray Geometry and on CI-Combustion Characteristics, SAE Technical Paper 2009-01-2774.
- [2] Czajka J.: Doświadczalna ocena powstawania i rozprzestrzeniania się płomienia w przestrzeni zamkniętej w silnie zawirowanym ośrodku. Rozprawa doktorska. Politechnika Poznańska, 2010.
- [3] Davis 7.2. LaVision, Göttingen, Niemcy. [www.lavision.de](http://www.lavision.de)
- [4] Gill K., Zhao H.: In-cylinder Studies of Fuel Injection and Combustion from a Narrow Cone Fuel Injector in a High Speed Single Cylinder Optical Engine. SAE Technical Paper 2008-01-1789.
- [5] Guibert P., Keromnes A., Legros, G.: Development of a Turbulence Controlled Rapid Compression Machine for HCCI Combustion. SAE Technical Paper 2007-01-1869.
- [6] Jiang F., i in.: Experimental study on measurement of flame temperature distribution using the two-color method. Journal of Thermal Science, Vol. 11, Nr 4, 2002.
- [7] Landry L., Halter F., Foucher F., Samson E., Mounaïm-Rousselle C.: Effect of Pressure and Dilution on Flame Front Displacement in Boosted Spark-Ignition Engine Combustion. SAE Technical Paper 2008-01-1625.
- [8] Lohfink C., Baecker H., Tichy M.: Experimental Investigation on Catalyst-Heating Strategies and Potential of GDI Combustion Systems. SAE Technical Paper 2008-01-2517.
- [9] Musculus M., Singh S., Reitz R.D.: Gradient effects on two-color soot optical pyrometry in a heavy-duty DI diesel engine. Combustion and Flame 153 (2008).
- [10] Pastor J.V., Garcia J.M., Pastor J.M., Buitrago J.E.: Analysis Methodology of Diesel Combustion by Using Flame Luminescence, Two-Colour Method and Laser-Induced Incandescence. SAE Technical Paper 2005-24-012.
- [11] Stumpf M., Velji A., Spicher U., Jungfleisch B., Suntz R., Bockhorn H.: Investigations on Soot Emission Behavior of a Common-Rail Diesel Engine during Steady and Non-Steady Operating Conditions by Means of Several Measuring Techniques. SAE Technical Paper 2005-01-2154.
- [12] Svensson K.I., Mackrory A.J., Richards M.J., Tree D.R.: Calibration of an RGB, CCD Camera and Interpretation of its Two-Color Images for KL and Temperature. SAE Technical Paper 2005-01-0648.
- [13] Schwarz C., Schünemann E., Durst B., Fischer J., Witt A.: Potentials of the Spray-Guided BMW DI Combustion System. SAE Technical Paper 2008-01-1265.
- [14] Wisłocki K., Pielecha I., Czajka J., Maslennikov D.: The Influence of Fuel Injection Parameters on the Indexes of Fuel Atomization Quality for a High Pressure Injection, SAE Technical Paper 2010-01-1499.
- [15] Wisłocki K., Pielecha I., Czajka J., Maslennikov D.: Optical research on flame in a combustion chamber fuelled with CNG. 8th International Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification HITACG, Poznan 5-7.07.2010.

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

*Prof. nzw. dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki – Profesor nzw. na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [krzysztof.wislocki@put.poznan.pl](mailto:krzysztof.wislocki@put.poznan.pl)



Mr. Ireneusz Pielecha, DEng. – doctor at the Faculty of Working Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

*Dr inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

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



Mr. Jakub Czajka, DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

*Dr inż. Jakub Czajka – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jakub.czajka@put.poznan.pl](mailto:jakub.czajka@put.poznan.pl)



Mr. Dmitrij Maslennikov, MEng. – post-graduated student at the Faculty of Working Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Dmitrij Maslennikov – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [dmytro.maslennikov@put.poznan.pl](mailto:dmytro.maslennikov@put.poznan.pl)



Mr. Jacek Kaźmierowski, MEng. – post-graduated student at the Faculty of Working Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Jacek Kaźmierowski – inspektor Urzędu Dozoru Technicznego, doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jacekkazmierowski@udt.gov.pl](mailto:jacekkazmierowski@udt.gov.pl)



Jürgen PFEIL  
Amin VELJI  
Ulrich SPICHER

PTNSS-2010-SS4-402

## High speed photography – possibilities and barriers

*This paper gives an overview of modern high speed photography. The systems that are used at the Institut fuer Kolbenmaschinen (IFKM) in Karlsruhe/Germany are described. Two examples for engine application outline the possibilities and challenges in connection with high speed measurements.*

Key words: optical investigations, high speed photography

### Szybkie filmowanie – możliwości i ograniczenia

*Artykuł zawiera przegląd nowoczesnych metod szybkiego filmowania. Opisano systemy tego rodzaju wykorzystywane w Instytucie Silników Tłokowych (IFKM) w Karlsruhe (Niemcy). Przytoczono dwa przykłady zastosowania szybkiego filmowania w badaniach silników spalinowych, które wykazują możliwości i trudności w zastosowaniu takiej techniki badawczej.*

Słowa kluczowe: badania optyczne, szybkie filmowanie

#### 1. Introduction

Today high speed systems have become a well established tool in research and development of combustion engines. All classical areas of optical investigations (spray, flow and combustion) can be covered with systems with a high temporal resolution. Starting with fundamental investigations on spray propagation in pressure chambers and engines over characterization of flame propagation (chemiluminescence and UV-range with intensified cameras) to analyses of the air flow in the combustion chamber (HS-PIV) there is a wide range of possible applications. Furthermore the detection and description of fast combustion phenomena like irregular combustion and knocking is feasible with high speed imaging techniques even in production type engines.

#### 2. A brief review in history

One of the first investigations at the Institut fuer Kolbenmaschinen (IFKM) that was performed with a high speed

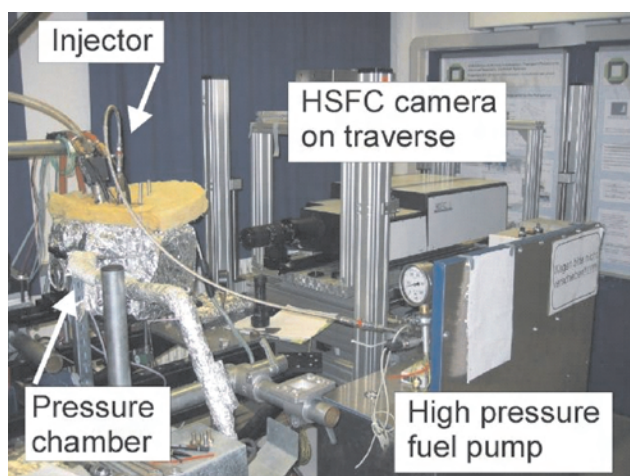


Fig. 1. Experimental set up for the visualization in pressure chamber  
Rys. 1. System badawczy wizualizacji wtrysku paliwa w komorze ciśnieniowej

#### 1. Wprowadzenie

Współczesne systemy szybkiego filmowania stały się uznanym narzędziem w badaniach i rozwoju silników spalinowych. Możliwe jest ich stosowanie w całym tradycyjnym zakresie optycznych badań silnikowych (rozpylana struga, przepływ i spalanie) z zachowaniem dużej rozdzielczości czasowej. Zakres jej możliwych zastosowań jest szeroki, począwszy od podstawowych badań rozprzestrzeniania się wtryskiwanej strugi w komorach ciśnieniowych i w silnikach, poprzez opis rozprzestrzeniania się płomienia (chemiluminescencja i zakres promieniowania ultrafioletowego UV z wykorzystaniem wzmacniaczy obrazu), aż do analizy przepływu powietrza w komorze spalania (HS-PIV). Ponadto możliwe jest wykrycie i opis zjawisk szybkiego spalania, jak np. spalanie nieregularne lub stukowe, nawet w wersjach produkcyjnych silników spalinowych.

#### 2. Krótki przegląd historyczny

Jedno z pierwszych badań przeprowadzonych w Instytucie Silników Tłokowych (IFKM) z wykorzystaniem szybkiego filmowania odbyło się w 2004 r. Wówczas analizowano interakcję pomiędzy strugą wtryskiwanego paliwa a ścianką komory ciśnieniowej. System badawczy pokazano na rys. 1.

Rejestrację obrazów prowadzono z wykorzystaniem urządzenia HSFC Pro camera firmy PCO. Ta kamera fizycznie zbudowana jest z czterech indywidualnych kamer ze wzmacniaczem obrazu pracujących w trybie podziału matrycy CCD (ang.: *Charge-Coupled Device*), lecz posiada tylko jedno wejście optyczne. Czas pomiędzy kolejnymi zdjęciami ograniczony jest do 2  $\mu$ s. Dzięki tej kamerze możliwe było uzyskanie 8 zdjęć w czasie trwania pojedynczego wtrysku paliwa. Rys. 2 pokazuje przebieg oddziaływania strugi na ściankę.

Współcześnie ten typ kamery używany jest rzadko, gdyż ma zbyt duże wymiary, jednak ciągle jeszcze wykazuje pew-

camera was done in 2004. In this study the interaction of fuel sprays with a wall was analyzed in a pressure chamber. Figure 1 shows the experimental set up.

The image detection was done with a HSFC Pro camera from PCO. This camera physically consists out of four individual intensified double frame CCD cameras but has only one optical input. The interframing time is limited to 2  $\mu$ s. With this camera it was possible to obtain 8 images out of one injection. Figure 2 shows results from the interaction process.

Today this type of camera is only used seldom because of its big dimension but it still has its advantages. The high optical resolution of the images in combination with low interframing times is still very attractive.

### 3. High speed systems at IFKM

#### 3.1. High speed photomultiplier camera

For combustion visualization a high speed photomultiplier system is used (Smetec Imaging System). Combustion radiation in UV- and visible wavelength range is collected via an endoscope which consists out of 10,000 optical fibers. The endoscope leads the signals to a photomultiplier camera with 1,920 photomultipliers. The system can be operated with acquisition frequencies up to 200 kHz which for example allows a crank-angle based resolution of 0.1 degree crank angle at an engine speed of 3,000 rpm. With this temporal resolution, up to 100 consecutive cycles can be recorded. Figure 3 shows the visualization system. A detailed technical description of the measurement system and its components can be found in [1].

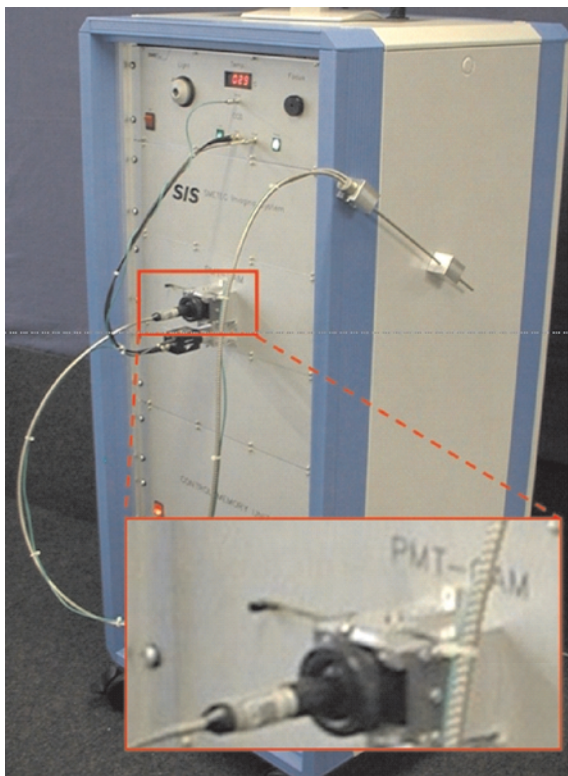


Fig. 3. High speed photomultiplier camera  
Rys. 3. Kamera z szybkim fotopowielaczem

ne zalety. Główną jej zaletą jest duża rozdzielczość optyczna w połączeniu z dużą częstotliwością filmowania.

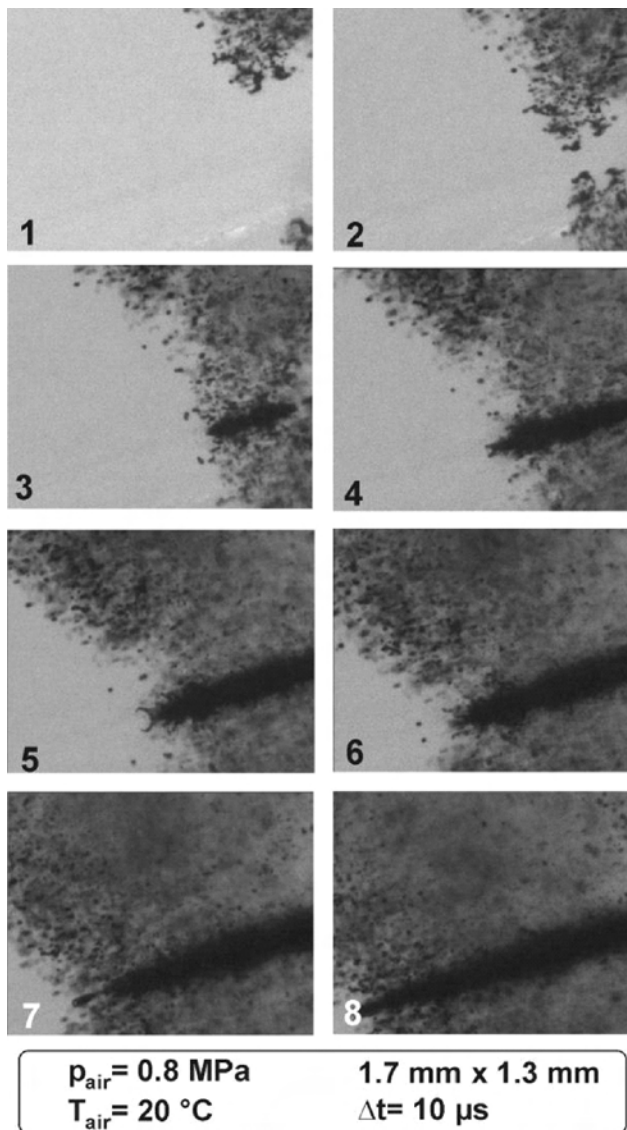


Fig. 2. Sequence of images from one interaction process

Rys. 2. Sekwencja zdjęć z pojedynczego procesu uderzenia strugi paliwa na ściankę cylindra

### 3. Systemy szybkiego filmowania w instytucie silników tłokowych

#### 3.1. Kamera z szybkim fotopowielaczem

Do obserwacji spalania używany jest system fotopowielacza dużej szybkości (Smetec Imaging System). Promieniowanie płomienia w zakresie długości fal widzialnych i w ultrafiolecie jest rejestrowany przez endoskop, który złożony jest z 10 000 włókien szklanych. Endoskop przekazuje sygnały do kamery zawierającej 1920 fotopowielaczy. System może pracować z częstotliwością rejestracji do 200 kHz, która pozwala na uzyskanie kątowej rozdzielczości 0,1° OWK przy prędkości obrotowej silnika 3000 obr/min. Przy tej rozdzielczości czasowej można rejestrować do 100 następujących po sobie cykli roboczych. System ten pokazano na

A simultaneous usage of three individual photomultiplier cameras allows the three-dimensional detection of flame propagation in the combustion chamber. The method is briefly described in [2]. Figure 4 shows an exemplary result for a three-dimensional measurement with photomultiplier cameras.

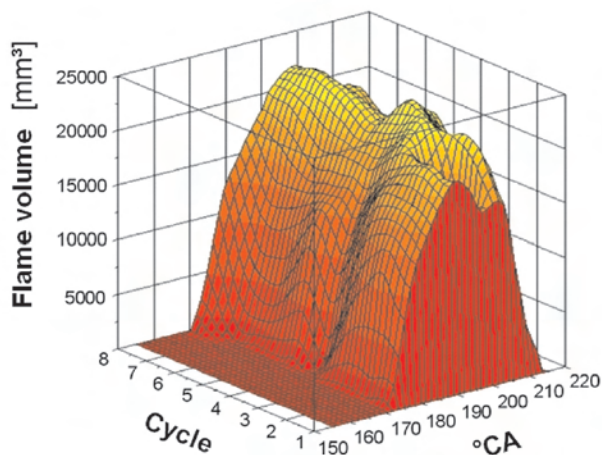


Fig. 4. Development of flame volume over °CA for 8 consecutive engine cycles

Rys. 4: Zmiany objętości płomienia w zależności od kąta OWK dla 8 następujących po sobie cykli roboczych silnika

### 3.2. High speed CMOS camera

The second image based high speed system that is used at IFKM is a CMOS camera HSS6 from LaVision. The camera can be used for investigations in the visible range of wavelength or with an optional intensifier in the UV-range. Due to its handy dimensions, the camera is very flexible in adaptation under test bed conditions. Figure 5 shows the camera in an application at a single cylinder engine for endoscopic detection of spray propagation.

### 4. Example 1. Detection of soot luminescence in a large engine

Strict emission regulations and the need of higher efficiency of future diesel engines require an optimized combustion process. For getting a better understanding of the combustion process optical investigations represent a powerful tool and they are already widely used within the development process of passenger car and truck engines. For medium speed diesel engines however, optical investigations are still not common due to costs of optical test engines and technical practicability.

Within the IP-Hercules  $\beta$  project MAN Diesel SE in cooperation with IFKM realized optical in-situ investigations of the combustion process on an MAN Diesel SE 32/44 CR single cylinder medium speed diesel engine (displacement 35 dm<sup>3</sup>). For the optical investigations a special optical cylinder head was developed with several optical accesses for endoscopes. Endoscopic investigations were chosen because an emphasis was placed on minimum modifications to the combustion chamber. The deflection of spray and combustion due to the optical instrumentation had to be minimized in

rys. 3. Szczegółowy opis techniczny systemu pomiarowego i jego elementów zawiera praca [1].

Jednoczesne stosowanie trzech pojedynczych fotonowielaczy pozwala na trójwymiarowe badanie rozprzestrzeniania się płomienia w komorze spalania. Ta metoda została krótko opisana w pracy [2]. Rys. 4 pokazuje przykładowy wynik pomiarów trójwymiarowych kamerą z fotonowielaczem.

### 3.2. Szybka kamera typu CMOS

Drugim rodzajem systemu szybkiego filmowania używanym w IFKM jest kamera HSS6 typu CMOS (ang. *Complementary Metal Oxide Semiconductor*) firmy LaVision. Kamera może być stosowana w badaniach dla widzialnego zakresu promieniowania a z opcjonalnym wzmacniaczem promieniowania – w zakresie promieniowania ultrafioletowego. Ze względu na swoje poręczne wymiary kamera jest wygodna do przystosowania do warunków badań stanowiskowych. Rys. 5 pokazuje taką kamerę zastosowaną w silniku jednocylindrowym dla endoskopowych badań rozprzestrzeniania się strugi wtryskiwanego paliwa.

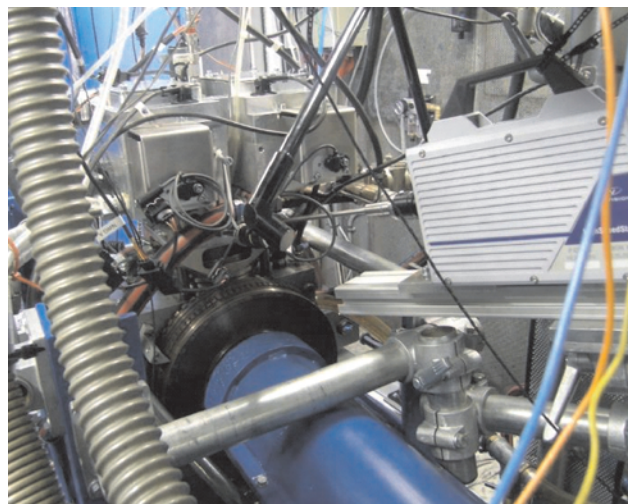


Fig. 5. CMOS camera mounted at the engine

Rys. 5. Kamera typu CMOS zamontowana na silniku

### 4. Przykład 1. badanie emisyjności sadzy w dużym silniku

Spełnienie ostrych przepisów emisyjności i potrzeba zwiększenia sprawności przyszłościowych silników ZS wymagają optymalizacji procesu spalania. Dla lepszego zrozumienia procesu spalania bardzo efektywnie służą badania optyczne, które są już szeroko wykorzystywane w rozwoju silników do samochodów osobowych i ciężarowych. W przypadku średnioobrotowych silników ZS badania takie nie są powszechne ze względu na koszty takiej wielkości silnika optycznego i technicznych możliwości.

W ramach projektu IP-Hercules  $\beta$  silników MAN Diesel SE we współpracy z IFKM zrealizowano badania optyczne procesu spalania w jednocylindrowym silniku średnioobrotowym ZS typu MAN Diesel SE 32/44 CR (pojemność skokowa 35 dm<sup>3</sup>). Dla realizacji badań optycznych zastosowano specjalną głowicę z dostępem optycznym przez kilka endoskopów. Do badań wybrano technikę endoskopową po-

order to obtain results fully representative for the standard engine as well.

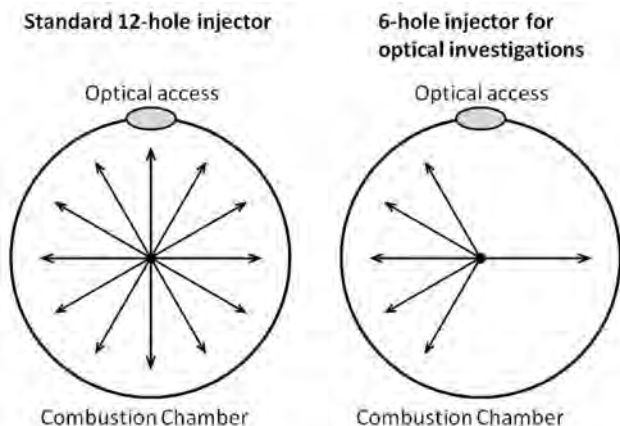


Fig. 6. Standard injector and special injector for optical investigations with reduced amount of nozzle holes

Rys. 6. Wtryskiwacz standardowy i wtryskiwacz specjalny do badań optycznych ze zmniejszoną liczbą otworków w rozpylaczu

The optical investigations aimed on soot luminescence. For that purpose special injectors were designed for separating a single flame plume and spray cone respectively (see Fig. 6). Pressure and temperature conditions at start of injection were adjusted by modified charge air conditions. Different marine fuels were used for the tests. The images of the combustion process were recorded with an endoscope and a high speed camera (HSS6). Endoscope and camera were directly mounted on the engine (see Fig. 7).

Figure 8 shows an example of the flame propagation with Marine Gas Oil (MGO) for full load conditions at top dead center.

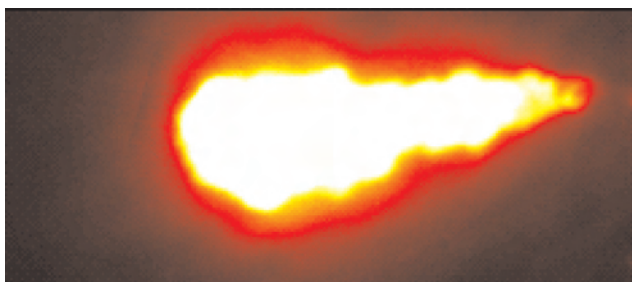


Fig. 8. Example of flame propagation for a full load engine operation point with MGO at top dead center

Rys. 8. Przykład rozprzestrzeniania się płomienia przy pełnym obciążeniu silnika zasilanego paliwem MGO (zdjęcie wykonane w GMP)

For comparing optical images and CFD combustion simulation results, selected engine operating points were simulated with a modified version of the CFD code KIVA3V-Release2 containing additional sub-models developed both at the Engine Research Center of the University of Wisconsin – Madison (ERC) and at MAN Diesel. The purpose of the comparison was to validate the CFD models with in-situ measurements inside the combustion chamber.

nieważ położono nacisk na jak najmniejsze zmiany kształtu komory spalania. Dążono do jak najmniejszego zniekształcenia strugi wtryskiwanego paliwa i przebiegu spalania w celu uzyskania wyników całkowicie reprezentatywnych dla silnika standardowego.

Badania optyczne koncentrują się na promieniowaniu sadzy. Dlatego do celów badawczych skonstruowano specjalne wtryskiwacze pozwalające na odpowiednie rozdzielanie pojedynczego obłoku płomienia i rdzenia strugi paliwa (por. rys. 6). Ciśnienie i temperatura na początku wtrysku paliwa były ustawiane przez zmianę parametrów powietrza dolotowego. W czasie testów stosowano różne paliwa morskie.

Zdjęcia procesu spalania wykonywano kamerą do szybkiego filmowania (HSS6) przez endoskop. Zarówno kamera, jak i endoskop były zamontowane bezpośrednio na silniku (rys. 7).

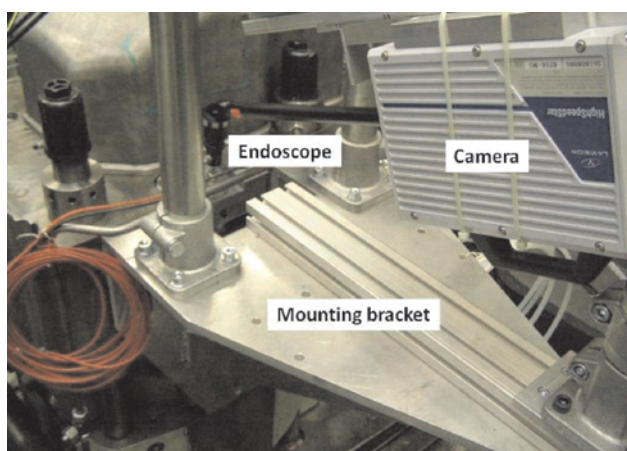


Fig. 7. Endoscope and camera mounting on test engine

Rys. 7. Kamera i endoskop zamontowane na silniku

Na rysunku 8 pokazano przykład rozprzestrzeniania się płomienia dla paliwa MGO (*Marine Gas Oil*) w GMP dla pełnego obciążenia silnika.

Dla porównania wyników badań optycznych z wynikami symulacji typu CFD wykonano obliczenia dla wybranych punktów pracy silnika z wykorzystaniem zmodyfikowanej wersji programu CFD typu KIVA3V-Release2 zawierającego dodatkowe podmodele opracowane w Centrum Badań Silnikowych na Uniwersytecie Wisconsin Madison (ERC) oraz w ośrodku MAN Diesel. Celem tego porównania było skalibrowanie modeli CFD na podstawie rzeczywistych pomiarów wewnątrz komory spalania.

Pierwsze wyniki pokazują, że badania endoskopowe procesu spalania bezpośrednio w komorze spalania mogą dostarczyć odpowiednich danych do walidacji symulacyjnych modeli spalania typu CFD. Użyte modele CFD umożliwiają dla średnioobrotowych silników spalinowych ZS przewidywanie standardowych wyników pomiarów (średnich w cylindrze, przyp. tłumacza), jak np. ciśnienia w cylindrze, szybkości wywiązywania ciepła i emisji  $\text{NO}_x$ , bez wcześniejszej kalibracji parametrów modelu. Porównanie wyników przestrzennych pokazuje, że modele typu CFD umożliwiają wyznaczenie ważnych trendów, jednak nie są

First results show that endoscopic in-situ investigations of the combustion process can give feasible data for validating CFD combustion simulation models. The used CFD-models are capable of predicting standard measurement data of medium speed diesel engines like cylinder pressure, heat release rate or  $\text{NO}_x$  emissions without adjustment of model parameters. The comparisons of spatially resolved data show that the used CFD models are capable of predicting important trends, but that they are not yet accurate enough for getting exact agreement with the optical images (see Figure 9). Nevertheless, the observed deviations between spatially resolved details represent valuable information about how to further optimize the CFD models with a focus on medium speed diesel engines. Detailed information about the optical measurements and the simulation activities can be found in [3].

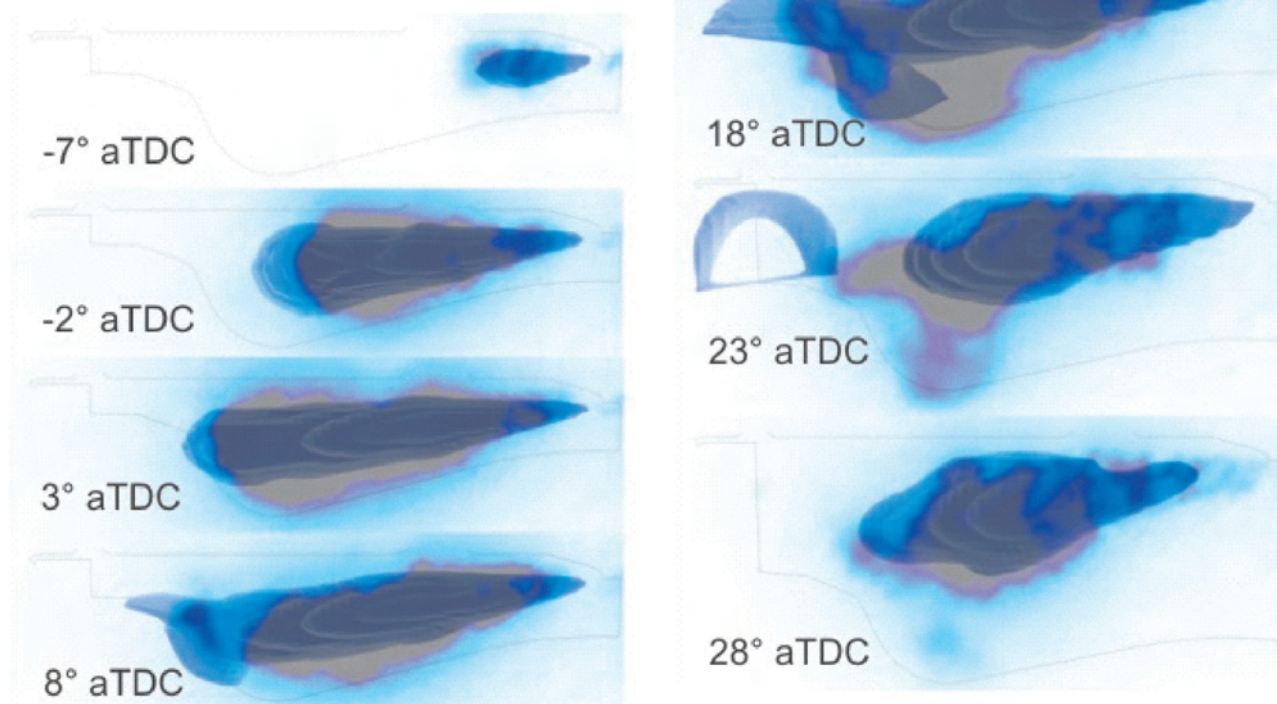


Fig. 9. Overlapped comparison of measurement (black surface) and simulated iso-surface for luminosity (blue surface) for a “simulated” full load engine operation point with MGO

Rys. 9. Porównawcze nałożenie wyników pomiarów (czarna powierzchnia) i symulacji (izo-powierzchnie) promieniowania dla „symulowanego” pełnego obciążenia silnika zasilanego paliwem MGO

## 5. Example 2. Ignition in a small two stroke engine

Basically small two-stroke SI engines make high demands on the measurement equipment. The available volume to adapt components is extremely limited because of the engine size. Engine speeds up to 15,000 rpm require high sampling rates and short response times of the measurement techniques to reach a sufficient resolution. In the following, exemplary results of measurements in small two-stroke engines are presented. More details and the application of additional measurement techniques can be found in [4] and [5].

wystarczająco dokładne dla dużej zgodności z obserwacjami optycznymi (rys. 9).

Jednakże stwierdzone rozbieżności pomiędzy wynikami przestrzennymi dostarczają przydatnych informacji dotyczących wymagań dalszej optymalizacji modeli CFD odnoszących się do średnioobrotowych silników ZS. Szczegółowa informacja dotycząca badań optycznych i symulacyjnych zawarta jest w pracy [3].

## 5. Przykład 2. zapłon w małym silniku dwusuwowym

Zasadniczo małe dwusuwowe silniki ZI stawiają duże wymagania odnośnie wyposażenia pomiarowego. Ze względu na małe wymiary silnika dostępne miejsce dla zastosowania elementów pomiarowych jest ekstremalnie małe. Prędkości obrotowe silników do 15 000 obr/min wymagają dużych szybkości próbkowania oraz krótkiego czasu reakcji urządzeń pomiarowych dla osiągnięcia wystarczająco dużej rozdzielczości. Dalej przedstawiono przykładowe wyniki pomiarów wykonanych w małym silniku dwusuwowym. Więcej szczegółów oraz informacji dotyczących techniki pomiarowej zawierają prace [4] i [5].

Investigations of ignition process and flame propagation have been performed using the high speed photomultiplier cameras described above. As mentioned before, with these systems combustion light signals are detected via fiberoptic endoscopes and the maximum sampling rate is 200 kHz. In the application described below two of these systems were used. Figure 10 shows the adaption of the endoscopes via cover at the combustion chamber and the complete engine in the test-stand rack. Figure 11 shows the fields of view for both endoscopes.

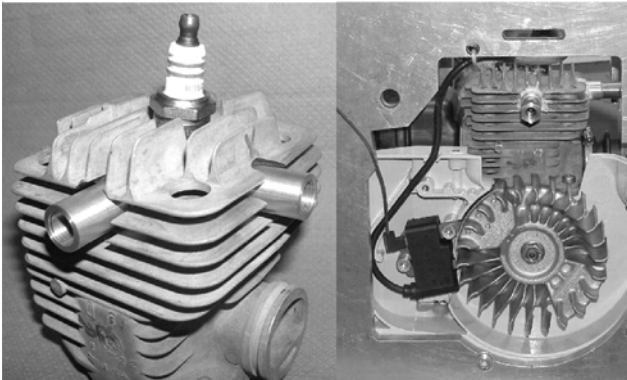


Fig. 10. Adaption of the endoscope mountings  
Rys. 10. Sposób umieszczenia endoskopów

Endoscope 1 is adapted on the fan side parallel to the crankshaft. The line of vision of Endoscope 2 is oriented in direction of the exhaust, perpendicular to that from the intake. From both observation windows the spark plug can be seen.

The following exemplary measurements have been recorded at full load and a speed of 9,500 rpm. Figure 12 shows the images for 27 ° and 11 °CA before TDC. For better understanding, the position of the spark plug is drawn schematically. At 27 °CA before TDC the ignition spark in both endoscopes can be seen. The center of the ignition plasma is in each case marked by a crosshairs. At 11 °CA before TDC the actual combustion began. The center of combustion moved towards the exhaust in Endoscope 1. It can be seen that the scavenging guide resulting from the counter-flow scavenging, is still conserved up to this time.

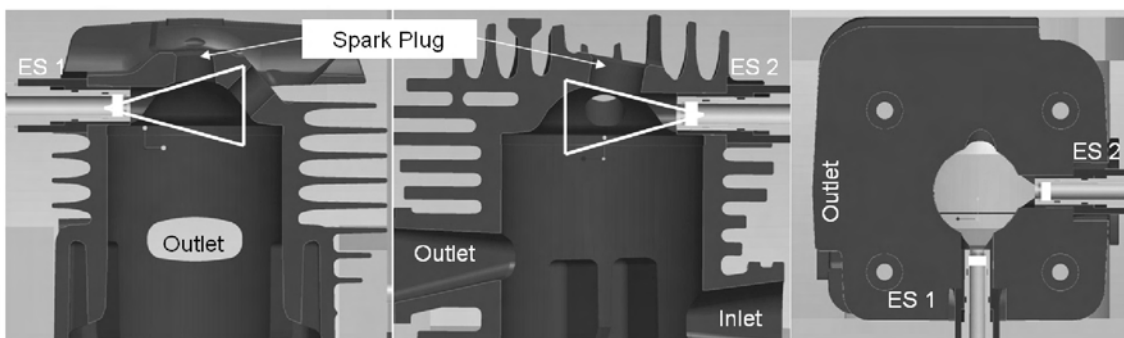


Fig. 11. Observation windows for endoscope 1 and 2 (ES 1, ES 2)  
Rys. 11. Okna obserwacyjne endoskopów 1 i 2 (ES 1, ES 2)

Badania zapłonu i rozprzestrzeniania się płomienia były przeprowadzone przy użyciu szybkich kamer fotopowielaczowych opisanych powyżej. Jak wcześniej wspomniano, ten system umożliwia rejestrację promieniowania świetlnego płomienia poprzez endoskopy z włóknem szklanym, z maksymalną częstotliwością próbkowania 200 kHz. W przypadku opisanym poniżej zastosowano dwa takie systemy. Na rys. 10 pokazano sposób umieszczenia endoskopu przez płaszcz komory spalania i kompletny silnik na stanowisku badawczym. Rys. 11 pokazuje obszary obserwacji przez oba endoskopy.

Endoskop 1 jest montowany po stronie wentylatora równoległe do wału korbowego. Oś obserwacji endoskopu 2 jest zorientowana w kierunku wylotu spalin, prostopadle do osi dolotu. Świeca zapłonowa jest widoczna z obu okien obserwacyjnych.

Przykładowe pomiary przeprowadzono na pełnym obciążeniu silnika przy prędkości obrotowej 9500 obr/min. Na rys. 12 pokazano zdjęcia dla 27° i 11°OWK przed GMP. Dla lepszego zrozumienia, schematycznie zaznaczono położenie świecy zapłonowej.

Przy kącie 27 °OWK przed GMP iskrę zapłonową można zaobserwować przez oba endoskopy. Jądro plazmy zapłonowej na każdym zdjęciu zostało zaznaczone przeciętymi osiami. Przy kącie 11°OWK przed GMP rozpoczyna się rzeczywiste spalanie. Centrum płomienia przemieszcza się w kierunku wylotu wg endoskopu 1. Można zaobserwować, że kierunek przepłukania wynikający z przepłukania zwrotnego utrzymuje się do tego czasu. W oknie obserwacyjnym drugiego endoskopu widać wyraźne przemieszczenie tego centrum.

Inna metoda analizy jest pokazana na rys. 13. Pomiary te przeprowadzono przy obciążeniu częściowym i prędkości obrotowej 7000 obr/min. Zdjęcia po lewej stronie pokazują sytuację dla kąta 3 °OWK przed zapłonem, natomiast zdjęcia po prawej stronie pokazują chwilę zapłonu. Można łatwo zauważyć, że płomień powstaje przed zapłonem. Ten samozapłon powstaje na gorącym fragmencie komory spalania pomiędzy elektrodą a wylotem spalin. To zjawisko nie może być wykryte przez pomiar ciśnienia w cylindrze, ponieważ chwila samozapłonu następuje bardzo krótko przed zapłonem rzeczywistym. Powodem samozapłonu jest prawdopodobnie bardzo duży udział spalin resztkowych. Taka mieszanka

jest łatwo zapalna, jeżeli jest poddana działaniu wysokiej temperatury i dużego ciśnienia, co powoduje powstanie takiego zjawiska.

Dodatkowe zasto-

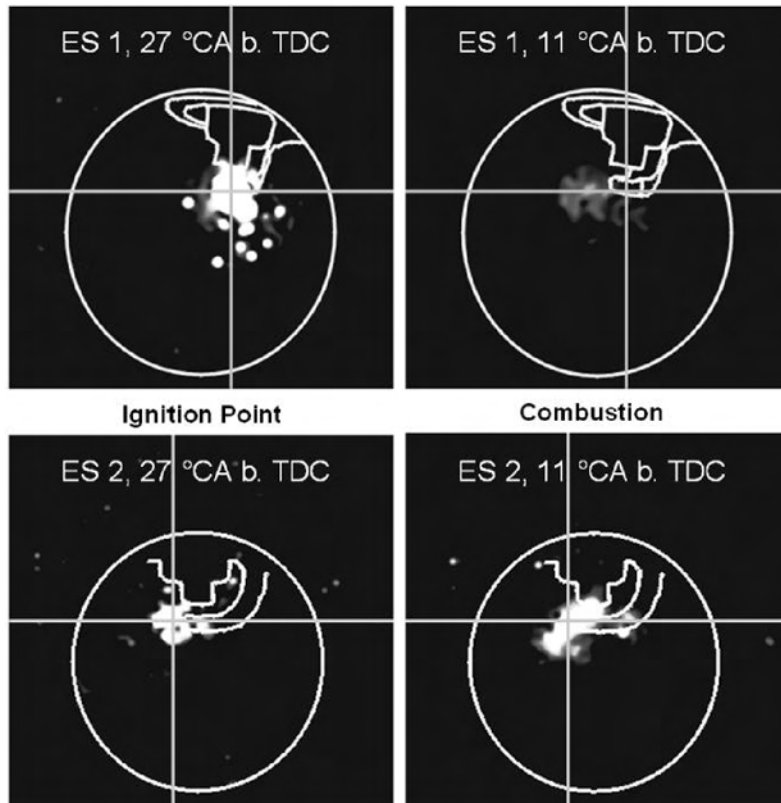


Fig. 12. Full load, speed 9500 rpm

Rys. 12. Pełna moc, prędkość obrotowa 9500 obr/min

In the observation window of Endoscope 2 the center has hardly moved.

Another method of analysis is shown in Figure 13. These measurements have been performed at part load and an engine speed of 7000 rpm. The images on the left side show the point 3 °CA before ignition, while the pictures on the right side show the point of ignition. It is clear to see that the flame develops before ignition. This auto ignition begins in the hottest spot of the combustion chamber between drive shaft and exhaust. This couldn't be detected by pressure indication, since the point of self ignition is very close to the point of actual ignition. The reason for self ignition is probably the very high rate of residual gas. This mixture is highly inflammable when exposed to high temperature or pressure and therefore causes this phenomenon.

With the aid of this measuring technique it was possible to visualize ignition plasma and combustion. The combustion proceeds with high speed analogical to the scavenging in direction of the exhaust. Furthermore, it was possible to detect auto ignition and to locate the onset of auto ignition. During these measurements it was noticed that with an engine speed of 10,000 rpm, the system reached its resolution limit.

sowanie tych technik pomiarowych umożliwiło wizualizację plazmy zapłonowej i spalania. Spalanie rozwija się z dużą szybkością, analogicznie do przepłukania, w kierunku okna wylotowego. Ponadto umożliwiło stwierdzenie wystąpienia samozapłonu i określenie chwili jego powstania. Podczas tych pomiarów stwierdzono, że przy prędkości obrotowej 10000 obr/min system osiąga granicę swojej rozdzielczości czasowej.

## 6. Wyzwania przy szybkim filmowaniu

Niezależnie od wielu zalet i możliwości, które oferują techniki szybkiego filmowania w zastosowaniach silnikowych, istnieje jeszcze wiele problemów, z którymi użytkownik musi się zmierzyć. Te ograniczenia można usystematyzować na zagadnienia techniczne i czynniki ludzkie.

Największą trudnością techniczną jest uzyskanie w badanej przestrzeni ilości światła wystarczającej dla zapewnienia dobrych sygnałów rozpraszania światła (np. rozprzestrzenianie się strugi paliwa). To dotyczy w szczególności zastosowań z wykorzystaniem oświetlenia endoskopowego i staje się tym trudniejsze im większy jest silnik lub przestrzeń pomiarowa. Innym problemem jest niewystarczająca prędkość filmowania systemów rejestracyjnych w niektórych szczególnych zastosowaniach.

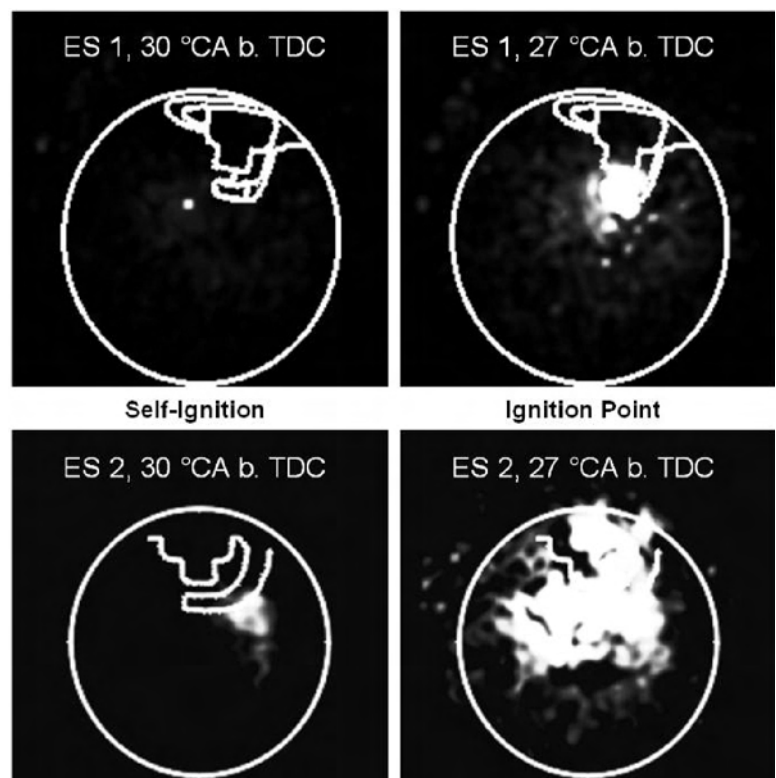


Fig. 13. Part load, speed 7000 rpm

Rys. 13. Obciążenie częściowe, prędkość obrotowa 7000 obr/min

## 6. Challenges in high speed imaging

Besides the numerous advantages and possibilities high speed techniques can offer in engine applications, there are still some challenges the user has to deal with. These barriers can be classified in technical issues and human factors.

On the technical side the biggest difficulty is to get a sufficient amount of light into the measurement volume to ensure good signals of scattered light (e.g. spray propagation). This concerns particularly applications using endoscopic illumination and gets harder all the more the bigger the engines or volumes are. Another point is that the frame rates of high speed systems are sometimes not high enough for the specific application. This is especially the case for the detection of fast processes (e.g. engine knocking) and for applications in high revolution engines (e.g. small two-stroke engines).

On the user side there is a latent danger of producing too much data and losing track of the main intention of the investigations. Even if the experiment is well planned the amount of data and images is very high. Therefore automated post-processing and data analysis tools are indispensable. This is especially difficult for unexperienced users. A consolidated view of all these factors indicates that high speed imaging is a very powerful tool but still far away from being a plug and play technique for investigating internal combustion engines.

Występuje to wyraźnie w przypadku rejestracji bardzo szybkich procesów (np. spalania stukowego) i w zastosowaniu do silników szybkoobrotowych (np. małych silników dwusuwowych).

Pod względem czynników ludzkich występuje ukryte niebezpieczeństwo generowania zbyt wielu danych pomiarowych i zagubienia w tym głównego kierunku i intencji badań.

Nawet jeżeli eksperyment jest właściwie zaplanowany, ilość danych i zdjęć jest bardzo duża. Dlatego niezbędne są narzędzia do zautomatyzowanej obróbki danych pomiarowych i analizy wyników. Jest to szczególnie trudne dla niedoświadczonych użytkowników. Całościowe spojrzenie na te uwarunkowania wskazuje, że szybkie filmowanie jest wprawdzie efektywnym narzędziem badawczym, jednak ciągle jest dalekie od techniki typu plug-and-play do badań silników spalinowych.

## Nomenclature/skróty i oznaczenia

HS-PIV – High-Speed Particle Imaging Velocimetry/*szybka fotografia wektorowego pola prędkości*

CFD – Computed Fluid Dynamics/*numeryczna mechanika płynów*

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

## Bibliography/Bibliografia

- Sauter W., Nauwerck A., Han K.M., Pfeil J., Velji A., Spicher U.: High-Speed Visualisation of Combustion in Modern Gasoline Engines; Second Int. Conf. on Optical and Laser Diagnostics 2005; London, UK.
- Han K.M., Velji A., Spicher U.: Characterization of spatial Flame Propagation in a DISI Engine by combined Use of Fiber-Optical Visualization Systems and 3D Reconstruction Techniques; 7th Int. Symposium on Internal Combustion Diagnostics 2006, Baden Baden, Germany.
- Waldenmaier U., Wagner U., et al.: Optical and Numerical Investigation of the Combustion Process in a Single Cylinder Medium Speed Diesel Engine; 26th CIMAC Congress 2010. Bergen, Norway.
- Gegg T., Kölmel A., Beck K., Spicher U.: Combustion Analysis on Small Two-Stroke SI-Engines for Handheld Power Tools; SAE 2010-32-0062, SAE SETC Conference 2010. Linz, Austria.
- Gegg T., Kölmel A., Beck K., Spicher U.: Combustion Analysis on Small Two-Stroke SI-Engines for Handheld Power Tools; 9th Int. Symposium on Internal Combustion Diagnostics 2010, Baden Baden, Germany.

Prof. Ulrich Spicher, DSc., DEng. – Professor in Karlsruhe Institute of Technology (KIT), Head of Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Germany.

*Prof. dr inż. Ulrich Spicher – profesor w Karlsruhe Institute of Technology (KIT), dyrektor Instytutu Silników Tłokowych (IFKM) Uniwersytetu Technicznego w Karlsruhe.*

e-mail: [ulrich.spicher@kit.edu](mailto:ulrich.spicher@kit.edu)



Mr. Jürgen Pfeil, MEng. – Group Leader Optical Measurement Techniques at MOT and Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), MOT GmbH Karlsruhe, Germany,

*Inż. Jürgen Pfeil – pracownik MOT GmbH w Karlsruhe (Niemcy), kierownik Grupy Technik Pomiarów Optycznych w MOT i w Instytucie Silników Tłokowych (IFKM) Uniwersytetu Technicznego w Karlsruhe.*

e-mail: [juergen.pfeil@motweb.de](mailto:juergen.pfeil@motweb.de)



Mr. Amin Velji, DEng. – Karlsruhe Institute of Technology (KIT), Managing Director of Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Germany.

*Dr inż. Amin Velji – pracownik Karlsruhe Institute of Technology, KIT (Niemcy), dyrektor zarządzający w Instytucie Silników Tłokowych (IFKM) Uniwersytetu Technicznego w Karlsruhe.*

e-mail: [amin.velji@kit.edu](mailto:amin.velji@kit.edu)



Alois HIRSCH  
Paul KAPUS  
Harald PHILIPP  
Ernst WINKLHOFER

PTNSS-2010-SS4-403

## Irregular ignition events in TC GDI engines: phenomenology, analysis and engine development

*Gasoline engine development has to respond to requirements for fuel efficient and clean combustion. In meeting such targets, the automotive industry has responded with the introduction and continuous improvement of turbocharged gasoline direct injection (TC GDI) combustion systems. Specific challenges to such engines include irregular ignition and combustion events which are rarely met in conventional engines. The paper describes ignition phenomena and mechanisms relevant for the development of such TC GDI engines. Focus then is given to combustion measurement techniques applied for the identification of these spontaneous and riskfull combustion events. As analysis of such ignition events must be done in real, high load multicylinder engine operation, suitable sensors together with measurement and analysis procedures are described. The paper concludes with analysis examples derived from various engine testing situations.*

Key words: ignition, knock, mega-knock, hot spots, deposits, combustion measurement

### Nieregularny zapłon w silnikach turbodoładowanych z bezpośrednim wtryskiem benzyny: opis zjawiska, analiza i przeciwdziałanie

*Rozwój silników benzynowych musi podążać za zmieniającymi się wymaganiami dotyczącymi efektywności i czystości spalania. Aby sprostać tym wymaganiom przemysł samochodowy wprowadza ciągle zmiany i ulepszenia procesów spalania w silnikach benzynowych z wtryskiem bezpośrednim i z turbodoładowaniem. Szczególnym wyzwaniem w konstruowaniu tych silników są zjawiska nieregularnego zapłonu i spalania stukowego rzadko występujące w silnikach konwencjonalnych. Ten artykuł opisuje zjawiska towarzyszące zapłonowi oraz inne mechanizmy istotne z punktu widzenia rozwoju tych silników. Dużo uwagi poświęcono technikom pomiaru spalania stosowanym do opisu przypadków niebezpiecznych ze względu na ryzyko niekontrolowanego spalania stukowego. Analiza takich przypadków nieprawidłowego zapłonu musi być dokonana podczas rzeczywistej pracy wielocylindrowego silnika przy dużych obciążeniach. W artykule opisano odpowiednie do tego celu czujniki wraz z metodami pomiaru i analizy danych. W części końcowej artykułu przedstawiono analizę przykładów zaczerpniętych z różnych badań silnikowych.*

Słowa kluczowe: zapłon, spalanie stukowe, spalanie detonacyjne, punkty krytycznej temperatury, reszta spalin, pomiary spalania

### 1. Introduction

Downsizing, downspeeding, turbocharging and direct injection are ever more important technologies and development directions for SI engines with fuel efficient and clean combustion features and attractive torque and power characteristics [1]. Design trends aim at small displacement engines operating under high boost pressure at BMEP levels which are two or even three times above NA engine's. As such power density rise is attractive for handling the vehicle, the simultaneous rise in heat production calls for adequate measures to handle all heat related issues. Irregular ignition with subsequent "mega-knock" pressure oscillations and noise or even engine damage events is a particular topic which needs specific attention in combustion system development.

In order to understand and prevent mechanisms leading up to irregular self ignition, the paper describes some basics relevant to ignition and flame propagation in SI engines. Potential self ignition mechanisms are described together with consequent measures to reduce individual risks for such events to appear. This sets the task to select and apply measurement techniques in engine combustion analysis in

### 1. Wprowadzenie

Metody stosowane w celu zmniejszenia objętości skokowej i maksymalnych prędkości obrotowych, a także technologie doładowania i wtrysku bezpośredniego, wytyczają główne kierunki rozwoju silników o zapłonie iskrowym z uwzględnieniem małego zużycia paliwa oraz czystego spalania przy optymalnym momencie obrotowym i mocy użytecznej [1]. W rozwoju konstrukcji silników dąży się do uzyskania małej pojemności skokowej przy dużym ciśnieniu doładowania na takim poziomie średniego ciśnienia użytecznego, który dwu- do trzykrotnie przewyższa silniki nie doładowane. Chociaż wzrost mocy użytecznej silnika jest atrakcyjny z punktu widzenia kierowania pojazdem, to jednoczesny wzrost temperatury wymaga zastosowania odpowiednich środków do rozwiązania problemów związanych z wywiązywaniem się ciepła. Przypadki nieregularnego zapłonu, po którym ciśnienie wzrasta do poziomu jakie pojawia się podczas spalania stukowego, hałas albo nawet przypadki uszkodzenia silnika są konkretnymi problemami wymagającymi szczególnej uwagi w rozwoju systemu spalania.

order to identify adequate measures for practical engine development.

## 2. Irregular combustion – the risks for engine operation

Irregular combustion is a terminology to describe combustion events in SI engines as a result of self ignition of in-cylinder charge, whereas regular combustion is the consumption of the charge via turbulent flame propagation following ignition controlled by the spark discharge. The schematic in Fig. 1 adopted from Heywood [2] is well suited to classify ignition and combustion phenomena related to regular and irregular ignition and combustion events.

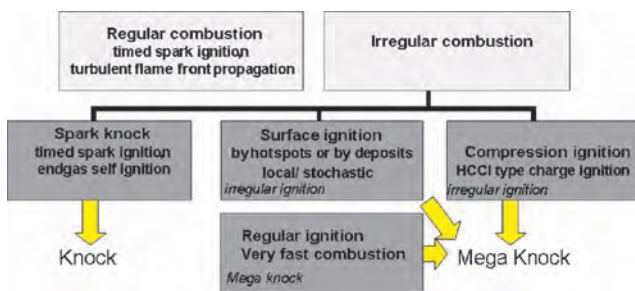


Fig. 1. Regular and Irregular combustion with knock and mega knock. Schematic as per Heywood [2]

Rys. 1. Zjawiska zapłonu i spalania w aspekcie ich regularności i nieregularności, wg Heywooda [2]

Irregular combustion has become an important topic, as engines with direct injection, turbocharging and high torque at low speed operation are especially suffering from uncontrolled ignition at high load conditions. The pressure traces in fig. 2 give a comparison of such irregular ignition and mega knock combustion as opposed to the low amplitude “ringing” under regular ignition and borderline knock operation.

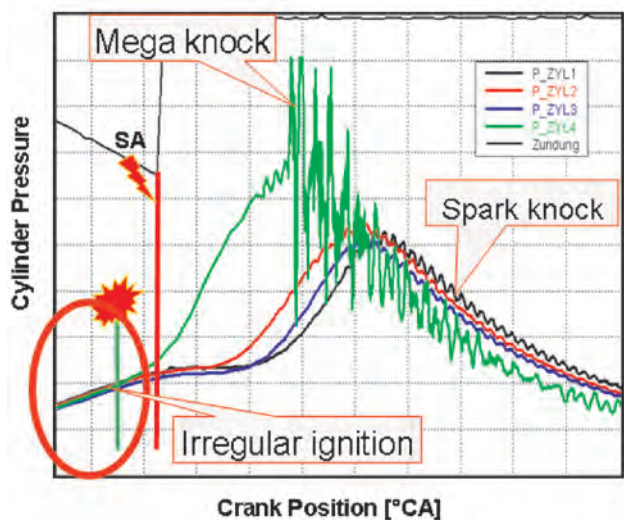


Fig. 2. 4-cylinder engine at knock limit with irregular ignition and mega knock in cylinder 4

Rys. 2. Silnik 4-cylindrowy z nieregularnym zapłonem i spalaniem detonacyjnym w 4 cylindrze

Aby zrozumieć i zapobiegać mechanizmom prowadzącym do nieregularnego samozapłonu, w artykule opisano najistotniejsze aspekty procesu zapłonu i rozchodzenia się płomienia w silnikach o zapłonie iskrowym. Potencjalne mechanizmy samozapłonu opisano wraz z metodami, jakie w konsekwencji są stosowane w celu zmniejszenia ryzyka pojawienia się tych anomalii. Wywołuje to potrzebę wybrania i zastosowania technik pomiarów do analizy spalania w celu określenia właściwych pomiarów w aspekcie praktycznego rozwoju silników spalinowych.

## 2. Nieregularne spalanie – zagrożenia dla pracy silnika

Zjawisko nieregularnego spalania obejmuje przypadki spalania na skutek samozapłonu dawki paliwa w cylindrach silników o zapłonie iskrowym, natomiast spalanie regularne jest spalaniem dawki paliwa w wyniku turbulentnego rozchodzenia się płomienia na skutek zapłonu wywołanego wyładowaniem iskrowym. Diagram na rys.1 zapożyczony z pracy Heywooda [2] doskonale klasyfikuje zjawiska zapłonu i spalania w aspekcie ich regularności i nieregularności.

Nieregularne spalanie stało się ważnym zagadnieniem, gdyż silniki z wtryskiem bezpośrednim, turbodoładowaniem i dużym momentem obrotowym przy małych prędkościach obrotowych szczególnie są narażone na niekontrolowany samozapłon w warunkach dużych obciążeń silnika. Przebieg ciśnienia na rys. 2 przedstawia nieregularny zapłon, spalanie stukowe i spalanie detonacyjne w porównaniu do małej amplitudy ‘dzwonienia’ przy regularnym zapłonie i pracy silnika na granicy spalania stukowego.

Rezultatem dużych amplitud ciśnienia spalania jest zauważalny hałas. Pojedynczy skok ciśnienia może także przyczynić się do mechanicznego uszkodzenia tłoka. W sytuacji pojawienia się sekwencji wielu cykli spalania stukowego i następującego po nim spalania detonacyjnego, poszczególne części silnika mogą doznać cieplno-mechanicznych uszkodzeń. Przykłady pokazano na rys. 3.

Uniknięcie tak niekorzystnych zjawisk spalania polega przede wszystkim na unikaniu warunków, w jakich pojawia się nieregularne spalanie. Aby sprostać temu zadaniu, w artykule przedstawiono mechanizmy zapłonu i procedury diagnostyczne stosowane podczas pracy silnika w normalnych i wysokich obciążeniach.

## 3. Nieregularne spalanie – mechanizmy zapłonu

Zapłon zachodzi dzięki dostarczeniu odpowiedniej energii aktywacji do reagentów i utrzymaniu w równowadze reakcji egzotermicznych i strat ciepła, co w prosty i praktyczny sposób opisali Arrhenius and Livengood – Wu [2], a przedstawiono na rys. 4.

Mechanizmy zapłonu:

- Punkty o temperaturze krytycznej: energia aktywacji jest dostarczona do gazu przez strumień ciepła pochodzący z gorącej powierzchni. Gaz zapala się w sytuacji odpowiedniej podaży ciepła i wystarczającego czasu do wzbudzenia samopodtrzymującej się reakcji. Potencjalnym źródłem ciepła są świece zapłonowe, zawory wylotowe i części powierzchni tłoka. Małe prędkości obrotowe silnika

The result of such high combustion pressure amplitudes is a remarkable noise event. Singular, high pressure peaks can also give rise to mechanical piston destruction. In case of multicycle knock and mega knock sequences, components can even suffer from thermomechanical destruction. Examples are given in Fig. 3.

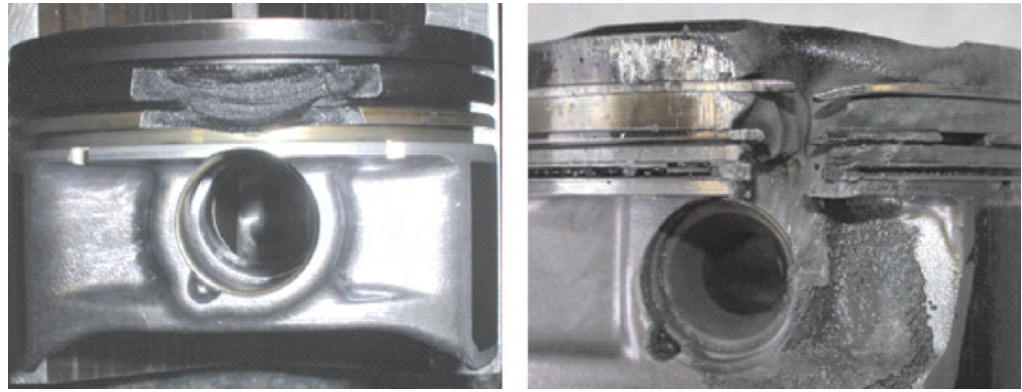


Fig. 3. Mechanical and thermal piston damage at irregular combustion

Rys. 3. Mechaniczne i ciepłe uszkodzenia tłoka przy nieregularnym spalaniu

Avoiding such risk-full combustion events is first of all a matter of avoiding irregular ignition conditions. In order to address this task, ignition mechanisms and diagnostic procedures applicable to engine operation under normal and high load operation are discussed.

### 3. Irregular combustion – ignition mechanisms

Ignition is accomplished by providing activation energy to the reactants and by maintaining an environment balancing exothermal reactions against heat losses. This is in a simple, yet practical way described by the Arrhenius and Livengood – Wu relations [2] given Fig. 4.

Ignition mechanisms:

- Hot spots: Activation energy is provided by heat flux from a hot surface into the gas. The gas will ignite in case of sufficient heat input and sufficient time to establish a self sustaining reaction. Potential heat sources are the spark plug, exhaust valves and piston surface parts. Low engine speed raises the risk of self ignition occurring before the regular flame can consume the overheated reactants.
- Knock: gas dynamics under knocking conditions enhances heat flux from burned gas into combustion chamber surfaces. Subsequent knocking cycles, hence, create hot spots. Knocking combustion transits into mega knock combustion events.
- Residual gas, compression and low engine speed: at high load, such combination raises the risk for HCCI type self ignition.
- Oil vapor ignition: lube oil vapor acts as ignition source.
- Deposits chemistry: thermochemical ignition source.
- Flaking deposits: glowing deposits survive exhaust stroke and ignite fresh charge.

As root causes for irregular ignition are as diverse as hot spots or flaking deposits, measures to reduce irregular combustion first of all need identification of the actual mechanism dominant in any specific operating mode.

### 4. Identify irregular ignition mechanisms

In engine testing, mega knock events are either a response to specific operating conditions, such as driving the engine into overload, or it appears spontaneously and again disappears without apparent reasons as to what might have provoked such stochastic events. Peak cylinder pressure sequences for both cases are shown in Fig. 5.

zwiększając ryzyko pojawienia się samozapłonu zanim regularny płomień zużyje przegrzane reagenty.

- Spalanie stukowe: dynamika gazu w warunkach spalania stukowego intensyfikuje przepływ strumienia ciepła ze spalonego gazu na powierzchnię komory spalania. Następujące cykle spalania stukowego wywołują tym samym punkty krytycznej temperatury, w wyniku czego spalanie stukowe przekształca się w spalanie łańcuchowe detonacyjne.
- Reszkowe gazy, sprężanie i małe prędkości obrotowe silnika: przy dużych obciążeniach kombinacja tych czynników podwyższa ryzyko samozapłonu typu HCCI.
- Zapłon oparów olejów: opary oleju smarującego działają jak źródła zapłonu.
- Właściwości chemiczne produktów niepełnego spalania paliwa: ciepło-chemiczne źródło zapłonu.
- Obecność produktów niepełnego spalania paliwa: nadal żarzące się po fazie wydechu pozostałości spalania doprowadzają do zapłonu nowej dawki paliwa.

Z uwagi na to, iż przyczyny nieregularnego spalania mogą być tak odmienne jak punkty krytycznej temperatury czy obecność produktów niepełnego spalania paliwa, metody zapobiegania nieregularnemu spalaniu sprowadzają się przede wszystkim do zdeterminowania dominującego mechanizmu w danych warunkach pracy silnika.

$$\tau = A \cdot p^{-n} \cdot e^{\frac{B}{T}}$$

$$\int_{t_{IVC}}^{t_{IVC}+t_{SOC}} \frac{1}{\tau(s)} ds = 1$$

Parameters of influence on igniting a mixture:  
 A, B, n: chemical features  
 p, T: engine operation: boost, load  
 $t_{SOC}$ : time to establish thermochemical chain reaction  
 $t_{IVC}$ : intake valve closure time  
 $\tau$ : ignition delay time

Fig. 4. Ignition delay and “activation” integral describe mechanisms leading up to self ignition

Rys. 4. Opóźnienie zapłonu i całka ‘aktywacyjna’ opisują mechanizmy prowadzące do samozapłonu

### 4. Identyfikowanie mechanizmów nieregularnego zapłonu

W badaniach silnikowych przypadki spalania detonacyjnego są albo konsekwencją specyficznych warunków pracy

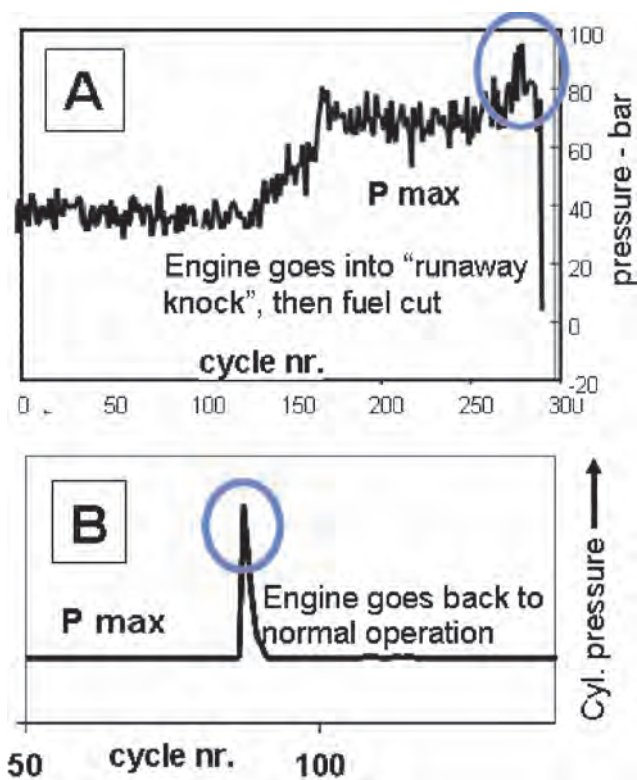


Fig. 5. Mega knock event sequences: A) as a result of engine overload operation, B) in a spontaneous, stochastic event

Rys. 5. Kolejność faz spalania detonacyjnego: A) w wyniku przeciążeń podczas pracy silnika, B) w wyniku spontanicznego i przypadkowego zjawiska

Analysis of such events includes the recording of cycle sequences leading up to mega knock. On top of this, it needs identification of in-cylinder areas where self ignition occurs. With statistics about the mode of occurrence and location of self ignition areas for a significant number of such events, the cycle sequence and ignition spot analysis then yields the basis for engine variants testing.

Such analysis tasks define quite challenging measurement procedures:

- Signal recorders must continuously monitor relevant combustion signals.
- Occurrence of a mega knock event must be identified in real time to yield a “trigger on event” signal.
- With this trigger on event, data recorders must store combustion signals into memory.
- And they must do so for a number of cycles before as well as after any mega knock event.

### 5. Signal recording for mega knock analysis

Any identification of an irregular combustion or mega knock event is based on a cylinder pressure signal. With real time analysis codes, the pressure signal provides an event trigger to control recording procedures for the cycles of interest.

Identification of self ignition locations is accomplished with multichannel fiber optic sensors. Such sensors enable continuous recording of in-cylinder brightness signals for any

silnika, takich jak doprowadzenie silnika do przeciążeń, albo pojawiają się spontanicznie i zanikają bez wyraźnej przyczyny wskazującej na to, co mogłoby wzbudzić takie przypadkowe działanie silnika. Sekwencje maksymalnego ciśnienia w cylindrze przedstawiono dla obu przypadków na rys. 5.

Analiza tych przypadków wymaga zarejestrowania sekwencji cykli prowadzących do spalania detonacyjnego, a następnie określenia obszarów wewnątrz cylindra, w których pojawia się samozapłon. Z wykorzystaniem statystyk charakteryzujących obszary samozapłonu dla znacznej liczby takich przypadków, analiza przebiegu cyklu i miejsca zapłonu stanowi podstawę zróżnicowanych testów silnikowych.

Celem takiej analizy jest zdefiniowanie metod pomiarów:

- rejestratory dźwięku muszą nieustannie monitorować istotne dźwięki spalania,
- pojawienie się spalania detonacyjnego musi zostać zarejestrowane w czasie rzeczywistym, aby móc określić dźwięk towarzyszący samozapłonowi,
- rejestratory muszą przechowywać dźwięki spalania w pamięci,
- muszą to robić dla wielu cykli zarówno przed, jak i po pojawieniu się spalania detonacyjnego.

### 5. Rejestrowanie dźwięków na potrzeby analizy spalania detonacyjnego

Każda próba identyfikacji przypadków nieregularnego spalania lub spalania detonacyjnego oparta jest na dźwięku sygnalizującym ciśnienie w cylindrze. Dzięki analizie w czasie rzeczywistym, dźwięk informujący o zmianie ciśnienia dostarcza wiedzy na temat przyczyny wywołującej samozapłon w celu kontroli metod rejestrowania wybranych cykli.

Zlokalizowanie samozapłonu umożliwia wielokanałowy czujnik optyczny z włókna szklanego. Pozwala

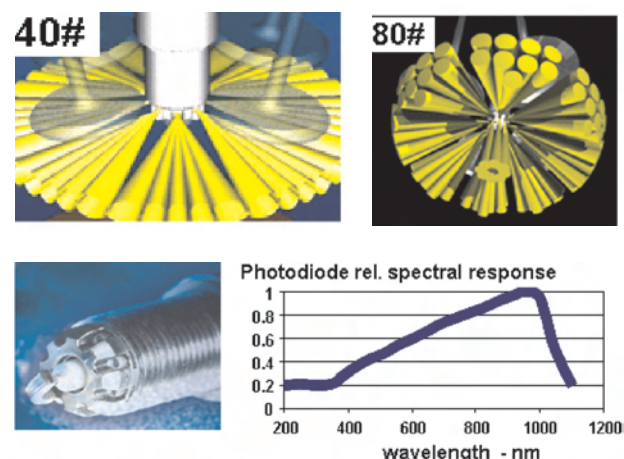


Fig. 6. Fiber optic spark plug sensors with up to 80 sensor channels. Schematics show aperture fields. Spectral sensitivity is given by photodiode selection

Rys. 6. Czujniki optyczne świec zapłonowych z włókna złożone z 80 kanałów; rysunek przedstawia przekrój otworu; wrażliwość spektralną zapewnia wybór fotodiod

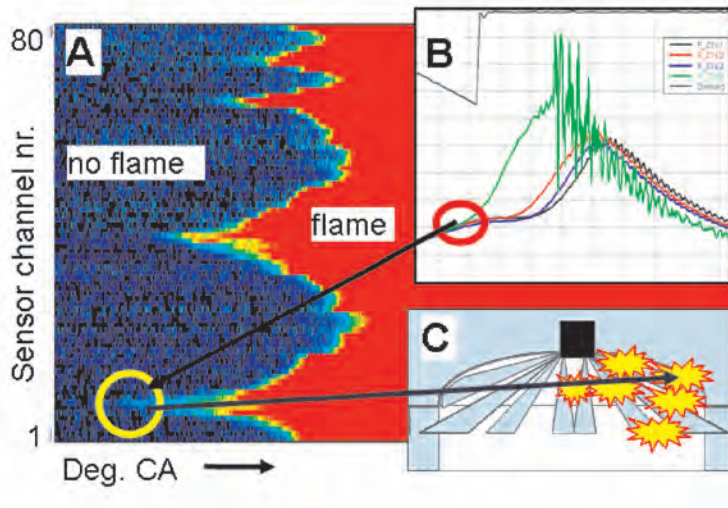


Fig. 7. A) Flame traces recorded with an 80# sensor at irregular ignition B) Ignition spots C) evaluated from repeated self ignition events

Rys. 7. A) Ślady płomienia zarejestrowane przy użyciu układu z 80 kanałami, B) miejsca zapłonu, C) miejsca określone na podstawie przypadków powtarzającego się samozapłonu

radiation of suitable wavelength present within the aperture of each fiber optic channel. Spark plug sensor arrangements with 40 or even 80 sensor channels are used for such tasks. Fig. 6 gives a schematic of such sensors together with a spectral sensitivity graph of photodiodes used to record the flame radiation.

Locating an ignition spot with such sensor configurations is accomplished with signals shown in Fig. 7. The sensor channels provide direct angular resolution and the sensor layers in the 80 channel arrangement distinguish ignition on the cylinder head surface from ignition on the piston surface. Radial position of an ignition event is based on flame propagation time evaluation. This allows a resolution along a radial line of sight of about 1/4 radius.

A combustion measurement system capable of handling such tasks in an industrial test bed environment is shown in Fig. 8.

### 6. The cycle sequence of irregular ignition events

One defining feature for mega knock events is the mode of its appearance. Operating an engine at high load and then further incrementing the load can drive it into a self ignition mode as already noticed in Fig. 5. Such reproducible operating conditions for mega knock are opposed to sporadic events which at first sight appear without any regularity or the chance to reproduce them.

The cycle sequence of Fig. 5 is again shown in the diagram of Fig. 9, now with an additional trace showing the thermal radiation signal recorded with the optical channels

on na ciągły zapis zmian natężenia światła wewnątrz cylindra dla każdego promieniowania o określonej długości fali transmitowanej przez włókna kanału optycznego. Do tych zadań stosowane są układy czujników świec zapłonowych złożone z 40 lub nawet 80 takich kanałów odbierających sygnały. Rys. 6 schematycznie przedstawia czujniki wraz z wykresem wrażliwości spektralnej fotodiod użytych do rejestrowania promieniowania płomienia.

Proces lokalizowania zapłonu przy pomocy sygnałów odbieranych przez układ czujników przedstawiono na rys. 7. Kanały czujników dostarczają bezpośrednią rozdzielczość kątową, natomiast warstwy czujników w układzie 80-kanałowym odróżniają zapłon na powierzchni głowicy cylindra od zapłonu na powierzchni tłoka. Rozkład promieniowy zjawiska zapłonu jest oparty na ocenie czasu rozchodzenia się płomienia, co umożliwia przyjętą rozdzielczość obserwacji wzdłuż 1/4 zasięgu promienia.

System pomiarów spalania wykorzystywanych do podobnych badań silnikowych o charakterze przemysłowym pokazano na rys. 8.

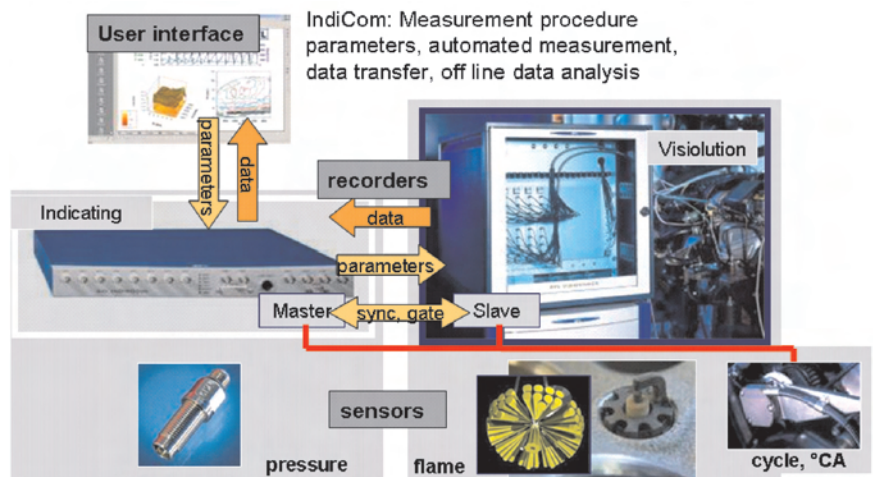


Fig. 8. The multichannel pressure – flame measurement system to enable recording and analysis of irregular ignition events

Rys. 8. Układ wielokanałowy do mierzenia ciśnienia i zasięgu płomienia umożliwia rejestrowanie i analizę przypadków nieregularnego zapłonu

### 6. Sekwencja cyklu z nieregularnym zapłonem

Jedną z cech definiujących spalanie detonacyjne jest sposób jego powstania. Praca silnika przy dużych obciążeniach i dalsze zwiększanie tego obciążenia może prowadzić do pojawienia się samozapłonu, co zostało już pokazane na rys. 5. Powtarzanie się takich warunków pracy silnika podczas spalania detonacyjnego przeciwstawiono sporadycznym przypadkom samozapłonu, które w pierwszej chwili zdają się nie mieć żadnej regularności ani powtarzalności.

Sekwencja cyklu przedstawionego na rys. 5 jest ponownie przedstawiona na rys. 9 z dodatkowym zapisem poka-

of a Visiolution spark plug sensor. As the engine is operated at medium load, the thermal radiation signal (recorded for a crank angle window around gas exchange TDC) is negligibly small. With rising engine load, thermal radiation increases. In case of a thermally well balanced combustion chamber,

zującym promieniowanie ciepła zarejestrowane za pomocą kanałów optycznych czujników świec zapłonowych Visiolution. Podczas pracy silnika przy średnich obciążeniach sygnał promieniowania termicznego (zarejestrowanego dla kąta obrotu wału korbowego w pobliżu GMP w czasie wymiany ładunku) jest pomijalnie mały. Wraz z rosnącym obciążeniem silnika wzrasta promieniowanie ciepła. W przypadku zrównoważonej termicznie komory spalania sygnał odbierany z czujników osiągnie stały poziom (A). Jednakże wzrost odbieranego sygnału (B) oznacza pojawienie się spalania stukowego, w którym rozbieg silnika charakteryzuje się wzrostem amplitudy wartości maksymalnych ciśnienia do czasu pojawienia się sygnału odcięcia wtrysku paliwa podczas testu. Narastające spalanie stukowe jest zjawiskiem samopodtrzymującym wraz ze wzrostem ciepła docierającego do komory spalania (C), które pierwotnie stanowiło przyczynę nieregularności spalania.

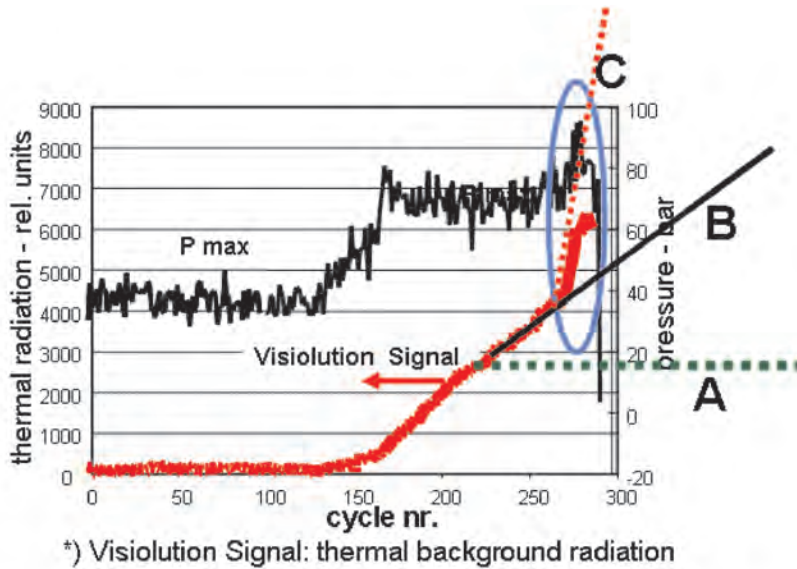


Fig. 9. Thermal overload is driving the combustion chamber into a “runaway” knock mode. A: thermal signal should settle at a constant level, yet it rises along B until irregular combustion puts it into the thermal runaway mode C

*Rys. 9. Przeciżenia cieplne komory spalania powoduje powstanie spalania stukowego takiego, jak przy rozbiegu silnika; A – sygnały cieplne powinny wyrównać się na stałym poziomie jednak rosną one zgodnie z B aż do czasu, gdy nieregularne spalanie przekształca sygnały cieplne w tryb C cieplnego rozbiegu silnika*

the signal would approach a constant level (A). However, as it continues to rise (B), the engine responds with knock and transits into “runaway” knock with ever rising peak pressure amplitudes until a test bed control signal stops fuel injection. This runaway knock mode is self-promoting as it raises heat input into the combustion chamber (C) which initially was the root cause for such irregular combustion behavior.

W sytuacji jednorazowego i samorzutnego spalania detonacyjnego przedstawionego na rys. 5, komora spalania posiada właściwą charakterystykę cieplną podczas wejścia w fazę nieregularnego spalania. Jednakże jak pokazano na rys. 10, reaguje ona na ilość ciepła wywiązanego w wyniku spalania detonacyjnego, natomiast mniej więcej po 10 cyklach wraca do swojego pierwotnego poziomu.

Oba przykłady sekwencji cyklu wywołują pytania dotyczące przyczyn tych nieregularności, w szczególności:

In the spontaneous singular mega knock event of Fig. 5, the combustion chamber has correct thermal status as it enters the irregular combustion phase. However, as is shown in Fig. 10, it responds to the thermal input generated by the mega knock event, until after some 10 cycles, it settles back to its original low level.

Both cycle sequence examples raise questions about root causes for such irregular behavior, in particular:

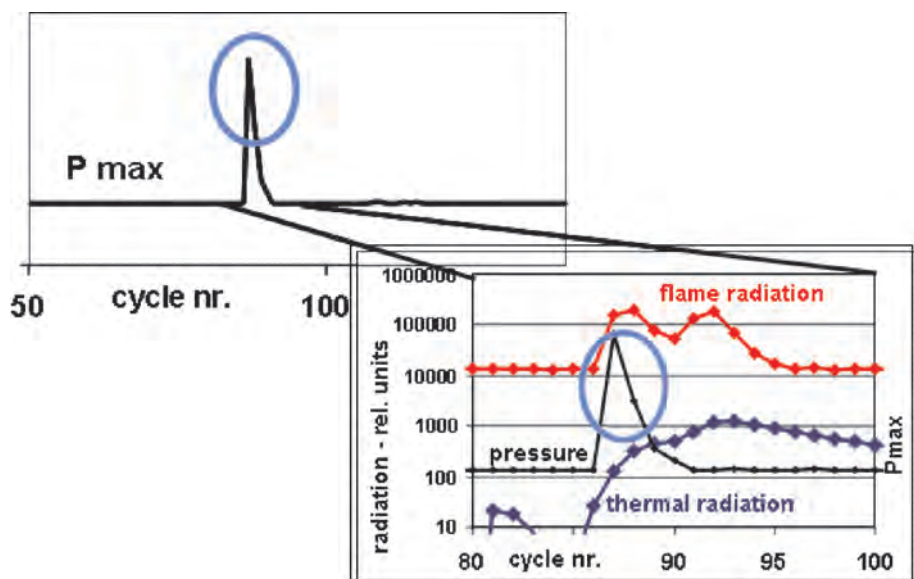


Fig. 10. Cycle sequence with a spontaneous mega knock event. Thermal radiation signal shows that overheating can be excluded as primary cause

*Rys. 10. Sekwencja cyklu wraz z przypadkiem samorzutnego spalania detonacyjnego; sygnał promieniowania cieplnego pokazuje, że przegrzanie nie stanowi pierwotnej przyczyny tego zjawiska*

- where does ignition start,
- how reproducible are ignition locations and,
- how to further use such local and cycle sequence analysis results.

### 7. Irregular ignition location statistics

Exploiting the local information content of multichannel Visiolution spark plug sensors provides information on the origin of irregular ignition. The 40-channel sensor data of Fig. 11 yield direct angular resolution and allow some limited estimate on radial appearance of the flame kernel, based on flame transit time evaluation. The example of Fig. 11 A is typical of a situation with irregular ignition introduced at thermal overload operation. Repetition of such overload initiates irregular ignition and provides a data base for ignition location statistics. The polar plot in Fig. 11 A then shows appearance of all ignition events inside a narrow angular regime with the conclusion of one exhaust valve acting as hot spot ignition source.

Self ignition events for the engine in Fig. 11 B appear as stochastic events as already discussed in the cycle sequence analysis of Fig. 10. Ignition locations are random. Prior to ignition, luminous traces are frequently found. They appear to act as ignition kernels. This appearance of luminous traces prior to self ignition, as well as the randomness of the events, suggest deposits to be the primary cause for this type of irregular ignition.

### 8. Engine development

Phenomenology and analysis examples as shown above provide guidance for engine development measures. With identification of local hot spot ignition, it is conclusive to focus on components selection with improved heat transfer features or on enhanced local cooling. On the other hand, understanding deposits to be responsible for mega knock events, requires fuel injection and lubrication to be improved for reducing the deposits risks. Consequently, any root cause as listed in table 1 requires specific measures to reduce the risk for self ignition and irregular combustion. The primary purpose of applying above described analysis techniques is identification of root causes in order to test appropriately selected engineering actions.

### Summary

Testing of TC GDI engines for the risks of irregular ignition and subsequent mega knock combustion events is

- kiedy rozpoczyna się zapłon,
- na ile powtarzalne są miejsca zapłonu,
- jak można dalej wykorzystywać wyniki analizy sekwencji cyklu w danym miejscu.

### 7. Lokalizacja nieregularnego zapłonu w ujęciu statystycznym

Wykorzystanie danych z czujników wielokanałowych świec zapłonowych Visiolution dostarcza informacji na

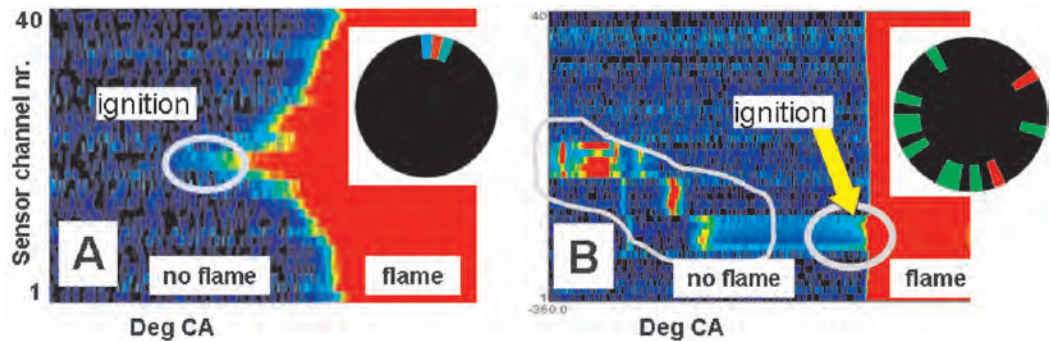


Fig. 11. Ignition location evaluation with 40 channel sensor, angular resolution only. Single cycle flame traces and polar plots for event statistics. A: hot spot ignition at one exhaust valve. B: free moving glowing deposits settle into stochastic ignition spots

Rys. 11. Ocena miejsc zapłonu za pomocą czujnika z 40 kanałami na podstawie rozdzielczości kątowej; ślady płomienia w pojedynczym cyklu przedstawione w ujęciu statystycznym: A – zapłon w punktach temperatury krytycznej przy otworze wylotowym; B – wolno przemieszczające się żarzące produkty niepełnego spalania paliwa w losowych punktach zapłonu

temat początku nieregularnego zapłonu. Dane z 40-kanałowego czujnika pokazanego na rys. 11 pozwalają określić bezpośrednio rozdzielczość kątową i do pewnego stopnia ocenić promieniście rozchodzący się jądro płomienia w oparciu o czas jego rozchodzenia się. Przykład na rys. 11 A ilustruje typową sytuację nieregularnego zapłonu na skutek cieplnych przeciążeń podczas pracy silnika. Powtórne pojawienie się przeciążeń inicjuje nieregularny zapłon i dostarcza dane statystyczne na temat lokalizacji zapłonu. Rys. 11 A pokazuje wszystkie sytuacje zapłonu wewnątrz wąskiego obszaru dawki z wnioskiem, że jeden z zaworów wylotowych działa jak źródło zapłonu w miejscu pojawienia się krytycznej temperatury.

Przypadki samozapłonu w silniku na rys. 11 B pojawiają się losowo, o czym już wspomniano w analizie sekwencji cyklu na rys. 10. Miejsca zapłonu są przypadkowe. Przed zapłonem zaobserwowano promieniujące ślady, które funkcjonują jako punkty zapłonu. Zarówno pojawienie się tych świecących śladów, jak i przypadkowość miejsca zapłonu świadczą o tym, że to produkty niepełnego spalania paliwa stanowią główną przyczynę nieregularnego zapłonu tego rodzaju.

### 8. Rozwój silników

Opis zjawiska wraz z analizą i przykładami przedstawione powyżej stanowią drogowskaz dla rozwoju silników. Po zidentyfikowaniu zapłonu w punktach temperatury krytycznej, należy skupić się na wyborze części z lepszym przewodzeniem ciepła lub z lepszym miejscowym chłodzeniem. Z drugiej strony zrozumienie, że produkty nie-

Table 1. Potential root causes for mega knock and consequent focus on engine development actions  
 Tablica 1. Potencjalne przyczyny spalania stukowego i konsekwencje dla kierunków rozwoju silników

Root cause/pierwotna przyczyna	Engine development actions/kierunki rozwoju silnika	
Hot spot/punkty temp. krytycznej	Component selection/wybór części	Local cooling/miejscowe chłodzenie
Knock/spalanie stukowe	Local cooling/miejscowe chłodzenie	Knock calibration/kalibracja spalania stukowego
HCCI type ignition/zapłon HCCI	Charge composition and heterogeneity/skład dawki paliwa i heterogeniczność	Fuel injection, cam phasing/wtrysk paliwa, zmiana faz rozrządu
Oil vapor ignition/zapłon oparów oleju	Lube oil selection/wybór oleju smarowania	–
Deposits chemistry/właściwości chemiczne produktów niepełnego spalania paliwa	Fuel injection/wtrysk paliwa	Lube oil/olej smarowania
Flaking deposits/obecność produktów niepełnego spalania paliwa	Fuel injection/wtrysk paliwa	Lube oil/olej smarowania

accomplished with multichannel fiber optic spark plug sensors under normal multicylinder engine operating conditions. Signal recording techniques are especially adopted to the spontaneous nature of the self ignition events. Sensors are selected to enable continuous signal recording and – once the event has occurred – to locate the ignition spot in order to classify the root cause mechanisms. Both the cycle sequence pattern as well as ignition location statistics provide the data basis for root cause classification and selection of engine development actions.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Bibliography/Bibliografia

- [1] Kapus P., Fraidl G.K., Neubauer M.: Niedrige CO<sub>2</sub>-Emissionen und Fahrspaß – ein Widerspruch?, 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2007.
- [2] Heywood J.: Internal combustion engine fundamentals, p450 ff, McGraw Hill, 1988.

zupelnego spalania paliwa są odpowiedzialne za przypadki pojawienia się spalania detonacyjnego, wymaga poprawy wtrysku paliwa i smarowania w celu obniżenia ryzyka pojawienia się produktów niepełnego spalania paliwa. W konsekwencji każda przyczyna znajdująca się na liście w tabeli 1 wymaga przedsięwzięcia pewnych środków, aby obniżyć ryzyko samozapłonu i nieregularne spalanie. Głównym celem zastosowania opisanych powyżej metod analizy jest zidentyfikowanie pierwotnej przyczyny tych zjawisk w celu przetestowania poprawności wyboru cech konstrukcyjnych silnika.

## Podsumowanie

Testowanie turbodoładowanych silników z wtryskiem bezpośrednim (typu GDI) pod kątem ryzyka wystąpienia nieregularnego zapłonu, który wyzwała spalanie detonacyjne, przeprowadzono przy użyciu wielokanałowych czujników optycznych z włókna szklanego w normalnych warunkach pracy silnika wielocylindrowego. Metody rejestrowania sygnałów są specjalnie dostosowane do spontanicznie pojawiającego się samozapłonu. Czujniki tak dobrano, aby umożliwiły nieustanny zapis sygnałów odbieranych przez czujniki jak tylko pojawi się samozapłon, i umożliwiły zlokalizowanie miejsca zapłonu i zidentyfikowanie jego przyczyny. Zarówno schemat sekwencji cyklu, jak i statystyka miejsca zapłonu dostarczają danych na temat klasyfikacji tych przyczyn i odpowiednich kierunków rozwoju silników.

Mr. Alois Hirsch, DEng. – development and applications engineer for optical technologies at AVL List GmbH, Austria.

Dr inż. Alois Hirsch – inżynier ds. zastosowania technologii optycznych w AVL List GmbH, Austria



Mr. Harald Philipp, DEng. – technical specialist for optical technologies at AVL List GmbH, Austria.

Dr inż. Harald Philipp – specjalista w zakresie technologii optycznych w AVL List GmbH, Austria.



Mr. Paul Kapus, DEng. – Team Manager for Gasoline Engines Development, AVL List GmbH, Austria.

Dr Paul Kapus – kierownik zespołu rozwoju silników spalinowych o zapłonie iskrowym, AVL List GmbH, Austria.

e-mail: [Paul.Kapus@avl.com](mailto:Paul.Kapus@avl.com)



Mr. Ernst Winklhofer, DEng. – skill team leader for optical technologies at AVL List GmbH, Austria.

Dr inż. Ernst Winklhofer – kierownik zespołu technologii optycznych AVL List GmbH, Austria.

e-mail: [Ernst.Winklhofer@avl.com](mailto:Ernst.Winklhofer@avl.com)



Krzysztof WISŁOCKI  
Ireneusz PIELECHA  
Jakub CZAJKA  
Dmitrij MASLENNIKOV

PTNSS-2010-SS4-404

## The qualitative spray analysis of liquid fuel in high-pressure piezoelectric injection system

*The paper presents the methodology and tests results of the influence of the fuel injection pressure and combustion chamber back pressure on the changes of the fuel spray geometrical parameters injection uniformity and its quality during the injection. While evaluating the geometrical fuel spray parameters the spray penetration, speed of propagation were taken into account and while evaluating the quality of the fuel atomization the outflow of the fuel from the injector were considered. The tests reported here were performed for one value of the air back pressure at the various injection pressures. The fuel doses were changed by modifying the duration of the injection. A significant influence of these parameters on the values of the operating indexes of the injection and atomization processes has been noted.*

Keywords: fuel injection, fuel distribution, optical investigation

### Jakościowa analiza rozpylenia paliwa ciekłego w wysokociśnieniowych piezoelektrycznych układach wtryskowych

*Artykuł przedstawia analizę rozpylenia paliwa z wtryskiwaczy piezoelektrycznych pracujących w układach wtrysku wysokociśnieniowego stosowanego w silnikach o zapłonie iskrowym i samoczynnym. Przedstawiono w nim metodykę i wyniki badań wpływu ciśnienia wtrysku paliwa oraz przeciwcisnienia w komorze stałociśnieniowej na zmiany parametrów geometrycznych strugi w czasie trwania wtrysku, równomierność wtrysku oraz jakość rozpylenia paliwa. W ocenie parametrów geometrycznych strugi brano pod uwagę zasięg strugi, prędkość rozprzestrzeniania się czoła strugi paliwa, a przy ocenie jakości rozpylenia paliwa – sposób wypływu paliwa z wtryskiwacza. Badania wykonano dla kilku wartości przeciwcisnienia powietrza przy różnych ciśnieniach wtrysku. Wielkość dawki różnicowano przez zmianę czasu trwania wtrysku. Stwierdzono istotny wpływ tych parametrów na wartości wskaźników operacyjnych procesu wtrysku i rozpylenia paliwa.*

Słowa kluczowe: wtrysk paliwa, rozkład paliwa, badania optyczne

## 1. Introduction

The high pressure injection common for CI (compressed ignition) engines has even more dominant role in the preparation of the mixture in SI (spark ignition) engines [12]. The multipulse injection is being applied in the SI engines as well. Due to pressure values of the injected fuel – gasoline (at present approx. 20 MPa), the injection duration is similar to the injection duration of diesel oil.

Similarly to CI engines, piezoelectric fuel injectors are beginning to dominate in SI engines (Fig. 1a), in which, however, the injected fuel spray has a different character and different geometrical indexes and fuel flows out of the injector along the spray cone.

Electromagnetic injectors were used in the first and second generation common rail (CR) systems. The reason for their withdrawal in favor of the piezoelectric injectors is the lack of the possibility of obtaining small time intervals between the subsequent fuel doses in a single engine operating cycle. Hence, the number of injections was limited to three or four in a single cycle. Piezoelectric injectors are fitted in third and fourth generation CR systems. Their main advantage is the possibility of a multiple division of the fuel dose into doses of relatively short durations. The build of the piezoelectric injector by Bosch has been shown in Fig. 1b.

## 1. Wstęp

Wtrysk wysokociśnieniowy rozpowszechniony w silnikach o zapłonie samoczynnym coraz częściej zaczyna odgrywać dominującą rolę w przygotowaniu mieszanki także w silniku o zapłonie iskrowym [12]; wykorzystywany jest tu również wtrysk wielofazowy. Ze względu na wartości ciśnienia wtryskiwanego paliwa – benzyny (obecnie do około 20 MPa), czasy wtrysku zbliżone są do czasów wtrysku oleju napędowego.

Podobnie jak w silnikach o zapłonie samoczynnym, także w silnikach o zapłonie iskrowym zaczynają dominować wtryskiwacze piezoelektryczne (rys. 1a), w których jednak wtryskiwana struga paliwa ma inny charakter i inne wskaźniki geometryczne.

Wtryskiwacze elektromagnetyczne były wykorzystywane w układach common rail (CR) pierwszej i drugiej generacji. Powodem ich zastępowania przez wtryskiwacze piezokwarcowe jest brak możliwości uzyskania małych odstępów czasu między kolejnymi dawkami wtryskiwanego paliwa podczas jednego cyklu pracy silnika. Z tego powodu ograniczono liczbę wtryskiwanych dawek do trzech lub czterech. Wtryskiwacze piezoelektryczne są wykorzystywane w układach CR trzeciej i czwartej generacji. Ich główną zaletą jest możliwość uzyskania wielokrotnego podziału dawki

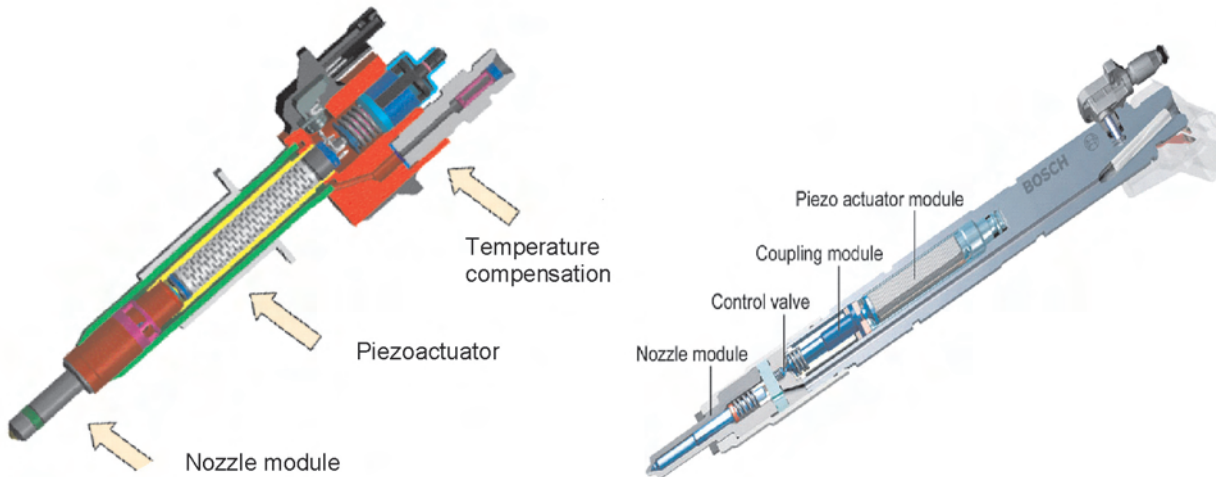


Fig. 1. Piezoelectric injector: a) SI injector, b) CI injector  
 Rys. 1. Wtryskiwacz piezoelektryczny: a) silnika ZI, b) silnika ZS

**2. Test stand**

At this stage of the investigation the authors investigated the influence of the fuel injection pressure and fuel temperature on the fuel spray shape, atomization and spray front displacement.

The tests (for CI injector) were performed for a multi hole injector – yet, each time, all the injector holes (seven) were observed and analyzed (Fig. 2, 3).

The controlled injector was placed in a closed chamber with the adjustable backpressure in the range 0–4.5 MPa.

The test-stand (for SI injector) incorporated the high-pressure gasoline injection system (outwardly opening injector) equipped with the high-pressure and feeding pumps. The piezoelectrically controlled gasoline injector was placed in the closed chamber (tab. 1) with the controlled back-pressure. Positioning of the injector allows recording of images of injection course from the side (for the analysis of axial fuel

paliwa ze względnie krótkimi czasami między kolejnymi dawkami paliwa. Budowa wtryskiwacza piezokwarcowego firmy Bosch została przedstawiona na rys. 1b.

**2. Aparatura badawcza**

Prezentowany etap prowadzonych badań polegał na ocenie wpływu ciśnienia wtrysku i temperatury paliwa na wskaźniki kształtu strugi paliwa, jego rozpylenia oraz zasięgu strugi.

Badania strugi paliwa przeprowadzono dla wtryskiwacza wielootworkowego silnika ZS; analizowano jednocześnie wszystkie strugi paliwa (siedem) – rys. 2, 3.

Wtryskiwacz umieszczono w komorze stałociśnieniowej o stałej objętości, w której istnieje możliwość regulacji ciśnienia powietrza w zakresie 0-4.5 MPa.

Stanowisko badawcze (wtryskiwacz silnika ZI) zbudowane jest z układu wtrysku wysokociśnieniowego benzyny wraz z pompami: wysokociśnieniową i zasilającą.

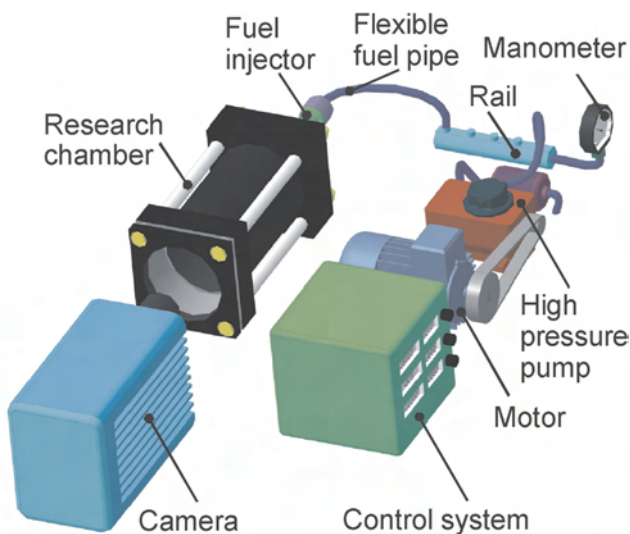


Fig. 2. Test-stand for research on fuel spray evaluation  
 Rys. 2. Stanowisko badawcze do badań rozpylenia paliwa

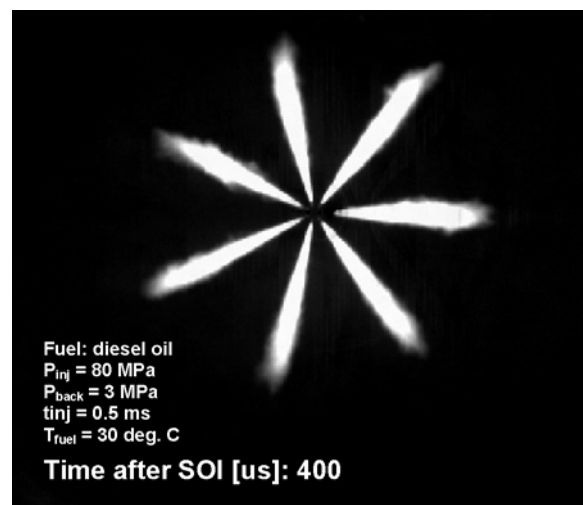


Fig. 3. Example of the recorded observations of fuel spray  
 Rys. 3. Przykład obserwacji zarejestrowanej strugi paliwa

Table 1. Technical data of the test chamber  
 Tablica 2. Dane techniczne komory badawczej

Chamber/komora	Outer diameter/średnica zewnętrzna	Material/material (Φ × H)	Steel/stal (110 mm × 400 mm)
	Inner core/średnica wewnętrzna	Material/material (Φ × H)	Steel/stal (90 mm × 350 mm)
		Volume/objętość	2200 cm <sup>3</sup>
	Accessible pressure/regulowane ciśnienie	0–4.5 MPa	
Heater/podgrzewanie	Air/powietrze	External heating/zewnętrzny układ podgrzewania	20–100°C
	Fuel/paliwo	Heating injector/podgrzewanie wtryskiwacza	20–200°C
Windows/dostęp optyczny	Material/thickness/material/grubość	Quartz Glass/30 mm/okno kwarcowe	
Injector/wtryskiwacz	Injection/wtrysk	Pressure/ciśnienie	5–30 MPa
		Duration/czas wtrysku	0.2–5 ms
	Injector type/typ wtryskiwacza	Fuel/paliwo	Ethanol, Gasoline/B100, Diesel/etanol/benzyna/B100, olej napędowy
		SI/CI piezo/ZI/ZS piezoelektryczne	Multi-hole, Outward-opening, 90°
Light/oświetlenie	Type/typ	2 × Halogen Lamp/oświetlenie halogenowe	24 V; 250 W, angle 30o

spray penetration) and from the bottom of the spray (for the observations of radial spray penetration).

The location of the camera, the sources of light and the fuel sprays under analysis have been shown in Fig. 4.

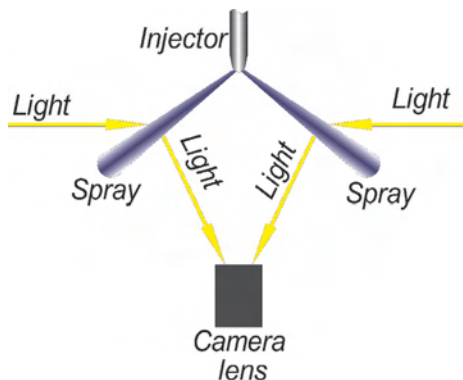


Fig. 4. Location of the camera and lighting against the fuel spray (CI injector)

Fig. 4. Sposób usytuowania kamery i oświetlenia w stosunku do strugi paliwa (wtryskiwacz ZS)

Such a setting of the camera and the lighting (perpendicular to each other) results in lower illumination of the fuel spray, which, again, results in lower illumination intensity in its core. The images with a less evaporated fuel in the core (containing large droplets) should have a higher luminance. Yet the fuel at the rim of the cone should also have a little luminance (due to a small light reflection from the evaporated fuel).

### 3. Diesel Spray Atomization in Common-Rail Piezoinjector System

#### 3.1. Overview of the literature

The prospects of depleting fossil fuels as well as the environmental concerns have resulted in a growing interest

Piezoelektryczny wtryskiwacz benzyny znajduje się w komorze pomiarowej (tab. 1), w której można zmieniać ciśnienie powietrza. Usytuowanie wtryskiwacza pozwala na jego równoległe (obserwacja kołowości strugi paliwa) i prostopadłe filmowanie (obserwacja rzutu stożka rozpylenia).

Wzajemne położenie kamery, źródeł światła oraz analizowanych strug paliwa przedstawiono na rys. 4.

Takie ustawienie kamery i oświetlenia (wzajemnie prostopadłe) powoduje, że struga bogata w paliwo zostaje prześwietlona w mniejszym stopniu, co skutkuje mniejszą intensywnością świecenia w jej rdzeniu. Zdjęcia z bardziej odparowanym paliwem w rdzeniu (zawierającym również duże krople) powinny posiadać mniejszą luminancję (struga mniej przezroczysta). Jednakże odparowane paliwo na brzegu stożka powinno mieć również niewielką luminancję (ze względu na niewielkie odbicie światła od odparowanej części paliwa).

### 3. Rozpylenie paliwa w piezoelektrycznym układzie wtrysku oleju napędowego

#### 3.1. Przegląd literatury

Perspektywy wyczerpania się zasobów paliw kopalnych oraz obawy o stan środowiska naturalnego człowieka znacznie zwiększyły zainteresowanie alternatywnymi źródłami energii do napędu środków transportu. Doprowadziło to do dużego zainteresowania paliwami alternatywnymi w tym paliwem B100 (ester metylowy) stanowiące samoistne paliwo silnikowe. Ze względu na dużą popularność paliwa B100 zostało ono poddane analizie wpływu temperatury na jego rozpylenie.

Pierwsze dokumenty dotyczące paliwa B100 wprowadzone w Niemczech w 1994 roku zostały zawarte w Pre-Norm DIN V 51606. Obowiązujące standardy dotyczące paliwa B100 w Unii Europejskiej zawarto w normie EN 14214 (data wprowadzenia – 2003 rok) [3].

in alternative energy sources in transportation. This led to a substantially high interest in the B100 fuel – a methyl ester being a standalone engine fuel. Due to a high popularity of the B100 fuel it was subjected to the analysis of the influence of the temperature on its atomization.

The first EU B100 standard was introduced in 1994 in Germany as Pre-Norm DIN V 51606. The first (and still valid) EU B100 standard, EN 14214, was introduced in 2003 [3].

The first provisional standard for B100 in US was approved in 1999, and an official one was adopted in 2002 as ASTM D6751-02 [1].

The varieties of B100 sold in Europe and the U.S. are characterized by slightly different properties. The authors, in paper [6], state that the EU specification for B100 is considered to be more stringent than the ASTM, but the quality of B100 is very similar comparing the samples from the U.S. and the EU.

The use of biofuels in combustion engines has been a subject of a multitude of scientific papers. The investigations on the combustion of B100 [8, 11] and its atomization [14] have been carried out, yet the authors did not analyze the influence of the temperature of the fuel on the quality of its atomization. The authors [13] used pure B100 as the alternative fuel for combustion as well as mixtures of fuels.

The results of the tests presented in [15] are related to the stroboscopic tests of the B100 atomization as well as other biodiesel (diesel oil mixtures). In these tests several consequent injections are used in order to obtain the testing material. Such tests are applicable if we assume repeatability of the operation of the injection system.

B100 is used in the road tests of vehicles fitted with common rail system compliant with the Euro 3 [19] and Euro 5 [7] standards fitted with electromagnetic injectors. There are no tests of the B100 fuel related to the system fitted with piezoelectric injectors. Hence, the authors used the piezoelectric injectors on purpose (they were also the subject of the analysis of diesel oil injection [17]) because the scientific papers did not provide sufficient research information on this subject.

The additional purpose of the presented here investigation is the analysis of the influence of the temperature of B100 on the quality of its atomization: distribution of the fuel in the spray resulting from its heating (Fig. 5).

### 3.2. Spread between the fuel sprays

In order to obtain a full description of the fuel injection, tests determining the differences in the penetration of the fuel spray flowing out of all seven holes of the injector were performed. The results of these tests have been shown in Fig. 6.

Figure 6 shows significant differences in the penetration of fuel sprays and the area occupied by these fuel sprays. The spreads in the fuel spray penetration grow in time from the onset of the injection. Until 500  $\mu$ s after the onset of the fuel injection the spread amounts to approximately 15% counting from the average value (marked with black bold). Further growth in the fuel atomization results in higher

Przepisy amerykańskie dotyczące paliwa B100 pojawiły się w 1999 roku, natomiast oficjalne potwierdzenie znalazły w normie ASTM D6751-02 z 2002 r. [1].

Paliwo B100 sprzedawane w Europie i USA cechuje się nieco odmiennymi właściwościami. Autorzy, w artykule [6] stwierdzają, że europejska specyfikacja paliwa B100 jest bardziej restrykcyjna niż amerykańska, określona przez ASME, jednak jakość obu testowanych typów paliw jest podobna.

Zastosowanie biopaliw w silnikach spalinowych było już elementem wielu artykułów. Podejmowano badania spalania B100 [8, 11] oraz jego rozpylenia [14], jednak autorzy nie rozpatrywali wpływu temperatury paliwa na jakość rozpylenia. Autorzy [13] jako paliwa alternatywne do spalania wykorzystali czysty B100 oraz mieszaniny paliw.

Wyniki badań przedstawione w [15] dotyczą badań stroboskopowych rozpylenia B100 oraz innych mieszanin biodiesla z olejem napędowym. W badaniach tych wykorzystuje się kilka kolejnych wtrysków w celu uzyskania materiału badawczego. Badania takie są celowe jeśli przyjmuje się powtarzalność działania aparatury wtryskowej.

Biopaliwo typu B100 wykorzystywane jest w badaniach drogowych pojazdów zasilanych układami common rail spełniającymi normy emisji Euro 3 [19] and Euro 5 [7] wyposażonymi we wtryskiwacze elektromagnetyczne. Brak jest natomiast badań paliwa B100 w układach wyposażonych we wtryskiwacze piezoelektryczne. Autorzy tego artykułu wykorzystali celowo wtryskiwacze piezoelektryczne (które były również przedmiotem analiz podczas wtrysku oleju napędowego [17]), ze względu na niedostateczne informacje badawcze w literaturze naukowej.

Dodatkowym celem przedstawianych tutaj badań była analiza wpływu temperatury paliwa B100 na jakość rozpylenia paliwa: zasięg wtrysku, obszar zajmowany przez strugę paliwa, prędkości strugi paliwa oraz rozkład paliwa w strudze w wyniku jej podgrzewania (rys. 5).



Fig. 5. Injector with heating element (CI injector)

Rys. 5. Podgrzewanie wtryskiwacza paliwa (wtryskiwacz ZS)

spreads (approximately 30% in the time of 1.5–2.0 ms after the onset of the injection). The area occupied by the fuel spray changes slightly in the initial phase of the injection. During further fuel atomization the spreads are constant and amount to approximately 15% (two extreme cases excluded) irrespective of the atomization time. For this reason, for further analysis of the fuel spray penetration and fuel spray area averaged values (taken out of seven fuel sprays) of the fuel spray penetration were used.

### 3.2. The analysis of the fuel spray penetration, its area and velocity

The analysis of the fuel spray area and velocity was performed separately for each tested fuel injection time ( $t_{inj1} = 0.3$  ms and  $t_{inj2} = 0.5$  ms) – Fig. 7.

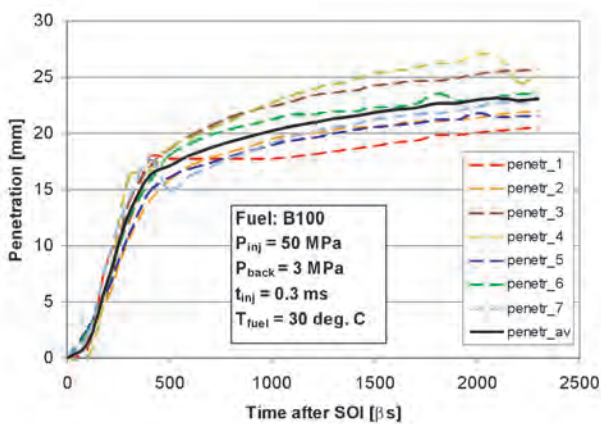


Fig. 6. The analysis of the fuel atomization level – fuel spray penetration  
Rys. 6. Analiza rozpylenia paliwa – zasięgi poszczególnych strug paliwa

In the case of an injection with the pressure of 50 MPa the speed of spray front propagation can be assessed at 60 m/s and the maximum value is reached after approximately 200–450  $\mu$ s after the onset of the injection. In the mid phase of the injection, the speed of propagation was bigger for the injection pressure of 80 MPa as compared to an injection pressure of 50 MPa by approximately 20–25 m/s. In the case of an injection with the pressure of 80 MPa the speed of spray propagation was approximately 80–85 m/s. In both cases the courses of this speed almost overlap in the initial and final phases of the injection.

The penetration of the spray front for both injection pressure in the initial phase of the injection is similar and in the final injection phase differs by 30%. For the pressure of 80 MPa and time 500  $\mu$ s the penetration of both sprays (similarly to the pressure of 50 MPa) in the initial phase of the injection is identical and the maximum difference (in the injection time between 1000–1200  $\mu$ s) is 40%.

### 3.3. The analysis of the fuel distribution in the fuel spray axis

The distribution of the fuel in the fuel spray has been estimated on the basis of the distribution of luminance of the light reflected from the fuel droplets in the fuel spray axis. The values of this luminance are within the range of 0 (no

### 3.2. Rozrzuty między wtryskiwanymi strugami

W celu uzyskania pełnego opisu wtrysku paliwa wykonano badania określenia różnic w zasięgu strugi wypływającej przez wszystkie siedem otworków wtryskiwacza. Wyniki tych badań przedstawiono na rys. 6.

Z rys. 6 wynikają znaczne różnice w zasięgu strugi oraz obszarze przez nie zajmowanym. Rozrzuty zasięgu strug zwiększają się wraz z upływem czasu od początku wtrysku. Do czasu 500  $\mu$ s po rozpoczęciu wtrysku rozrzuty wynoszą około 15% od wartości średniej (zaznaczonej kolorem czarnym pogrubionym). Dalszy wzrost rozpylenia skutkuje większymi rozrzutami (około 30% w czasie 1,5–2,0 ms po rozpoczęciu wtrysku). Obszar zajmowany przez strugę zmienia się nieznacznie w początkowej fazie wtrysku. Podczas dalszego rozpylenia paliwa rozrzuty są stałe i wynoszą około 15% (przy odrzuceniu dwóch skrajnych przypadków) niezależnie od czasu rozpylenia paliwa. Z tego względu do dalszej analizy zasięgu i obszaru strugi wybrano uśrednione wartości zasięgów z siedmiu strug wtryskiwanego paliwa.

### 3.2. Analiza zasięgu, obszaru i prędkości strugi paliwa

Analizę zasięgu, obszarów oraz prędkości strug wykonano osobno dla każdego z badanych czasów wtrysku paliwa B100 ( $t_{inj1} = 0.3$  ms oraz  $t_{inj2} = 0.5$  ms) – rys. 7.

W przypadku wtrysku paliwa o ciśnieniu 50 MPa prędkość propagacji frontu strugi oceniano na 60 m/s, maksymalna jego wartość jest osiągana po ok. 200–450  $\mu$ s od początku wtrysku. W środkowej fazie wtrysku prędkość propagacji jest większa o około 20–25 m/s przy ciśnieniu wtrysku 80 MPa w stosunku do 50 MPa.

W przypadku wtrysku o ciśnieniu  $P_{inj} = 80$  MPa prędkość propagacji strugi wynosiła około 80–85 m/s. W obu przypadkach wartości prędkości niemal pokrywają się w początkowych i końcowych fazach wtrysku.

Zasięg frontu strugi paliwa dla obu ciśnień wtrysku w początkowej fazie wtrysku jest podobna, a w końcowej fazie wtrysku różni się o 30%.

Penetracja obu strug przy ciśnieniu  $P_{inj} = 80$  MPa i  $t_{inj} = 500$   $\mu$ s (podobnie jak przy ciśnieniu 50 MPa) w po-

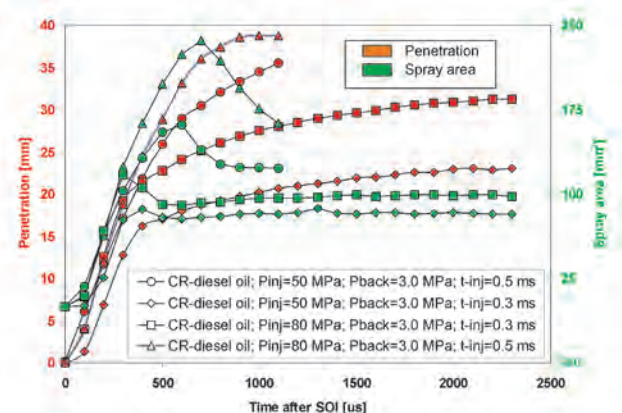


Fig. 7. The influence of the injection pressure and injection time on the fuel spray penetration and area occupied by the fuel spray

Rys. 7. Wpływ ciśnienia i czasu wtrysku na zasięg i obszar strugi paliwa

fuel spray) to 1024 (maximum brightness). The determination of the longitudinal and transverse sections has been presented in Fig. 8.

Distance  $x$  (marked in Fig. 8) was selected so that in a real engine it is the distance of the actual fuel spray section that still does not come into swirl.

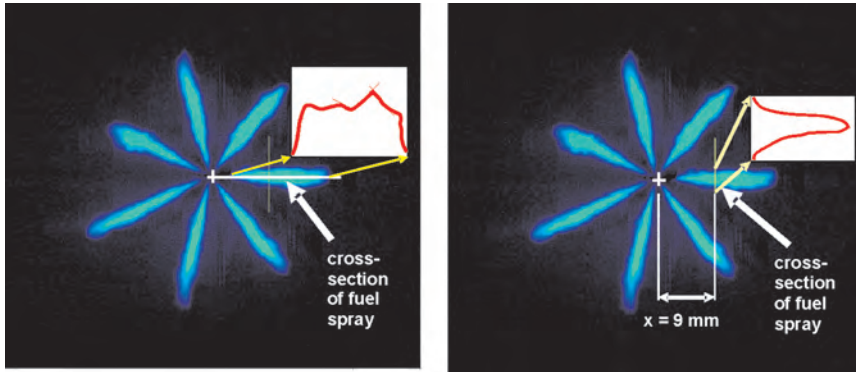


Fig. 8. Schematics of the determining of the longitudinal and transverse sections of the injected fuel spray

Rys. 8. Schemat wyznaczania przekroju wzdłużnego i poprzecznego strugi wtryskiwanego paliwa

czątkowej fazie wtrysku jest identyczna, a maksymalna różnica wynosi 40% (dla czasu od rozpoczęcia wtrysku: 1000–1200  $\mu$ s).

### 3.3. Analiza rozkładu paliwa w osi strugi

Rozkład paliwa w strudze oceniano w oparciu o rozkład luminancji światła odbitego od kropelek paliwa w osi strugi.

Wartości tej luminancji zawierają się w granicach od 0 (brak strugi paliwa) do 1024 (maksymalna jasność świecenia). Sposób wyznaczenia przekrojów wzdłużnego i poprzecznego przedstawiono na rys. 8.

Odległość  $x$  (zaznaczona na rys. 8) dobrano w taki sposób, aby w rzeczywistym silniku była to odległość przekroju strugi, który nie ulega jeszcze zawirowaniu.

Odległość ta jest stała dla każdego pomiaru, tutaj dla czasów:  $t_1 = 0.5$  ms oraz  $t_2 = 0.9$  ms po rozpoczęciu wtrysku. Niewielkie przesunięcia czasowe wymuszenia wtrysku widoczne są na pierwszych zdjęciach po rozpoczęciu

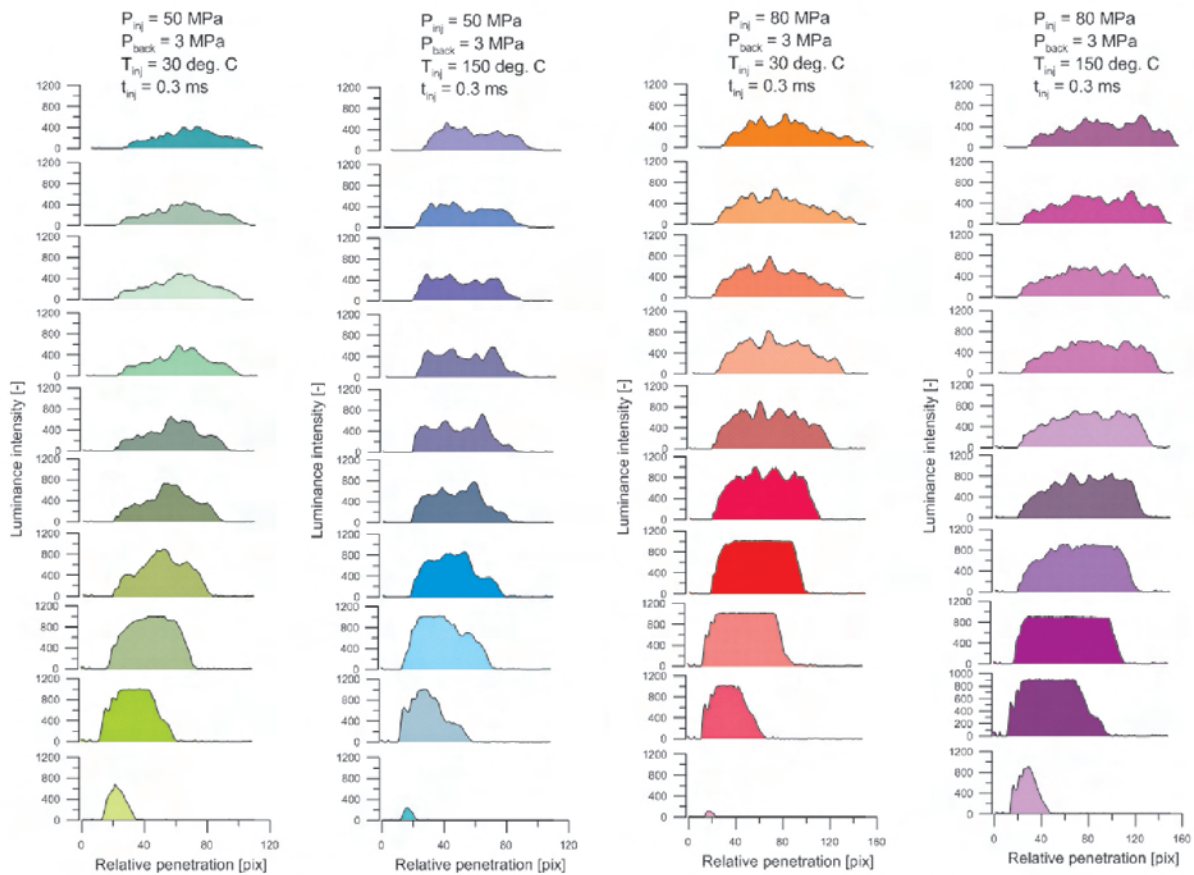


Fig. 9. Fuel distribution in the axis of the fuel spray for several values of the injection pressure and temperature of the injected fuel ( $t_{inj} = 0.3$  ms, first image – 0.1 ms after SOI, last – 1 ms after SOI)

Rys. 9. Rozkład paliwa w osi strugi paliwa dla kilku wartości ciśnienia wtrysku i temperatury wtryskiwanego paliwa ( $t_{inj} = 0.3$  ms, pierwsze zdjęcie – 0.1 ms po rozpoczęciu wtrysku, ostatnie – 1 ms po rozpoczęciu wtrysku)

The distance is constant for every measurement, here for times:  $t_1 = 0.5$  ms and  $t_2 = 0.9$  ms after SOI.

Small time displacements of the injection are visible in the first images after the onset of the injection (Fig. 9). They result from different operation of the injection actuators. They however do not significantly influence the evaluation of the fuel distribution in the fuel spray.

The lack of fuel heating causes the maximum illumination intensity (largest droplets – spray core) to locate in the central part of the fuel spray (clearly visible at lower injection pressures and shorter injection times ( $P_{inj} = 50$  MPa,  $T_{inj} = 30$  deg. C,  $t_{inj} = 0.3$  ms).

The analysis of the influence of the temperature on the quality of the fuel spray indicates an increased uniformity in the fuel distribution by higher fuel temperature, which is confirmed by the increase in the base of the curves marked red (Fig. 10). Bigger differences occur for shorter injection times (Fig. 10c, d) and lower injection pressures (Fig. 10a, c).

The differences occurring for two measuring times of the fuel distribution (for  $t = 0.5$  and  $t = 0.9$  ms) indicate a reduction in the intensity of the fuel spray illumination. Due to the specificity of the obtaining of the images we should conclude that the density of the fuel gets reduced (its light permeability increases) – Fig. 10 – images to the right of each point).

wtrysku paliwa (rys. 9). Wynikają one z niejednakowego działania układu wymuszania wtrysku. Jednak nie wpływają znacząco na ocenę rozkładu paliwa w strudze.

Brak podgrzewania paliwa powoduje, że maksymalna intensywność świecenia (największe krople – rdzeń strugi) znajduje się w środkowej części strugi paliwa (szczególnie widoczne przy mniejszych ciśnieniach wtrysku paliwa i krótszych czasach wtrysku ( $P_{inj} = 50$  MPa,  $T_{inj} = 30$  °C,  $t_{inj} = 0.3$  ms).

Analiza wpływu temperatury na profil rozkładu paliwa w osi strugi wskazuje na zwiększenie równomierności rozkładu paliwa przy wyższej temperaturze paliwa, o czym świadczy zwiększenie szerokości podstawy krzywych oznaczonych kolorem czerwonym (rys. 10). Większe różnice występują dla krótszych czasów wtrysku paliwa (rys. 10, d) oraz niższych wartości ciśnień wtrysku (rys. 10, c).

Różnice występujące dla dwóch czasów pomiaru rozkładu paliwa (dla  $t_1 = 0.5$  oraz  $t_2 = 0.9$  ms) wskazują na zmniejszenie intensywności świecenia strugi paliwa. Ze względu na sposób uzyskiwania materiału zdjęciowego, należy wnioskować, że zmniejszeniu ulega gęstość strumienia paliwa (zwiększa się jego przepuszczalność światła) – rys. 10 – rysunki z prawej strony każdego punktu).

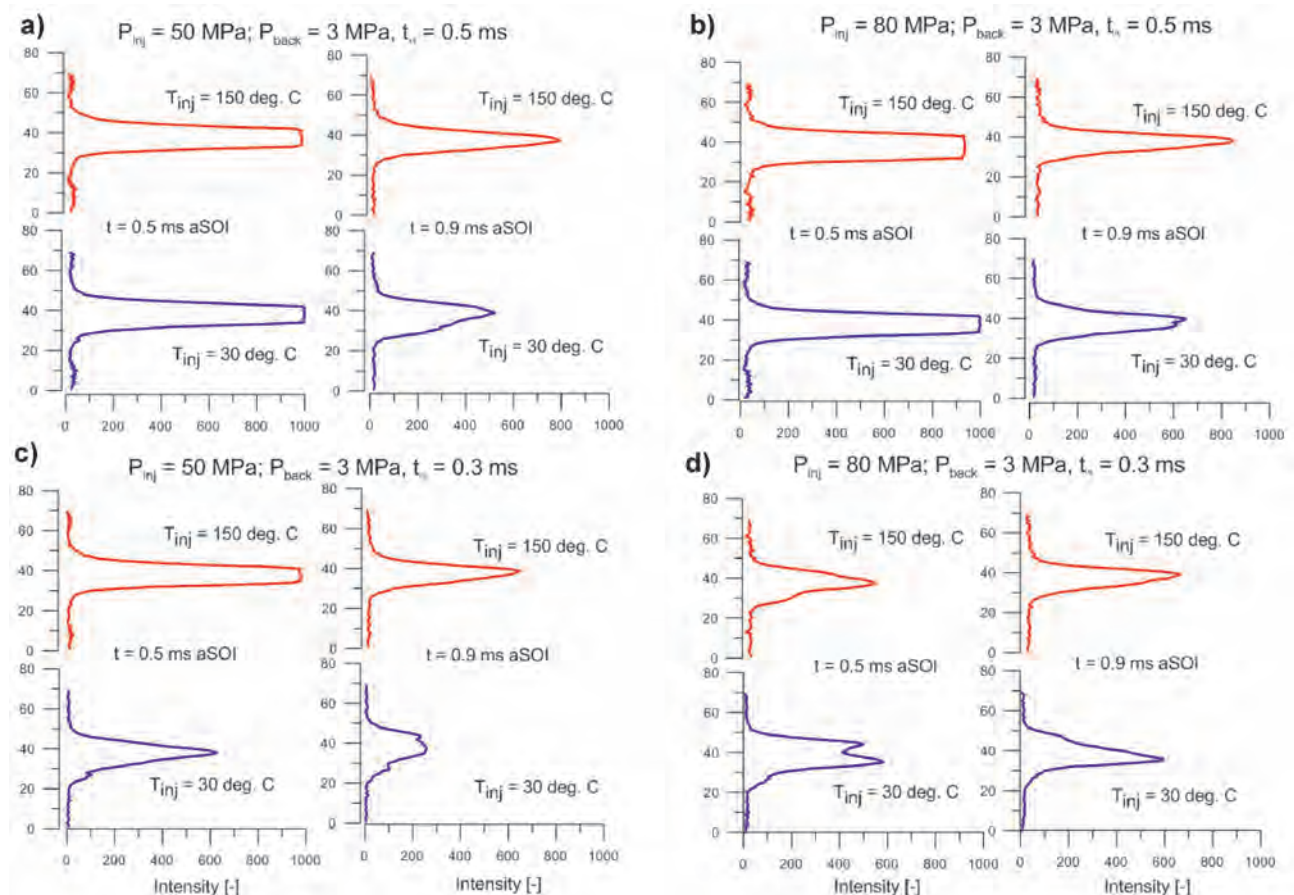


Fig. 10. Fuel distribution in a section perpendicular to the fuel spray axis at a distance of  $x = 9$  mm from the injector axis for two different durations starting from the SOI and for fuel temperatures 30 and 150 deg. C

Rys. 10. Rozkład strugi paliwa w przekroju prostokątnym do osi strugi w odległości  $x = 9$  mm od osi wtryskiwacza dla dwóch czasów od początku wtrysku i dla temperatury paliwa 30 i 150 °C

## 4. Gasoline Spray Atomization in high pressure injection system

### 4.1. Introduction

In order to select appropriate injectors for the combustion system, it is necessary to know the characteristics of the fuel injection and the relations between the basic geometrical parameters of the spray and the basic parameters of the injection nozzle as well as the basic control values of such parameters as injection pressure, back-pressure in the research chamber and the injection duration. The research served for determination of the relations for a typical penetration of operation of a piezoelectric, high pressure gasoline injector.

The most significant injection indexes include the axial and radial penetration of the spray, the area of the spray cone, velocity of the spray distribution and evenness of the spray penetration.

The investigations into the fuel injection and its atomization were carried out for typical spark ignition cylinder pressures. The injection pressures were adapted to the contemporary piezoelectric injector design.

Current research on gasoline atomization focuses on high pressure single [5, 16] and multi hole [2, 10] injectors. The said investigations do not concentrate on the issue of gasoline 'post injection'. In the investigations with the use of outward-opening injectors [4, 9, 12, 18] the phenomenon of 'post injection' has not been investigated either.

### 4.2. Linear spray penetration

The quality of the fuel injection has been conventionally estimated taking into consideration the area occupied by the spray on its planar exposure in consecutive pictures from the recorded movies and, additionally, the profile of fuel spray penetration. This profile specifies the dispersion of spray penetration along cone generating lines on circumference of the spray cone which were determined on the spray planar exposure.

The results are plotted against the distance from the injector axle (Fig. 11a) for the time  $t_1 = 300 \mu\text{s}$  after SOI (start of injection) (injection duration  $t = 600 \mu\text{s}$ ). The dotted lines denote the average value of spray penetration obtained in the manner mentioned above.

Fig. 11a shows examples of fuel spray penetration profiles (for fuel injection pressure of  $P_{inj} = 20 \text{ MPa}$ ) for two different air back-pressure values.

A great diversity of spray profile of the injected fuel is visible. The growth of air back-pressure value is accompanied by a decrease in the changes in the spray profile (deviations are lesser than the medium value).

For the growth of back-pressure from 0.5 to 1.0 MPa the width of the spray decreased by 25% (from 16.8 to 12.5 mm).

Similar changes affected the area occupied by the fuel spray. It was determined as a projection onto the flat surface. Assuming the area occupied by the fuel spray as a reference point for the back-pressure equaling 0.5 MPa, it was confirmed that the area decreased by 25% and the back-pressure increased to 1.0 MPa (Fig. 11b). The maximum changes of

## 4. Rozpylenie paliwa w wysokociśnieniowym układzie wtrysku benzyny

### 4.1. Wprowadzenie

Dla prawidłowego doboru wtryskiwaczy do systemu spalania niezbędna jest znajomość charakterystyki wtrysku paliwa oraz zależności podstawowych wskaźników geometrycznych strugi paliwa od parametrów geometrycznych rozpylacza i od podstawowych wielkości kontrolnych: ciśnienia wtrysku, przeciwcisnienia w komorze roboczej i czasu trwania wtrysku. Podjęte badania posłużyły do wyznaczenia tych zależności w typowym zakresie pracy piezoelektrycznego, wysokociśnieniowego wtryskiwacza benzyny.

Najważniejsze parametry wtryskiwanego paliwa obejmują osiową i promieniową penetrację strugi, powierzchnię stożka zajmowanego przez strugę, prędkość i równomierność rozprzestrzeniania się strugi paliwa.

Badania procesu wtrysku paliwa i jego atomizacji przeprowadzono dla typowych ciśnień występujących w silnikach o zapłonie iskrowym. Ciśnienia wtrysku były dostosowane do współczesnej konstrukcji wtryskiwaczy piezoelektrycznych.

Obecne badania rozpylenia benzyny dotyczą wysokociśnieniowych wtryskiwaczy jednocentrowych [5, 16] oraz wielocentrowych [2, 10]. Nie wspomina się w nich o zjawisku dotrysku benzyny. Podczas badań prowadzonych z wykorzystaniem wtryskiwaczy typu outward-opening [4, 9, 12, 18] również nie wskazano na występowanie zjawiska dotrysku paliwa.

### 4.2. Linowy zasięg strugi

Jakość wtrysku paliwa określono na podstawie zmian obszaru zajmowanego przez strugę jako płaską ekspozycję kolejno rejestrowanych obrazów oraz zasięgu strugi pojedynczego zdjęcia. Profil ten stanowi o rozrzutach zasięgu stożka strugi paliwa (płaskiej ekspozycji).

Przedstawione wartości obrazują zasięg wtrysku od osi wtryskiwacza dla czasu  $t_1 = 300 \mu\text{s}$  od początku wtrysku paliwa (czas wtrysku  $t_{inj} = 600 \mu\text{s}$ ). Linia przerywaną zaznaczono zasięg średni uzyskany z wartości cząstkowych.

Na rysunku 11a przedstawiono przykładowy profil zasięgu strugi paliwa dla dwóch różnych wartości przeciwcisnienia powietrza (dla ciśnienia paliwa  $P_{inj} = 20 \text{ MPa}$ ).

Widoczne jest bardzo duże zróżnicowanie liniowe zasięgu strugi wtryskiwanego paliwa. Wraz ze wzrostem przeciwcisnienia powietrza rozrzuty zasięgu od wartości średniej zmniejszają się.

Przy wzroście przeciwcisnienia z 0,5 do 1,0 MPa szerokość strugi zmniejszyła się o 25% (z 16,8 do 12,5 mm).

Podobnym zmianom ulegał obszar zajmowany przez strugę. Wyznaczono go jako rzut na powierzchnię płaską. Obszar jaki zajmuje struga przy przeciwcisnieniu równym 0,5 MPa przyjęto za wartość odniesienia. Przy wzroście przeciwcisnienia do 1,0 MPa obszar ten ulega zmniejszeniu o 25% (rys. 11b). Maksymalne zmiany obszaru zajmowanego przez paliwo występują w końcowej fazie wtrysku (dla czasu  $t = 2,4 \text{ ms}$  od początku wtrysku) i wynoszą około 82% (przy przeciwcisnieniu  $P_{air} = 1,0 \text{ MPa}$ ).

areas occupied by the fuel spray appear in the final stage of the injection (for  $t = 2.4$  ms from the beginning of injection) and amount to 82% ( $P_{air} = 1.0$  MPa).

**4.3. Axial fuel spray penetration**

The analysis of radial distribution of the spray penetration indicates that there are considerable deviations from the average value (Fig. 12a). The growth of the back-pressure causes a decrease of the spread around the average value.

For the growth of back-pressure (0.5 to 1.0 MPa), the values of average square deviation decrease by 22% (for injection pressure of 20 MPa) and by 8% (for the change of back-pressure from 1.0 to 1.5 MPa).

The increase of the injection pressure ( $P_{inj} = 25$  MPa) causes a slight increase of the penetration spread (the growth of square deviation values by 3%). In this case, the growth of the back-pressure causes a decrease of the deviation by 13% (Fig. 12b).

**4.4. The influence of fuel pressure on the quality of the end of the injection**

The tests on the fuel injection with a high resolution disclosed the occurrence of the phenomenon of uncontrolled

**4.3. Promieniowy zasięg strugi paliwa**

Analiza rozkładu promieniowego zasięgu strugi wskazuje na występowanie znacznych odchyień zasięgu od wartości średniej (rys. 12a). Wzrost wartości przeciwcisnienia powoduje zmniejszenie rozrzutów wokół wartości średniej.

Przy wzroście przeciwcisnienia (od 0,5 do 1,0 MPa) wartości odchylenia kwadratowego ulegają zmniejszeniu o 22% (przy ciśnieniu wtrysku 20 MPa) oraz dalszym spadku tej wartości o 8% (przy zmianie przeciwcisnienia z 1,0 do 1,5 MPa).

Wzrost ciśnienia wtrysku (do 25 MPa) powoduje niewielkie zwiększeniu rozrzutów zasięgu (wzrost wartości odchylenia kwadratowego o 3%). Wzrost przeciwcisnienia przy tej wartości wtrysku paliwa powoduje zmniejszenie odchylenia o 13% – rys. 12b.

**4.4. Wpływ ciśnienia wtrysku na jakość zakończenia wtrysku**

Badania wtrysku paliwa z dużą rozdzielczością ujawniły występowanie niekontrolowanego zjawiska dotrysku. Ze względu na stwierdzenie występowania nieprawidłowości

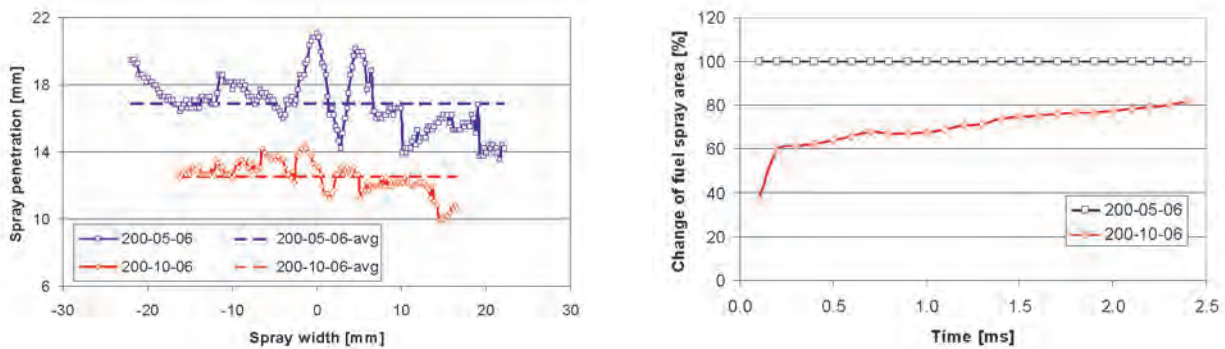


Fig. 11. Fuel spray indexes: a) profile of fuel spray penetration; b) changes of the area occupied by fuel planar exposure of the spray [%] ( $P_{inj} = 20$  MPa; back-pressure  $P_{air} = 0.5; 1.0$  MPa;  $t_1 = 0.3$  ms;  $t_{inj} = 0.6$  ms)

Rys. 11. Wskaźniki wtrysku paliwa: a) profil zasięgu strugi paliwa, b) zmiany obszaru strugi jako płaskiej ekspozycji [%]: ( $P_{inj} = 20$  MPa; przeciwcisnienie  $P_{air} = 0.5; 1.0$  MPa;  $t_1 = 0.3$  ms;  $t_{inj} = 0.6$  ms)

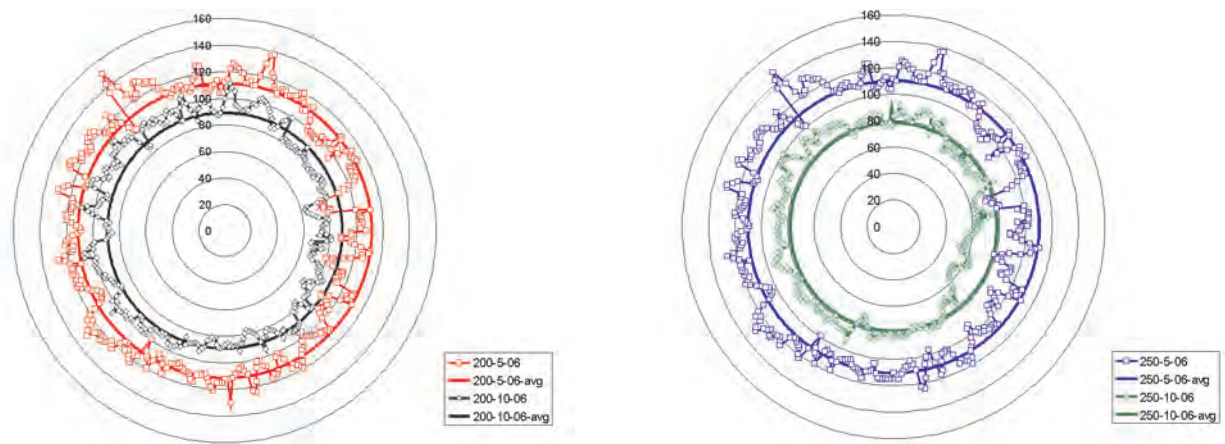


Fig. 12. Influence of back-pressure values on radial spray penetration for injection pressures: a)  $P_{inj} = 20$  MPa; b)  $P_{inj} = 25$  MPa ( $t_1 = 300$   $\mu$ s;  $t_{inj} = 600$   $\mu$ s; back-pressure  $P_{air} = 0.5; 1.0$  MPa)

Rys. 12. Wpływ przeciwcisnienia powietrza na promieniowy rozkład zasięgu strugi wtryskiwanego paliwa: a)  $P_{inj} = 20$  MPa; b)  $P_{inj} = 25$  MPa ( $t_1 = 300$   $\mu$ s;  $t_{inj} = 600$   $\mu$ s; przeciwcisnienie  $P_{air} = 0,5; 1,0$  MPa)

‘post injection’. Due to improper realization of the final part of the injection the final fragment of the fuel outflow from the injector was analyzed. This analysis was performed with the filming frequency of 20 kHz in the test points as shown in Table 2.

The tests were performed for a constant fuel injection time at variable backpressures. From the characteristic of the piezoelectric injectors we know that the closing speed of the injector needle depends on the differences of pressures of the fuel occurring in different parts of the injector closed with stacks of piezoelectric plates. From the above we can assume that the pressure in the accumulator system will not cause a quick closure of the injector and, at the same time an abrupt end of the injection. The results of the observations confirm the assumption and show the actual conditions of the operation of the injectors – the existence of ‘post injection’ of duration up to 150–200 μs (Fig. 13). The results were obtained based on the analysis of the area of fuel outflow from the injector and determining of the brightness of the tested area.

The qualitative representation of the injector closing at different values of the fuel pressure in the accumulator (injection pressures) has been shown in Fig. 14. In order to

w sposobie zakończenia wtrysku benzyny analizie poddano fragment końcowego wypływu paliwa z wtryskiwacza. Analizę tę przeprowadzono z częstotliwością filmowania 20 kHz w punktach badawczych przedstawionych w tabelicy 2.

Table 2. The research plan of the fuel injection with a ‘post injection’ and the code forms used in further fuel investigations

Tablica 2. Plan badań wtrysku paliwa z dotryskiem oraz postaci kodowe wykorzystywane w dalszych badaniach paliwa

Lp.	$t_{inj}$ [μs]	$P_{inj}$ [MPa]	Test code/Kod
1	500	10.0	500–100
2	500	12.5	500–125
3	500	15.0	500–150
4	500	17.5	500–175
6	500	20.0	500–200

Badania przeprowadzono dla stałego czasu wtrysku paliwa przy zmiennych wartościach przeciwności. Z charakterystyki pracy wtryskiwaczy piezoelektrycznych wiadomo, że szybkość zamykania iglicy wtryskiwacza zależy od różnicy ciśnień paliwa panujących w odpowiednich przekrojach wtryskiwacza zamykanych stosem płytek piezokwarcowych. Wynika z tego, że małe ciśnienie panujące w układzie zasobnikowym nie będzie powodowało szybkiego zamknięcia wtryskiwacza i jednocześnie gwałtownego zakończenia wtrysku. Wyniki obserwacji potwierdzają tę tezę, a jednocześnie obrazują stan faktyczny pracy wtryskiwaczy – istnienie dotrysku o czasie trwania nawet 150-200 μs (rys. 13). Wyniki te uzyskano na podstawie analizy obszaru wypływu paliwa z wtryskiwacza i określeniu jasności pola objętego badaniem.

Wynika z tego, że małe ciśnienie panujące w układzie zasobnikowym nie będzie powodowało szybkiego zamknięcia wtryskiwacza i jednocześnie gwałtownego zakończenia wtrysku. Wyniki obserwacji potwierdzają tę tezę, a jednocześnie obrazują stan faktyczny pracy wtryskiwaczy – istnienie dotrysku o czasie trwania nawet 150-200 μs (rys. 13). Wyniki te uzyskano na podstawie analizy obszaru wypływu paliwa z wtryskiwacza i określeniu jasności pola objętego badaniem.

Jakościowy obraz sposobu zamykania wtryskiwacza przy różnych wartościach ciśnienia paliwa panującego w zasobniku (ciśnienia wtrysku) przedstawiono na rys. 14. Dla analizy obrazów wtrysku paliwa usunięto tło na każdym rejestrowanym zdjęciu.

W celu określenia intensywności i jakościowej oceny ilości dotryskiwanej paliwa dokonano analizy przebiegu wypływu paliwa na przedstawionych zdjęciach (rys. 14). Wyniki obrazują liczbę pikseli odpowiadających poszczególnym czasom dotrysku oraz sumaryczną liczbę pikseli odpowiadających ilości wtrysniętego paliwa (rys. 15). Zabieg taki jest konieczny ze względu na występujące niejednakowe początki dotrysku paliwa, które nie zależą od szybkości filmowania (i nie są z nią zsynchronizowane).

Z analizy wykresu wynika zależność, że wraz ze wzrostem ciśnienia wtryskiwanego paliwa (przy stałym czasie wtrysku wynoszącym  $t = 500 \mu s$ ) ilość dotryskiwanej paliwa zmniejsza się. Zależność ta jest zgodna z zasadą

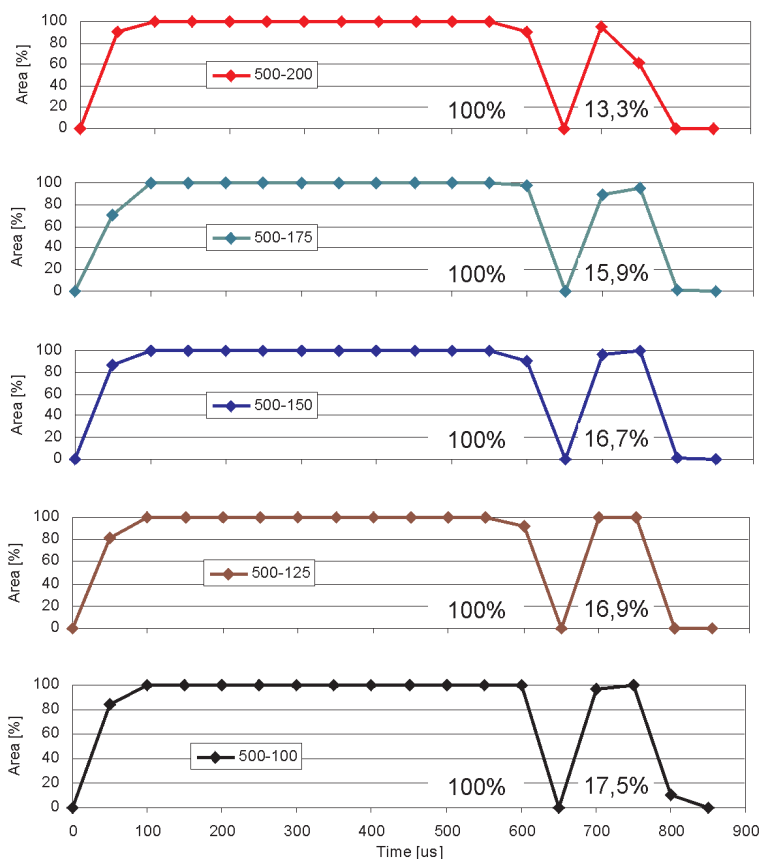


Fig. 13. The analysis of the fragment of the area of the fuel outflow from the injector: determining of the duration of the ‘post injection’ based on the number of pixels in a given time interval (relative values; 100% denotes the whole fuel area under analysis)

Rys. 13. Analiza fragmentu obszaru wypływu paliwa z wtryskiwacza: określenie czasu trwania dotrysku na podstawie liczby pikseli w danym przedziale czasowym (wartości względne; 100% oznacza cały analizowany obszar objęty dawką paliwa)

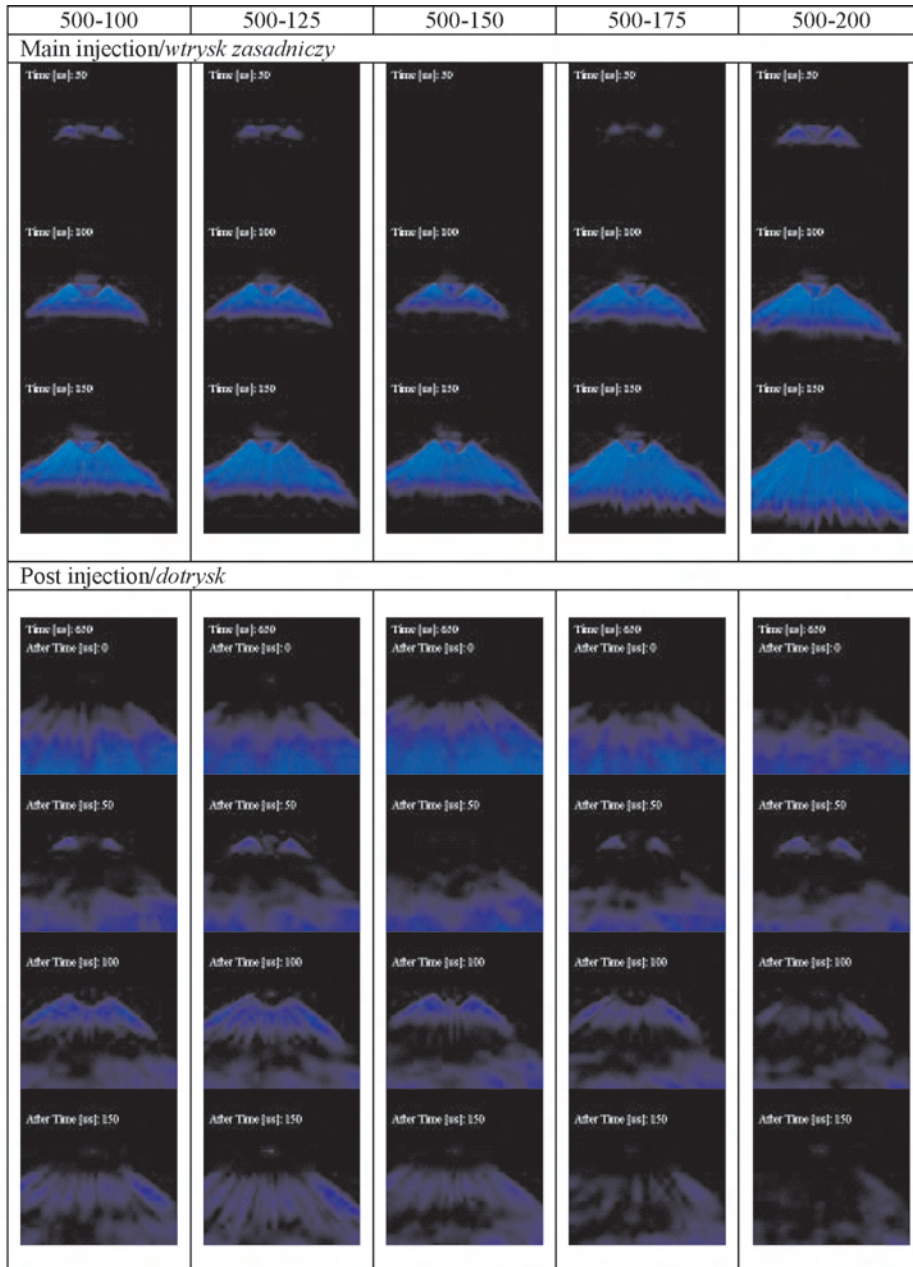


Fig. 14. The influence of the gasoline injection pressure on the qualitative result of the final phase of the injection (the occurrence of the fuel 'post injection')

Rys. 14. Wpływ wartości ciśnienia wtrysku benzyny na jakościowy obraz końcowej fazy wtrysku benzyny (występowanie dotrysku paliwa)

analyze the fuel injection images the background was erased from each presented image.

In order to determine the intensity and qualitative assessment of the 'post-injected' fuel an analysis of fuel outflow course has been carried out on the images – Fig. 14. The results show the number of pixels corresponding to the respective 'post injection' durations and the collective number of pixels corresponding to the amount of injected fuel (Fig. 15). Such an action is needed as the fuel 'post injection' onsets are not identical and are independent from the filming frequency (not synchronized with it).

działania wtryskiwacza piezoelektrycznego, gdyż większe ciśnienie wtrysku powoduje szybsze zamknięcie iglicy wtryskiwacza.

Wielkość dotrysku paliwa zależy od wartości ciśnienia wtrysku. Zaobserwowano maksymalne dawki dotrysku dla ciśnienia paliwa  $P_{inj} = 12,5$  MPa. Występowanie maksymalnych dotrysków może być związane z występowaniem częstotliwości rezonansowych dla tego typu wtryskiwaczy. Wymusza to konieczność stosowania małych (poniżej 10 MPa) lub dużych (powyżej 17,5 MPa) wartości ciśnienia paliwa w układzie wtryskowym. Zakres między 10 a 17,5 MPa jest obszarem występowania znacznych dotrysków paliwa.

Analizie poddano zasięg i równomierność strugi podczas wtrysku i dotrysku paliwa przy tych samych parametrach czasowych. Wybrano zdjęcia, które odpowiadają stałom czasom (100 μs) od rozpoczęcia wtrysku lub dotrysku. Przedstawiono przypadek, który powoduje znaczący dotrysk paliwa (wtrysk o parametrach  $t_1 = 500$  μs oraz wartości ciśnienia wtrysku 10 MPa – kod 500–100). Dokonano analizy jakościowej zasięgu strug paliwa: wtrysku zasadniczego i dotrysku (rys. 16).

Średnia wartość zasięgu wzrosła o 17%; zmianie uległa również szerokość strugi paliwa – wielkość ta wzrosła o 12%. Wzrost zasięgu podczas

dotrysku jest spowodowany wzrostem prędkości wpływu paliwa – w wyniku zmiany przekroju przepływowego – w czasie zamykania wtryskiwacza. Wyraźnemu różnicowaniu ulega zwartość i jednorodność strugi. Podczas wtrysku zasadniczego odchylenie średnie wynosi 2,56. W przypadku dotrysku wielkość ta wynosi 5,65. Wynika z tego dwukrotnie większa nierównomierność zasięgu w przypadku dotrysku niż w czasie wtrysku zasadniczego. Zmniejszenie liczby pikseli określających strugę paliwa pozwala wnioskować o mniejszej wartości ciśnienia tej części dawki paliwa oraz o jej gorszym rozpyleniu.

From the analysis of the graph results a relation that as the injected fuel pressure grows (at a constant duration of the injection  $t = 500 \mu\text{s}$ ) the amount of the 'post-injected' fuel reduces. This relation is in line with the principle of operation of piezoelectric injector as higher injection pressure results in a quicker closing of the injection needle.

The size of the fuel 'post injection' depends on the fuel injection pressure. The maximum fuel 'post injection's have been observed for the fuel pressure  $P_{inj} = 12.5 \text{ MPa}$ . The occurrence of maximum 'post injections' may be related to the occurrence of resonant frequencies for this type of fuel injectors. This forces the application of low (below 10 MPa) or high (above 17.5 MPa) fuel injection pressures in the injection system. The range between 10 and 17.5 MPa is the area of high 'post injection' occurrence.

The fuel spray penetration and uniformity were analyzed during the injection and 'post injection' at the same time parameters. Images were selected that correspond to constant times ( $100 \mu\text{s}$ ) from the onset of the injection or 'post injection'. A case was shown that causes a significant fuel 'post injection' (injection having the parameters  $t_1 = 500 \mu\text{s}$  and the injection pressure 10 MPa – code 500–100). A qualitative analysis was performed of the fuel spray penetration: main injection and 'post injection' (Fig. 16).

The average value of the fuel spray penetration grew by 17%; the width of the fuel spray also changed – it grew by 12%. The growth of the penetration during the 'post injection' is caused by the increase in the velocity of the fuel outflow – as a result of the change of the outflow diameter (when closing the injector). The fuel spray content and uniformity varies widely. During the main injection the average deviation amounts to 2.56. In the case of the 'post injection' the value is 5.65. From the above it results that in the case of 'post injection' the non-uniformity of the penetration grows twice as opposed to the main injection. The reduction of the number of pixels determining the fuel spray allows a conclusion that the pressure of this fuel dose is lower and the atomization is worse.

## 5. Summary

The main target of the research reported in this paper was to determine the injection course and its quality indexes in the piezoelectric injection systems, both for SI and CI engines, according to the injection pressure, fuel temperature and back-pressure.

According the bio-fuel (B100) injection by the multi-hole injector used in Diesel engines it was stated that:

1. The analysis of the fuel spray penetration indicates that there is a lack of uniformity in the fuel atomization by all injection holes of a piezoelectric injector. We obtain

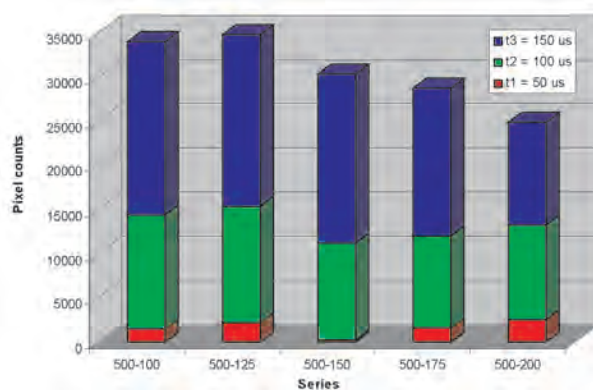


Fig. 15. Changes in the number of pixels in subsequent phases of the 'post injection'; the accumulated values in terms of quality correspond to the size of the dose of the injected fuel

Rys. 15. Zmiany liczby pikseli w kolejnych fazach dotrysku; skumulowane wartości jakościowo odpowiadają wielkości dawki wtryskiwanego paliwa

## 5. Podsumowanie

Głównym zadaniem badań omawianych w tym artykule było określenie przebiegu procesu wtrysku i wyznaczenie jego wskaźników jakości dla wtryskiwaczy piezoelektrycznych, stosowanych zarówno w silnikach ZI jak i ZS, w zależności od ciśnienia wtrysku, temperatury paliwa i przeciwcisnienia.

W odniesieniu do wtrysku biopaliwa B100 przez wtryskiwacz wielootworowy stosowany w silniku ZS stwierdzono, że:

1. Analiza zasięgu strug paliwa wskazuje na istnienie rozbieżności w rozpyleniu paliwa przez wszystkie otworki wtryskiwacza piezoelektrycznego. Uzyskuje się rozrzuty o wartości od 15 do 20% w zależności od czasu rozpylenia paliwa od początku wtrysku. Podobne rezultaty uzyskuje się przy ocenie obszaru zajmowanego przez poszczególne strugi paliwa.
2. Wzrost omawianego obszaru osiąga maksymalną wartość w końcowej fazie wtrysku i wynosi około 40%. Wartość ta jest niezależna od ciśnienia i czasu wtrysku.
3. Wraz ze wzrostem ciśnienia wtrysku następuje zwiększenie prędkości strugi. Obserwowany jest wzrost prędkości strugi podczas wypływu z wtryskiwacza. Po zakończeniu wtrysku następuje stabilizacja prędkości.

Dla przypadku bezpośredniego wtrysku benzyny przy użyciu piezoelektrycznego wtryskiwacza typu outward-opening i stożkowego ukształtowania strugi można stwierdzić, że:

1. Szczegółowa analiza rozkładu promieniowego strugi wskazuje na występowanie znacznych odchyień zasięgu od wartości średniej. Wzrost wartości przeciwcisnienia powoduje zmniejszenie rozrzutów strugi wokół wartości średniej. Obliczone odchylenia kwadratowe wskazują na 22% spadek wartości przy wzroście przeciwcisnienia o 50% (przy ciśnieniu wtrysku 20 MPa) oraz dalszym spadku tej wartości o 8% (przy zmianie przeciwcisnienia o kolejne 25%). Zmiana ciśnienia wtrysku o 25% powoduje zwiększenie odchylenia kwadratowego o 3%. Wzrost przeciwcisnienia przy tej wartości wtrysku paliwa powoduje zmniejszenie odchylenia o 13%.
2. Wraz ze wzrostem ciśnienia wtryskiwanego paliwa ilość dotryskiwanej paliwa zmniejsza się. Przy wzroście ciśnienia paliwa o 50% następuje spadek obszaru objętego dodatkowym wtryskiem paliwa o 5%. Wzrost o 100% powoduje zmniejszenie tego obszaru o 25%. Wynika stąd, że występowanie dotrysku mocno zależy od ciśnienia wtrysku paliwa.

spreads of the values from 15 to 20% depending on the fuel atomization time counting from the onset of the injection. Similar results we obtain when evaluating the area occupied by individual fuel sprays.

- The growth of the said area reaches a maximum value at the end of the injection and amounts to approximately 40%. The value is independent of the injection pressure and injection time.
- The fuel spray velocity increases as it injection pressure grows up. We can observe an increase in the fuel spray velocity as it flows out of the injector. After the end of the injection the velocities equalize.

For the case of gasoline direct injection using piezoelectric outward-opening injector and cone-shape spray it could be concluded that:

- A detailed analysis of the radial spray distribution indicates significant deviations in the spray penetration from the average value. The increase in the backpressure results in the reduction of the fuel spray spreads from the average value. The calculated average squared deviations indicate a 22% drop in the value as the backpressure grows by 50% (at the injection pressure of 20 MPa). The change in the fuel injection pressure by 25% results in an increase in the average squared deviation by 3%. The increase in the backpressure at this injection value results in the reduction of the deviation by 13%.
- As the fuel injection pressure grows the amount of the 'post-injected' fuel reduces. At the increase of the fuel injection pressure by 50% a drop in the area covered by the additional fuel injection by 5% takes place. An increase by 100% results in the reduction of this area by 25%. From the above facts we conclude that the occurrence of the 'post injection' heavily depends on the fuel injection pressure.
- The occurrence of the maximum 'post injection's may be related to the resonant frequencies for this type of injectors. This forces the use of low (below 10 MPa) or high (above 17.5 MPa) fuel injection pressures in the injection system. The range between 10 and 17.5 MPa is the area of high 'post injection' occurrence.
- The analysis of the fuel spray, fuel injection and 'post injection' (the same time from the onset of a given fuel dose) indicates changes in the fuel spray penetration and width. The spray penetration increases by 17% and the fuel spray width by 12%. The non-uniformity of the spray penetration increases twice as determined by mean square deviation.

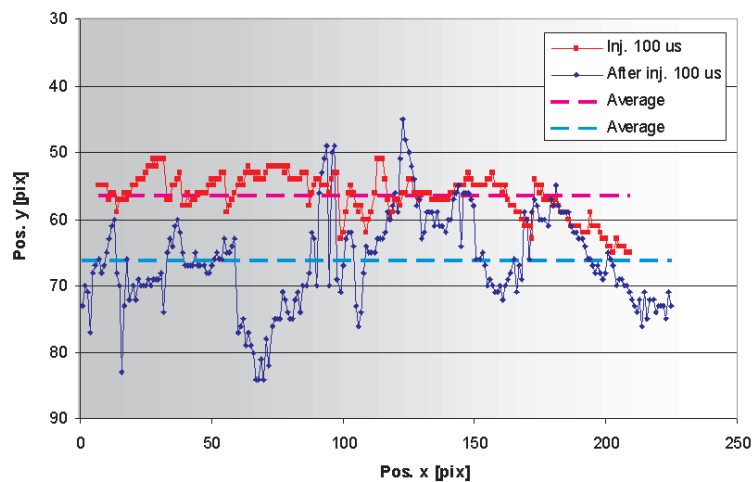
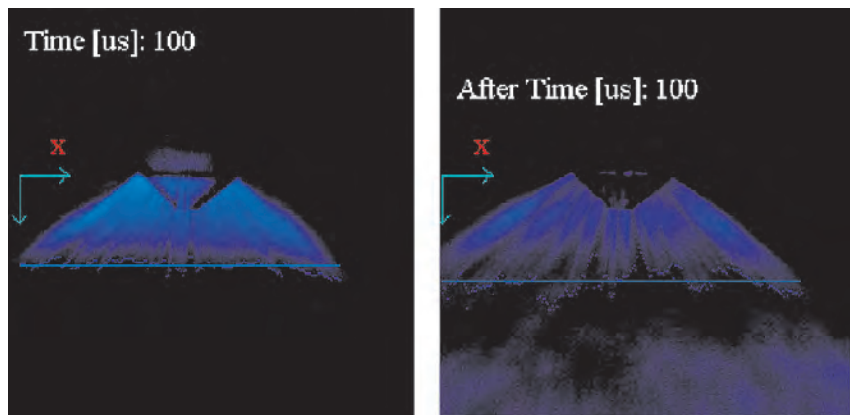


Fig. 16. The analysis of the fuel spray penetration and uniformity 100  $\mu$ s from the onset of the injection and 100  $\mu$ s from the 'post injection'

Rys. 16. Analiza zasięgu i równomierności strugi paliwa podczas 100  $\mu$ s od początku wtrysku i 100  $\mu$ s od dotrysku paliwa

- Występowanie maksymalnych dotrysków może być związane z występowaniem częstotliwości rezonansowych dla tego typu wtryskiwaczy. Wymusza to konieczność stosowania małych (poniżej 10 MPa) lub dużych (powyżej 17,5 MPa) wartości ciśnienia paliwa w układzie wtryskowym. Zakres między 10 a 17,5 MPa jest obszarem występowania znacznych dotrysków paliwa.
- Analiza strugi wtrysku i dotrysku (przy tym samym czasie od początku danej dawki paliwa) wskazuje na istnienie zmian w zasięgu i szerokości strugi paliwa. Zasięg ulega zwiększeniu o 17% natomiast szerokość strugi o 12%. Zaobserwowano dwukrotne zwiększenie nierównomierności zasięgu strugi określone przez odchylenie od linii średniej.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

## Acknowledgments

This work has been sponsored by the Polish Ministry of Science and Higher Education as a research project No NN 502 088438 in the years 2010-2012.

## Źródło finansowania

Prezentowana praca została wykonana w ramach projektu badawczego nr NN 502 088438 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w latach 2010-2012.

## Bibliography/Literatura

- [1] 2009 Annual Book of ASTM Standards, Vol. 05.04, ASTM International, 100 Barr harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA, 19428, www.astm.org.
- [2] Bianchi G.M., Negro S., Forte C., Cazzoli G., Pelloni P., The Prediction of Flash Atomization in GDI Multi-Hole Injectors, SAE 2009-01-1501, 2009.
- [3] Biodiesel Standards EN 14214.
- [4] Bock Ch., Hirschfelder K., Ofner B., Schwarz Ch.: Motor-technische Zeitschrift 12:42-49, vol. 69 (2008).
- [5] Choi D.-S., Bae Ch., Kim D.-J., Proc. Instn Mech. Engrs 218:745-754 (2004).
- [6] Geng P.Y., Buczynsky A.E., Konzack A.: US and EU Market Biodiesel Blends Quality Review – An OEM Perspective, SAE Technical Paper 2009-01-1850 (2009).
- [7] Guido C., Beatrice C., Di Iorio S., Fraioli V., Di Blasio G., Alternative Diesel Fuels Effects on Combustion and Emissions of an Euro5 Automotive Diesel Engine, SAE Technical Paper 2010-01-0472, 2010.
- [8] Horn U., Persson H., Egnell R., Andersson Ö., Rijk E., The Influence of Fuel Properties on Transient Liquid-Phase Spray Geometry and on CI-Combustion Characteristics, SAE 2009-01-2774, 2009.
- [9] Kim S.-J., Kim Y.-N., Lee J.-H.: Analysis of the In-Cylinder Flow, Mixture Formation and Combustion Processes in a Spray-Guided GDI Engine, SAE Technical Paper 2008-01-0142, 2008.
- [10] Mitroglou N., Nouri J.M., Yan Y., Gavaises M., Arcoumanis C., Spray Structure Generated by Multi-Hole Injectors for Gasoline Direct-Injection Engines, SAE 2007-01-1417, 2007.
- [11] Northrop W.F., Bohac S.V., Assanis D.N., Premixed Low Temperature Combustion of Biodiesel and Blends in a High Speed Compression Ignition Engine, SAE Technical Paper 2009-01-0133, 2009.
- [12] Schwarz C., Schünemann E., Durst B., Fischer J., Witt A.: Potentials of the Spray-Guided BMW DI Combustion System, SAE Technical Paper 2008-01-1265, 2008.
- [13] Senda J., Ikeda T., Haibara T., Sakurai S., Wada Y., Fujimoto H., Spray and Combustion Characteristics of Reformulate Biodiesel with Mixing of Lower Boiling Point Fuel, SAE 2007-01-0621, 2007.
- [14] Senda J., Okui N., Suzuki T., Fujimoto H.: Flame Structure and Combustion Characteristics in Diesel Combustion Fueled with Bio-diesel, SAE Technical Paper 2004-01-0084, 2004.
- [15] Szybist J.P., Boehman A.L.: Behavior of a Diesel Injection System with Biodiesel Fuel, SAE Technical Paper 2003-01-1039, 2003.
- [16] Wang Y.-J., Wang J.-X., Shuai S.-J., Lei X.-H., An, X.-L.: Study of Injection Strategies of Two-stage Gasoline Direct Injection (TSGDI) Combustion System, SAE 2005-01-0107, 2005.
- [17] Wislocki K., Pielecha I., Czajka J.: A comparative analysis of diesel fuel injection parameters in piezoelectric and electromagnetic fuel injectors, Combustion Engines 3(138), pp. 54-63, 2009.
- [18] Wislocki, K., Pielecha, I., Czajka, J., Maslennikov, D.: The Influence of Fuel Injection Parameters on the Indexes of Fuel Atomization Quality for a High Pressure Injection, SAE 2010-01-1499, 2010.
- [19] Xusheng Z., Haibin W., Liguang L., Zhijun W., Zongjie H., Hui Z.: Characteristics of Output Performances and Emissions of Diesel Engine Employed Common Rail Fueled with Biodiesel Blends from Wasted Cooking Oil, SAE Technical Paper 2008-01-1833, 2008.

Prof. Krzysztof Wislocki, DSc, DEng. – Professor at the Faculty of Working Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

*Prof. nzw. dr hab. inż. Krzysztof Wislocki – Profesor nzw. na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [krzysztof.wislocki@put.poznan.pl](mailto:krzysztof.wislocki@put.poznan.pl)



Mr. Ireneusz Pielecha, DEng. – doctor at the Faculty of Working Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

*Dr inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

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



Mr. Dmitrij Maslennikov, MEng. – post-graduated student at the Faculty of Working Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Dmitrij Maslennikov – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [dmytro.maslennikov@put.poznan.pl](mailto:dmytro.maslennikov@put.poznan.pl)



Mr. Jakub Czajka, DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

*Dr inż. Jakub Czajka – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jakub.czajka@put.poznan.pl](mailto:jakub.czajka@put.poznan.pl)



## Development of an optical swirl sensor for DI-diesel engines

*In this paper the systematic development of an optical swirl sensor to measure the swirl ratio in an operating serial turbocharged DI-diesel engine is described.*

*The optical sensor detects the visible light of the combustion, in particular the emission of the sooting flame in a wavelength range from 600 nm up to 1000 nm. The acceptance angle is so small that the soot clouds from every spray can be detected as they are being turned under the optical sensor by the swirling flow. In a first part the new optical probe method was validated on a transparent engine by comparison with high speed video recordings. In the second part several hardware variations were made on a serial DI-diesel engine which was equipped with a variable swirl valve. The influence of the opened- and closed swirl valve constellation, the piston geometry and the injector influence on the swirl ratio was measured with the optical probe technique. The results were compared with a zero dimensional simulation model.*

*There was a good agreement between the swirl measurements and the 0D-model. The optical swirl sensor has proven to be a powerful tool to optimise the combustion process. Without any modifications on the cylinder head, the effect of application parameters and hardware parts on the swirl strength can be quantified for all engine loads and speeds*

*Key words: swirl flow, direct-injection diesel engine, optical measurement techniques*

### Rozwój optycznego czujnika zawirowania do silników o ZS z wtryskiem bezpośrednim

*W artykule opisano rozwój czujnika optycznego, który jest wykorzystywany do pomiarów stopnia zawirowania w pracującym silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim i turbodoładowaniem. Czujnik optyczny rejestruje widzialne światło spalania, w szczególności promieniowanie sadzy w płomieniu dyfuzyjnym w zakresie długości fal od 600 do 1000 nm. Kąt obserwacji czujnika optycznego jest wystarczająco mały do wykrycia ruchu obłoku promieniującej sadzy wywołanego przez zawirowanie ładunku w cylindrze, dla każdej strugi wtryskiwanego paliwa.*

*W początkowej części artykułu nowa metoda badań czujnikiem optycznym została zweryfikowana na silniku transparentnym przez porównanie z wynikami obserwacji ruchu płomienia zarejestrowanymi za pomocą szybkiego filmowania. W dalszej części artykułu przedstawiono kilka zmian konstrukcyjnych wykonanych na seryjnym silniku o ZS typu DI, który został wyposażony w zawór wytwarzający zmienne zawirowanie obwodowe. Wpływ otwierania i zamykania tego zaworu oraz geometrii korony tłoka na stopień zawirowania ładunku określono przy wykorzystaniu techniki pomiarów optycznych. Otrzymane wyniki porównano z wynikami symulacji uzyskanymi dla modelu 0-wymiarowego.*

*Stwierdzono zgodność wyników pomiarów zawirowania i symulacji modelu 0D. Optyczny czujnik zawirowania okazał się przydatnym narzędziem do optymalizowania procesu spalania. Wpływ parametrów regulacyjnych oraz elementów konstrukcyjnych na stopień zawirowania ładunku może być wyznaczony dla całego zakresu obciążenia i prędkości obrotowej silnika bez jakichkolwiek modyfikacji konstrukcyjnych głowicy silnika.*

*Słowa kluczowe: przepływ wirowy, silnik z wtryskiem bezpośrednim, techniki pomiarów optycznych*

## 1. Introduction

The amount of soot at a certain  $\text{NO}_x$ -level formed during the combustion process in DI-diesel engines is governed by the interaction of the swirling flow with the high pressure fuel injection. The optimal swirl level in every load point is required to fulfil present and future legislative requirements.

The engine is equipped with a variable swirl valve, which allows varying the swirl intensity. When the swirl valve is closed, only the tangential intake port is through-flown and a very high swirling flow is induced. The swirl valve can be opened continuously. When both intake ports are open, only a low swirl is generated. In Fig. 1 the EGR-trades for the load point at 1500 rpm and a mean effective pressure of 3 bar, which is characteristic for the first phase in the European driving cycle, for different swirl valve positions are shown. In the  $\text{NO}_x$ -soot trade of Fig. 1, the immense influence of the

## 1. Wstęp

Przy pewnym poziomie emisji  $\text{NO}_x$  ilość sadzy powstającej podczas procesu spalania wynika z interakcji pomiędzy przepływem wirowym czynnika a wysokociśnieniowym wtryskiem paliwa. Do zapewnienia obecnych i przyszłych wymagań normatywnych niezbędne jest zapewnienie optymalnego zawirowania ładunku w każdym punkcie pracy silnika.

Silnik wyposażono w zawór do regulacji zawirowania, który umożliwia różnicowanie jego intensywności. Kiedy zawór zawirowujący jest zamknięty, przepływ następuje tylko przez styczny kanał dolotowy i tworzy się silne zawirowanie obwodowe. Zawór zawirowujący może pozostawać stale otwarty. Gdy oba zawory dolotowe są otwarte, wytwarzane jest tylko słabe zawirowanie.

Na rysunku 1 można zaobserwować przebiegi recyrkulacji spalin (EGR) dla różnego położenia zaworu zawiro-

swirl valve position can be seen. The soot emissions can be reduced from 1.1 to 0.18 at a  $\text{NO}_x$  level of 50 ppm by closing the swirl valve. The hydrocarbon and carbon monoxide emissions increase by closing the swirl valve. The specific fuel consumption shows little reaction by closing the swirl valve, only at the completely closed swirl valve position there is a very large increase of the specific fuel consumption. When the swirl valve is closed from the  $60^\circ$ - to the  $90^\circ$ -position and the swirl number after Tippelmann [1] is increased from 0.6 to 0.9, the soot emissions can be reduced from 0.5 to 0.18. The disadvantage of the higher swirl intensity can be seen in Fig. 2. The specific fuel consumption is increased by almost 15 g/kW·h. Such deterioration usually leads to a fuel increase of 0.1 l up to 0.3 l in the European driving cycle.

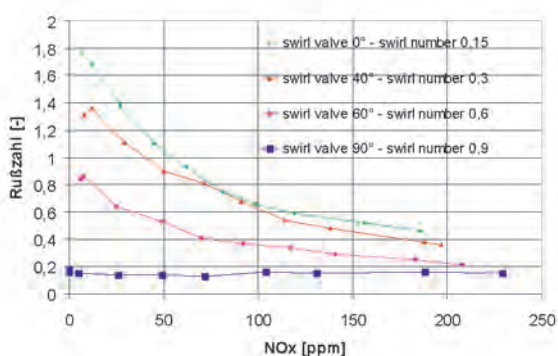


Fig. 1. Effect of a swirl and EGR variation at 1500 rpm and  $p_{me} = 3$  bar on the  $\text{NO}_x$  and soot emissions

Rys. 1. Wpływ zawirowania i zmiany stopnia recyrkulacji spalin (EGR) na emisję  $\text{NO}_x$  i sadzy przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i średnim ciśnieniu użytecznym  $p_{me} = 3$  bary

These measurements show the conflict between the reduction of the exhaust gas emissions and fuel consumption. For future diesel engines a better compromise between the  $\text{NO}_x$  emissions and the fuel consumption is necessary since the  $\text{CO}_2$  emissions will also be limited to 130 g/km in the year 2014. [2] Therefore, new measurement methods which allow detailed insights in the governing processes are needed. A contribution to this demand is the development of the so called "optical swirl sensor".

## 2. Definition and mathematical modeling of the swirl ratio

### 2.1. Swirl measurement

Swirl measurements have become an established process in the development of diesel engines. Usually, the swirl flow induced from the intake ports of a cylinder head is determined. The charge motion in the cylinder is very complex. Simplified it can be described by the swirl or tumble number. The model presented in this article computes the swirl development during the induction stroke. It also calculates the swirl modification during the compression stroke. The model considers the influence of the camshaft (valve lift timing), the crankshaft kinematics and the piston bowl

wującego przy obciążeniu częściowym silnika, prędkości obrotowej 1500 obr/min i średnim ciśnieniu użytecznym 3 bary, które jest charakterystyczne dla pierwszej fazy Jezdnego Cyklu Europejskiego. Na krzywej zależności  $\text{NO}_x$ -sadza (rys. 1) można zaobserwować ogromny wpływ położenia zaworu zawirowującego. Emisja sadzy może być zredukowana od 1,1 do 0,18 dla  $\text{NO}_x$  na poziomie 50 ppm przez domknięcie zaworu. Emisja węglowodorów i tlenu węgla wzrasta wraz z domykaniem zaworu zawirowującego. Przebieg jednostkowego zużycia paliwa wykazuje nieznaczną wrażliwość na domyknięcie zaworu zawirowującego, a tylko przy jego całkowitym zamknięciu występuje bardzo duży wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Kiedy zawór zawirowujący jest zamykany od pozycji  $60^\circ$  do  $90^\circ$ , a liczba wirowa wg Tippelmann [1] zwiększa się od 0,6 do 0,9, wtedy emisja sadzy może ulec zmniejszeniu od 0,5 do 0,18. Wada zwiększonej intensywności zawirowania jest widoczna na rys. 2. Jednostkowe zużycie paliwa wzrasta wówczas o prawie 15 g/kW·h. Takie pogorszenie zwykle prowadzi do zwiększenia zużycia paliwa od 0,1 aż do 0,3 dm<sup>3</sup> w Europejskim Cyklu Jezdnym.

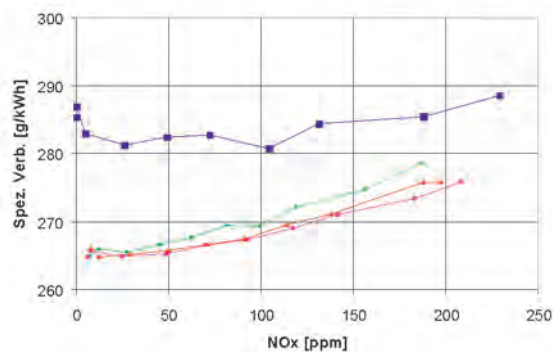


Fig. 2. Effect of a swirl and EGR variation at 1500 rpm and  $p_{me} = 3$  bar on the  $\text{NO}_x$  emissions and the specific fuel consumption

Rys. 2. Wpływ zawirowania i zmiany stopnia recyrkulacji spalin (EGR) na emisję  $\text{NO}_x$  i jednostkowe zużycie paliwa przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i średnim ciśnieniu użytecznym  $p_{me} = 3$  bary

Te pomiary wskazują na sprzeczność między redukcją emisji związków toksycznych a zużyciem paliwa. Dla przyszłych silników o ZS konieczne jest poszukiwanie kompromisu pomiędzy emisją  $\text{NO}_x$  a zużyciem paliwa, ponieważ w 2014 r. emisja dwutlenku węgla będzie ograniczona do 130 g/km. Z tego powodu potrzebne są nowe metody badawcze, które pozwolą na szczegółowy wgląd w zarządzanie procesem spalania. Koniecznym wkładem do zarządzania procesem jest rozwój tzw. optycznego czujnika zawirowania.

## 2. Definicje i modelowanie matematyczne stopnia zawirowania

### 2.1. Pomiar zawirowania obwodowego

Pomiar zawirowania obwodowego (typu swirl) w silniku o ZS stał się zasadniczym pomiarem w rozwoju silników o ZS. Przeważnie bada się zawirowanie obwodowe wywoły-

geometry. This allows a comparison between measured and simulated swirl numbers.

Steady state test rigs are used for swirl measurement. A common technique uses a paddle wheel mounted on the cylinder axis. The measured quantity is the rotation speed of the paddle.

Another possibility is to use an impulse swirl meter to determine the total torque induced in the cylinder. This technique has superseded the paddle wheel and is therefore used to give the start values for swirl computation during induction stroke [1].

In general, the swirl number is defined as [3]:

$$D = \frac{\overline{\omega}_{\text{air}}}{\overline{\omega}_{\text{engine}}} = \frac{\overline{\omega}_{\text{air}}}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (1)$$

Since the engine speed  $n$  is known, one has to compute the angular velocity  $\overline{\omega}_{\text{air}}$ . With the assumption of a solid body rotation, the angular velocity can be written as:

$$\overline{\omega}_{\text{air}} = \frac{2 \cdot M}{\dot{V} \cdot \rho \cdot r^2} = \frac{8 \cdot M}{\dot{m} \cdot d^2} \quad (2)$$

In general, the result of a swirl measurement is the torque which is also dependent of the valve lift. In order to model the swirl generation in the cylinder with more accuracy, the torque and the mass flow rate values have to be determined for the complete valve lift curve.

To do so, equation (2) has to be changed in:

$$\overline{\omega}_{\text{air}} = \frac{8}{d^2} \cdot \frac{\int_{\text{IVO}}^{\text{IVC}} M \cdot d\alpha}{\int_{\text{IVO}}^{\text{IVC}} \dot{m} \cdot d\alpha} = \frac{8}{d^2} \cdot \frac{\sum_{\text{IVO}}^{\text{IVC}} M \cdot \Delta\alpha}{\sum_{\text{IVO}}^{\text{IVC}} \dot{m} \cdot \Delta\alpha} \quad (3)$$

During the compression stroke it is possible to model the swirl evaluation with or without friction losses. For simplification the following derivations neglect friction. Then, the conservation law of angular momentum yields:

$$\frac{dL}{dt} = 0 \quad (4)$$

$$L = \text{const.}$$

The angular momentum  $L$  is defined as:

$$L = J_{\text{air}} \cdot \overline{\omega}_{\text{air}} = \text{const.} \quad (5)$$

$$J_1 \cdot \overline{\omega}_1 = J_2 \cdot \overline{\omega}_2$$

Since the charge motion is modelled without friction, there is no change in angular momentum. The angular velocity increases because the moment of inertia of the rotating air is decreasing as the piston moves from bottom dead centre to top dead centre. Therefore, we have to compute, the change of inertia over the crank angle from

wane przez kanały dolotowe w głowicy. Ruch ładunku w cylindrze jest bardzo złożony. Upraszczając, może on być opisany przez liczbę wirową dla zawirowania obwodowego (typu *swirl*) lub beczkowego (typu *tumble*). Model zaprezentowany w tym artykule pozwala obliczyć powstawanie zawirowania podczas suwu dolotu. Umożliwia obliczanie zmiany zawirowania w czasie suwu sprężania. Model uwzględnia wpływ rozrządu (wzniosu zaworu dolotowego), kinematyki wałka rozrządu oraz geometrii komory spalania na zawirowanie. Takie podejście pozwoliło na porównanie otrzymanych wyników z symulacji z wynikami badań empirycznych.

Do pomiaru zawirowania obwodowego służą stacjonarne stanowiska badawcze. Powszechnie jest stosowane stanowisko z anemometrem skrzydełkowym montowanym w osi cylindra. Wielkością mierzoną jest prędkość obrotu skrzydełek anemometru. Innym sposobem pomiaru tego zawirowania jest użycie miernika impulsowego do określenia całkowitego momentu wirowania wytworzonego w cylindrze. Ta technika wypiera pomiar za pomocą anemometru skrzydełkowego i daje możliwość obliczenia zawirowania w suwie dolotu [1]. Ogólnie liczba wirowa jest definiowana tak, jak we wzorze (1) [3].

Gdy znana jest prędkość obrotowa silnika  $n$ , należy obliczyć prędkość kątową  $\overline{\omega}_{\text{air}}$ . Przyjmując założenie obrotu ciała sztywnego, prędkość kątową  $\overline{\omega}_{\text{air}}$  przyjmuje postać (2).

Ogólnie, wynikiem pomiaru zawirowania jest moment obrotowy, który zależy od wzniosu zaworu. W celu modelowania powstawania zawirowania obwodowego z większą dokładnością model obrotowy i prędkość przepływu czynnika przez zawór należy określić dla całkowitego skoku zaworu. W tym celu należy równanie (2) przekształcić do postaci (3).

W czasie suwu sprężania możliwe jest modelowanie powstawania zawirowania obwodowego ze stratami lub bez strat tarcia. Dla uproszczenia pominięto wpływ tarcia w pochodnej. Wówczas równanie zachowania momentu kąтового przyjmuje postać (4).

Kręt definiuje równanie (5).

W czasie ruchu ładunku zamodelowanego bez tarcia nie występują zmiany krętu. Prędkość kątową wzrasta, ponieważ moment bezwładności wirującego powietrza zmniejsza się w czasie ruchu tłoka z dolnego martwego punktu (DMP) do górnego martwego punktu (GMP). Dlatego trzeba obliczyć zmiany bezwładności ładunku w funkcji obrotu wału korbowego z DMP do GMP.

Moment bezwładności wirującego powietrza, zgodnie z rys. 3, wyznacza (6).

Na rysunku 4 przedstawiono przebieg powstawania wiru obwodowego w czasie suwów dolotu i sprężania. Od DMP do GMP moment bezwładności zmienia się o współczynnik  $(dm/dz)^2$ . Dlatego prędkość kątową  $\overline{\omega}_{\text{air}}$  wzrasta o wartość współczynnika  $(dz/dm)^2$ . W pracującym silniku obserwowany wzrost zawirowania obwodowego jest mniejszy ze względu na tarcie na ściankach cylindra oraz w wyniku wpływu innych czynników.

BDC to TDC.

The moment of inertia of the rotating air according to the Fig. 3 becomes:

$$J_i = J_{BDC} \cdot \frac{\frac{x_i}{h} \cdot \left(\frac{d_m}{d_z}\right)^4}{\frac{x_i}{h} \cdot \left(\frac{d_m}{d_z}\right)^2} \quad (6)$$

Figure 4 shows the swirl evaluation during induction and compression stroke. From BDC to TDC the moment of inertia changes with the factor  $(d_m/d_z)^2$ . Therefore, the angular velocity  $\varpi_{air}$  increases by the factor  $(d_m/d_z)^2$ . In an operating engine the observed increase in swirl is less due to wall friction and other factors.

In the future the model will consider wall friction during compression stroke. Under this condition equation 4 becomes:

$$\frac{dL}{dt} = -M_r \quad (7)$$

Looking at equation 6 the angular momentum is no longer constant. The friction moment has to be calculated with respect to the time. The transformation of equation 6 leads to:

$$\frac{d(J \cdot \varpi)}{dt} = -M_r \quad (8)$$

$$J_i \cdot \varpi_i = -\int M_r \cdot dt + J_{i+1} \cdot \varpi_{i+1}$$

This equation has to be solved iterative, because the term  $M_r$  depends on the angular velocity  $\varpi$ . Results of the advanced model will be presented in the future.

### 3. The optical swirl measurement system

The optical swirl measurement system is derived from the Kistler 2-color method system, which is available on the market [4]. The system is adapted to measure the swirling flow in the combustion chamber.

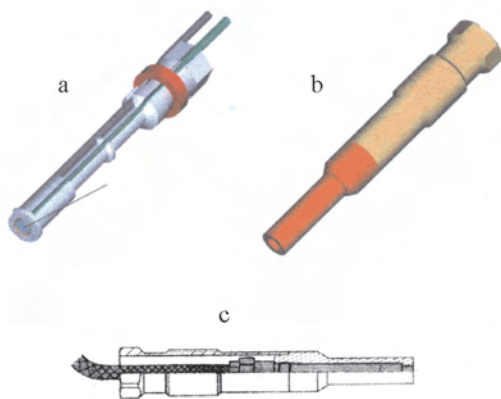


Fig. 5. The optical swirl sensor: (a) optical fibre with quartz glass window; (b) adapter; (c) the sensor mounted in the adapter

Rys. 5. Optyczny czujnik pomiaru zawirowania obwodowego: (a) światłowód z oknem kwarcowym, (b) adapter, (c) czujnik zamontowany w adapterze

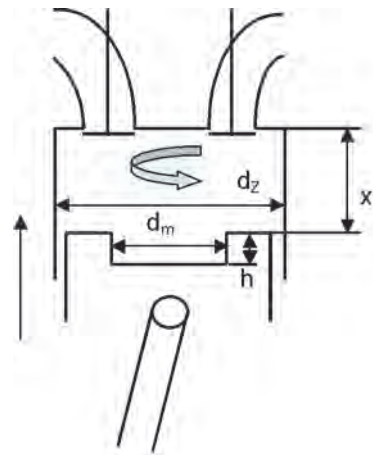


Fig. 3. Swirl modification during compression stroke  
Rys. 3. Zawirowanie obwodowe ładunku podczas suwu sprężania

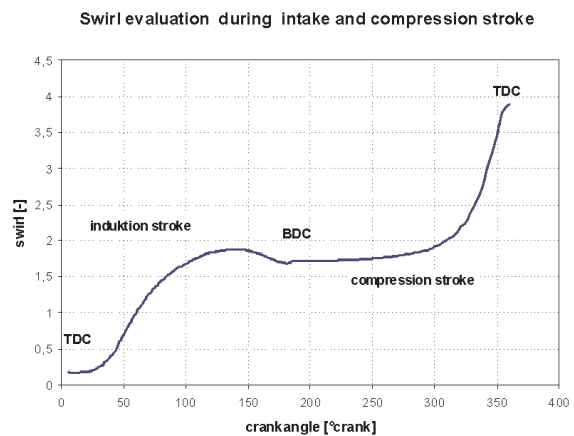


Fig. 4. Computed swirl number during induction and compression stroke  
Rys. 4. Obliczona wartość liczby wirowej podczas suwów dołotu i sprężania

W przyszłości model będzie uwzględniać tarcie na ściankach cylindra w czasie suwu sprężania. W takich warunkach równanie (4) przybierze postać (7).

Z równania (7) wynika, że kręty nie jest już stały. Moment tarcia należy obliczyć w zależności od czasu. Przekształcenie równania (7) prowadzi do równania (8).

To równanie musi być rozwiązane metodą iteracyjną, ponieważ wielkość  $M_r$  zależy od prędkości kątowej  $\varpi$ . Rezultaty w ten sposób rozszerzonego modelu będą przedstawione w przyszłości.

### 3. Optyczny system pomiaru zawirowania

Optyczny system pomiaru zawirowania obwodowego został rozwinięty z systemu badań metodą dwubarwową firmy Kistler, który jest osiągalny w handlu [4]. System ten przystosowano do pomiaru przepływu obwodowego w komorze spalania.

Specyfikacja techniczna elementów systemu została zawarta w pracy [5]. Optyczny czujnik zawirowania nie ma elementów ruchomych i nie wpływa na przebieg procesu spalania. Zminiaturyzowany czujnik zawirowania przedstawiony na rys. 5a jest zamontowany w adapterze (rys.

The technical specifications of the components are described in [5]. The swirl sensor operates motionless and doesn't interfere with the combustion process. The miniaturised optical sensor shown in figure 5a is mounted in an adapter (Fig. 5b) and placed in the glow plug bore of the engine and replaces the standard glow plug. The complete measurement system is shown in Fig. 6. The measurement system consists of a front end quartz glass lens (a) and an optical fibre (b) to lead the light to an optical detector unit (c). The optical detector unit is a photo diode which transforms the emitted light intensity into an electrical current. This signal is recorded by the data acquisition system Indicom (d). The optical sensor detects the visible and near infrared light of the combustion, in particular the emission of the sooting flame in a wavelength range from 600 nm up to 1000 nm.

The acceptance angle had to be reduced to an absolute minimum. In this way it is possible to correlate a signal intensity peak with a single sooting coil. The design of the optical glass lens in combination with a suitable adapter allowed realising an acceptance angle of about 1 degree.

The system was adapted in order to obtain the maximum light intensity of the sooting flames. Therefore, the optical filters of the standard system were removed and the broadband light emissions in the visible range were captured. The signal intensity could be increased significantly in this way.

5b) i umieszczony w otworze świecy żarowej, zastępując w silniku standardową świecę żarową. Kompletny system pomiarowy przedstawiono na rys. 6. System pomiarowy składa się z soczewki ze szkła kwarcowego (a) oraz światłowodu (b), który prowadzi światło do optycznego detektora światła (c). Optyczny detektor światła jest wyposażony w fotodiody, które przetwarzają emitowaną intensywność światła na prąd elektryczny. Sygnał prądowy jest zapisywany w systemie akwizycji danych Indicom (d). Czujnik optyczny wykrywa promieniowanie światła widzialne i w zakresie bliskiej podczerwieni, szczególnie promieniowanie płomieni dyspersyjnych w silniku w zakresie długości fali od 600 do 1000 nm.

Kąt obserwacji czujnika musiał być ograniczony do minimum. W ten sposób jest możliwe skorelowanie piku sygnału otrzymywanego z czujnika z powstałymi w komorze spalania obłokami sadzy. Konstrukcja soczewki w powiązaniu z odpowiednim adapterem pozwoliła na uzyskanie właściwego kąta obserwacji, który wynosił około 1°.

System został przystosowany do uzyskiwania maksymalnej intensywności światła płomienia dyspersyjnego palącej się sadzy. Dlatego optyczne filtry, które występują w standardowym systemie zostały usunięte, a rejestrowano światła widzialne w całej szerokości widma. W ten sposób można było znacząco wzmocnić intensywność sygnału.

Ze względu na mały kąt obserwacji możliwe jest wykrycie obłoku płomienia sadzy powstającego w każdej

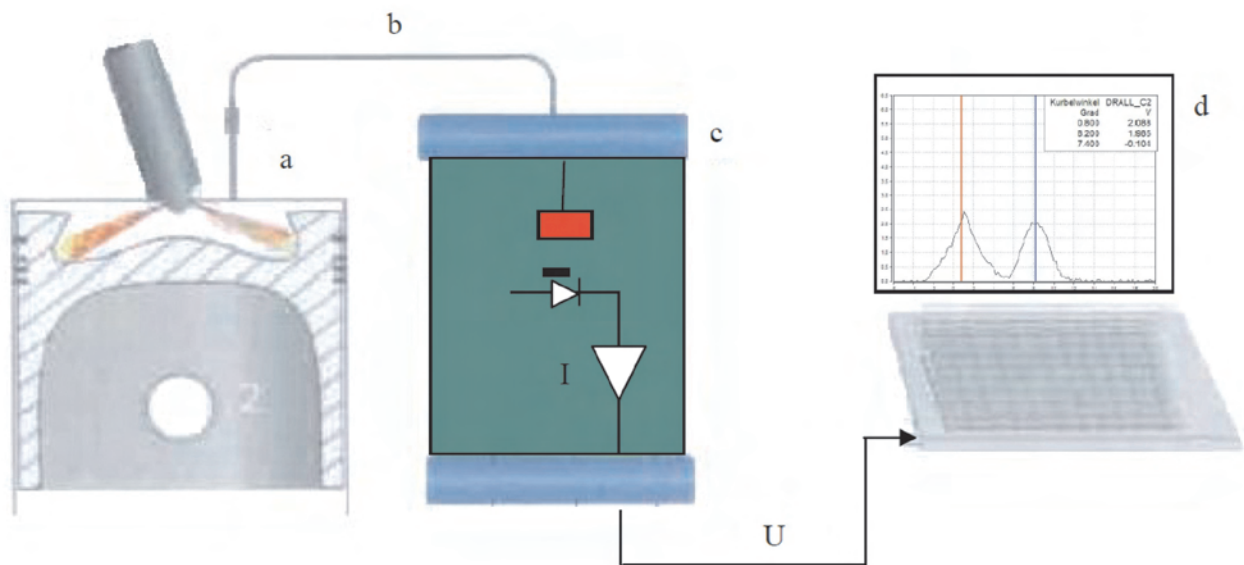


Fig. 6. The optical swirl system with (a) swirl sensor; (b) optical fibre (c) optical signal amplifier; (d) data acquisition system

Rys. 6. Optyczny system pomiaru zawirowania obwodowego: (a) czujnik zawirowania, (b) światłowód, (c) optyczny detektor światła, (d) system akwizycji danych

Due to the small acceptance angle the soot clouds from every spray can be detected as they are being turned under the optical sensor by the swirling flow. At high swirl, the single-cycle signal trace shows a high first maximum during the flame development and two or three succeeding smaller relative maxima when the soot clouds from

strudze wtryskiwanego paliwa, który zaczyna obracać się w wyniku panującego zawirowania w cylindrze w obszarze detekcji czujnika. Przy bardzo silnym zawirowaniu obwodowym przebieg sygnału z pojedynczego cyklu wykazuje dużą wartość pierwszego maksimum podczas rozprzestrzeniania się płomienia oraz dwa lub trzy następ-

windward neighbouring sprays passes the detection cone of the sensor.

In the Fig. 7 an image of the combustion chamber shows the soothing flames, the sensor position, the geometric angle between the coils and the swirl direction. The single soothing spray coils, who have there origin in the injector nozzle holes, can be seen very clearly.

The soothing flames are detected as they pass the narrow observation area of the optical sensor. The emitted light intensity increases rapidly, as the soothing flame passes the detector.

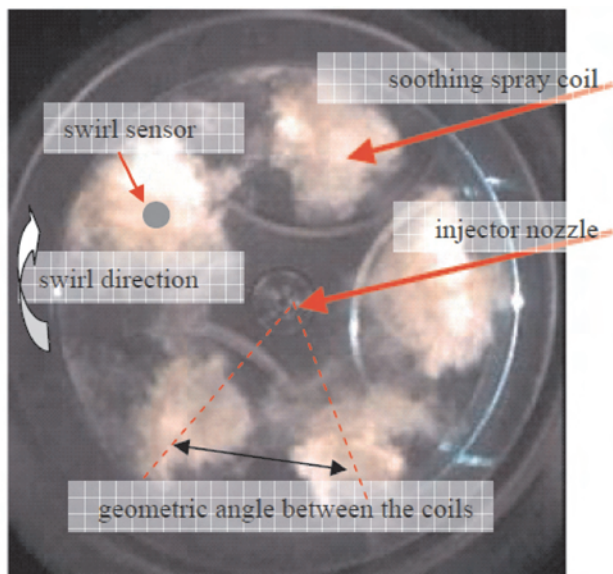


Fig. 7. Image of the combustion chamber showing the soothing flames, the sensor position, the geometric angle between the coils and the swirl direction

Rys. 7. Zdjęcie komory spalania pokazujące "chmury" płomienia sadzy, pozycję czujnika optycznego, kąt geometryczny między wtryskiwanymi strugami paliwa i kierunek zawirowania

Since the light intensity is proportional to the current, a peak in the measured signal trace can be observed. When more than one burning spray coil passes the detector, more peaks are detected. With the aid of the high resolution data acquisition system the time lap for two coils to pass the swirl sensor can be recorded, this is shown in Fig. 8.

When the time period between two signal peaks is known, as well as the geometric angle between the spray coils, then the swirl ratio can be calculated by the equation:

$$S = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\text{geometric angle between the injector holes [deg]}}{\text{time period between two peaks [deg]}} \quad (9)$$

The geometric angle between the coils is a production feature of the injector nozzle and can be determined from the construction drawings.

#### 4. Validation of the swirl sensor on an optical engine

The optical probe system has been validated on an "optical engine", an engine with optical access to the combustion

ne mniejsze maksima o niższym poziomie, powstające w wyniku przemieszczania się powstałych sąsiednich obłoków płomienia sadzy, które przemieszczają się w stożku detekcji czujnika.

Zdjęcie komory spalania na rys. 7 pokazuje "chmury" płomienia sadzy, pozycję czujnika optycznego, kąt geometryczny między wtryskiwanymi strugami paliwa oraz kierunek zawirowania. Pojedyncze obłoki płomienia sadzy, które mają swój początek na wylocie z otworka wtryskiwacza, mogą być łatwo zaobserwowane. Obłoki płomienia sadzy są wykrywane wówczas, kiedy zakryją wąski obszar detekcji pod czujnikiem optycznym. Emitowana intensywność światła wzrasta gwałtownie w chwili przemieszczania się obłoku płomienia pod czujnikiem.

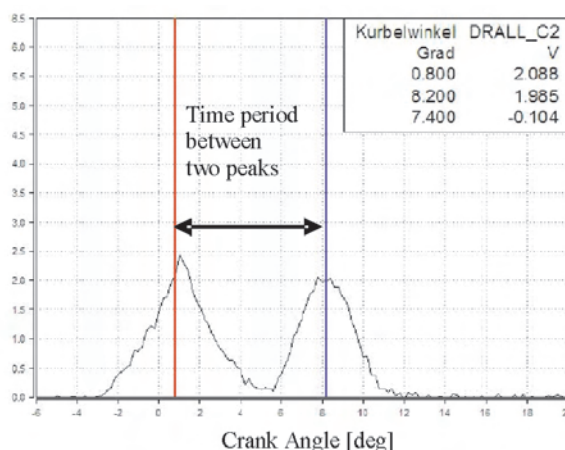


Fig. 8. The measured signal of the optical swirl sensor with the time period between the two signal peaks

Rys. 8. Sygnał pomiarowy z czujnika optycznego w okresie pomiędzy dwoma pikami sygnału

Ponieważ intensywność promieniowania światła jest proporcjonalna do prądu elektrycznego, możliwa jest obserwacja piku rejestrowanego sygnału. Gdy więcej niż jeden palący się rdzeń strugi paliwa przesuną się pod czujnikiem, rejestruje się więcej skoków wartości sygnału. W połączeniu z dużą rozdzielczością czasową rejestracji może być zarejestrowany czas przejścia dwóch strug płonącego paliwa, jak to pokazano na rys. 8.

Gdy jest znany czas między dwoma impulsami sygnału oraz znany jest kąt geometryczny między strugami wtryskiwanego paliwa, możliwe jest określenie stopnia zawirowania obwodowego zgodnie ze wzorem (9).

Geometryczny kąt między strugami wtryskiwanego paliwa jest parametrem konstrukcyjnym rozpylacza i jest określany z rysunków konstrukcyjnych.

#### 4. Kalibracja czujnika optycznego na silniku transparentnym

System optycznego czujnika poddano kalibracji na silniku transparentnym, czyli silniku z dostępem optycznym do komory spalania przez okno kwarcowe umieszczone w koronie tłoka i przez lustro wstawione do środka przedłużonego tłoka. Przykładowa konstrukcja silnika transparentnego o ZS z wtryskiem bezpośrednim została bardziej szczegółowo

chamber via a quartz glass window in the bottom of the piston bowl and by a mirror inserted into the piston from the side. The principal design of the optical DI-diesel engine was outlined in more detail in a previous paper by Hentschel [6]; the validation procedure should be described here just briefly. For a deeper view on the validation results refer to Hentschel et al. [7] or Czajka et al. [8].

Different optical techniques have been used to analyse the development of the in-cylinder swirl flow. Firstly, a particle image velocimetry (PIV) system was applied to the research engine and the swirl flow development during intake and compression stroke was measured. The engine was motored and the measurements were performed in a plane parallel to the cylinder head and about 10 mm below it. Measurements close to TDC were not possible later than 30 deg CA before TDC because at that time, due to compression, the temperature inside the combustion chamber was so high that all types of oil seeding evaporate. The field of view is located above the piston crown and contains both the piston bowl and part of the squish area. PIV was used to analyse the in-cylinder intake flow and the development of the swirl on a cycle-averaged basis. [10] As shown in Fig. 9 a well defined swirl flow field is developed at 90 deg CA before TDC. It looks very similar to a solid body rotation.

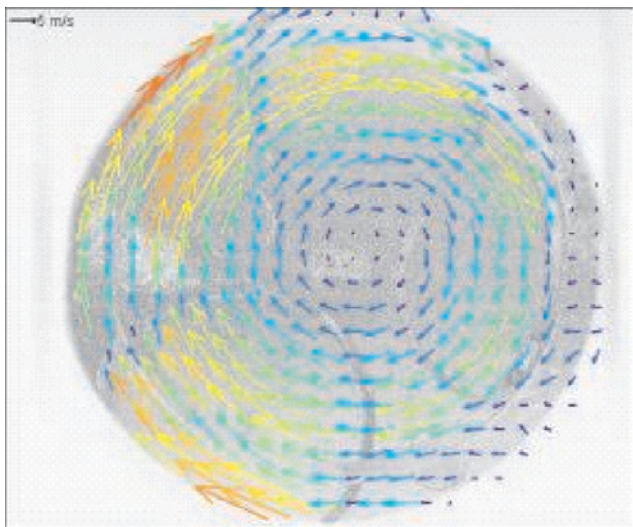


Fig. 9. Fully developed swirl flow during compression stroke

Rys. 9. Całkowicie ukształtowany wir obwodowy podczas suwu dolotu

Secondly, a high-speed video (HSV) technique with a framing rate of one frame per deg CA of the engine is applied to record both the flame propagation and the movement of soot clouds in the swirl flow inside and above the bowl-shaped combustion chamber. The setup for HSV is sketched in Fig. 10. A modern colour HSV CMOS camera with a high spatial and temporal resolution was used to get one frame per deg CA at the required engine speeds. A typical sequence of HSV frames taken in a single engine cycle is shown in Fig. 11. Every second frame of the video sequence has been skipped in the presentation. The influence of the in-cylinder swirl on the movement of the soot clouds can be clearly seen.

przedstawiona przez Hentschela [6]; tutaj będzie skrótowo opisana procedura kalibracyjna. Dokładniejszy wgląd w wyniki kalibracji można uzyskać w pracach Hentschela i in. [7] lub Czajki i in. [8].

Do analizy zawirowania obwodowego powstającego w cylindrze były wykorzystywane różne techniki optyczne. Przede wszystkim w silniku badawczym wykorzystano system PIV (*Particle Image Velocimetry*) do oceny powstawania zawirowania obwodowego podczas suwów dolotu i sprężania. Silnik był napędzany z zewnętrznego źródła energii, a pomiary przeprowadzono w płaszczyźnie równoległej do głowicy, ok. 10 mm poniżej niej.

Pomiary w pobliżu GMP nie były możliwe wcześniej niż 30° OWK przed GMP, ponieważ w tym czasie – w wyniku sprężania – temperatura wewnątrz komory spalania była tak wysoka, że powodowała odparowanie kropelek oleju tworzącego posiew. Pole obserwacji było zlokalizowane powyżej korony tłoka i obejmowało komorę spalania w tłoku oraz część przestrzeni wyciskającej tłoka. Metoda PIV była wykorzystana do analizy uśrednionego w ramach jednego cyklu przepływu do cylindra w czasie jego napełniania i powstawania zawirowania obwodowego [10]. Jak pokazano na rys. 9, wyraźnie określone zawirowanie obwodowe powstaje dla kąta 90° OWK przed GMP i wygląda podobnie do wirowania ciała stałego.

Następnie zastosowano technikę szybkiego filmowania HSV (*High-Speed Video*) z prędkością 1 klatki na 1° OWK do nagrania zdjęć rozprzestrzeniania się płomienia i przemieszczania się chmur sadzy w wirującym polu wewnątrz i nad półkulistą komorą spalania. Schemat systemu HSV przedstawiono na rys. 10. Wykorzystano do tego nowoczesną kolorową kamerę HSV z przetwornikiem CMOS, zapewniającą dużą rozdzielczość przestrzenną i czasową w celu uzyskania jednego zdjęcia na jeden stopień obrotu wału korbowego przy wymaganej prędkości obrotowej silnika. Typową sekwencję zdjęć wykonanych kamerą HSV dla pojedynczego cyklu spalania pokazano na rys. 11. W przedstawionej sekwencji wykorzystano co drugie rejestrowane zdjęcie. Można zaobserwować wpływ zawirowania w cylindrze na ruch obłoków płomienia sadzy.

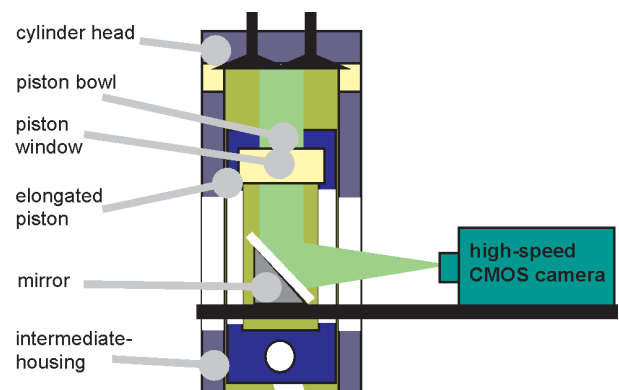


Fig. 10. Setup for high-speed video measurements on the DI diesel engine

Rys. 10. Schemat układu do badań na silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim

For a clearer separation of the flame clouds, a 5-hole injector was used for this visualisation. Succeeding frames are evaluated two-by-two by a full-field correlation in a polar-coordinate system to achieve the characteristic number of the swirl strength and its development during a single combustion cycle. Evaluation of the images is meaningful after auto-ignition and first flame development have finished and the resulting soot clouds move in the swirling flow field. At the end of combustion, about 40 deg CA after TDC, the

W celu lepszego rozdzielenia obłoków palącej się sadzy do tej wizualizacji wykorzystano wtryskiwacz 5-otworkowy. Kolejne zdjęcia oceniano porównując je między sobą przy zastosowaniu autokorelacji we współrzędnych biegunowych dla określenia charakterystycznej liczby wirowej i zmian jej wartości podczas pojedynczego cyklu spalania. Ocena zdjęć staje się możliwa po wystąpieniu samozapłonu i po ukształtowaniu się pierwszego płomienia, a wynikające z niego chmury sadzy przemieszczają się w wirującym ośrodku.

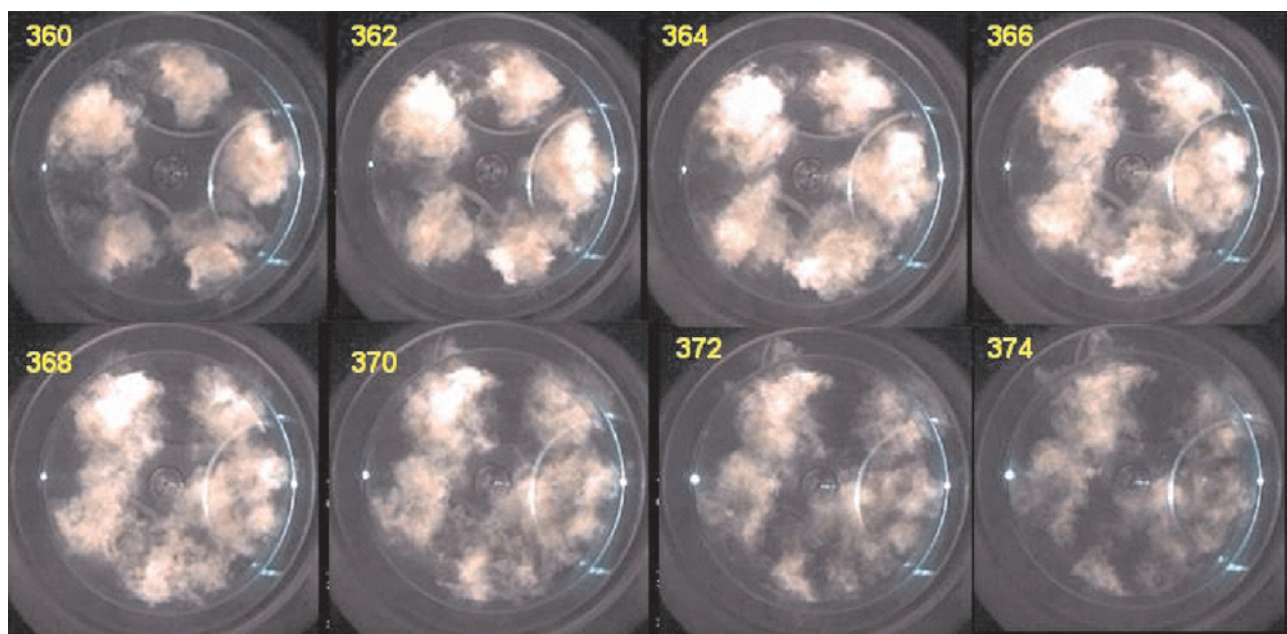


Fig. 11. HSV frames of swirling soot clouds in the engine cylinder 5-hole injector; numbers indicate °CA; 360°CA = TDC

Rys. 11. Zdjęcia typu HSV wirujących chmur palącej się sadzy w cylindrze silnika, 5-otworkowy wtryskiwacz; liczby określają kąt OWK; 360 oznacza GMP

soot is oxidised or cooled down and is no longer visible. The accuracy of this procedure is high enough to resolve even the light decrease in swirl strength during the engine cycle after TDC.

In the Fig. 12 the three swirl results from the different optical measuring techniques, i.e. PIV, HSV and optical probe, are summarised. The simulated swirl ratio for every crank angle position is also included in the Fig. 12.

The real swirl in the cylinder differs from the solid-body-type swirl assumed for the HSV correlation evaluations. The position of the optical probe is defined by the glow plug bore. At this location, the tangential flow component is slightly lower compared to the cylinder-averaged flow velocity. The positive results on the optical engine confirmed the functionality of the optical swirl sensor.

## 5. Experimental results

After a thorough validation of the optical swirl sensor on the optical engine, the sensor was applied on a full serial turbocharged DI-diesel engine.

W końcowej fazie spalania, około 40° OWK po GMP, następuje utlenienie sadzy lub jej oziębienie i przestaje być widzialna. Dokładność opisanej procedury jest wystarczająco duża, mimo zmniejszenia się promieniowania w wirującym ośrodku w czasie trwania cyklu spalania po GMP.

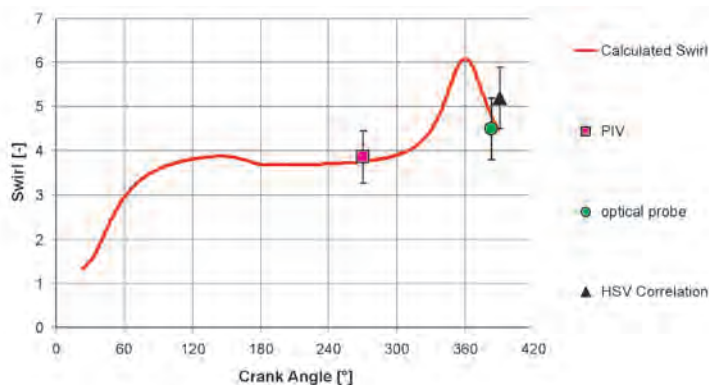


Fig. 12. Swirl flow development in an optical engine at 1200 rpm numerical simulation and data achieved by different experimental techniques

Rys. 12. Zmiany zawirowania obwodowego w silniku optycznym przy prędkości obr. 1200 obr/min – symulacja numeryczna (calculated swirl) i wyniki uzyskana za pomocą różnych technik badawczych (PIV, czujnik optyczny, korelacja zdjęć HSV)

The engine used for the swirl investigation is based on a Volkswagen 2.0 TDI® engine. The bore and stroke of the engine are 81 mm × 95.5 mm. The injection system is a common rail system with rail pressures up to 1600 bar, and the nozzle used is equipped with 8 injection holes. The engine was equipped with a variable swirl valve in the spiral intake port [11].

When the swirl valve is opened, both ports (the spiral and tangential port) are flown through. This leads to a high flow charge coefficient and a low swirl number.

By closing the variable swirl valve, the intake charge is forced to flow through the tangential intake port, causing a high swirl number.

Since only one intake port is being operated, the charge coefficient is reduced in this case. The behaviour of the cylinder head was measured on the Toppelmann test rig [2], the results are shown in Figs 13 and 14.

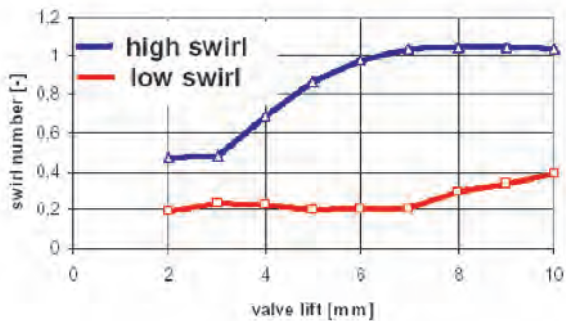


Fig. 13. Swirl number of the cylinder head from the steady-state Toppelmann test rig; blue line: high swirl case, red line: low swirl case

Rys. 13. Liczba wirowa określona na stanowisku badawczym Toppelmana; linia niebieska: przypadek dużego zawirowania, linia czerwona: przypadek małego zawirowania

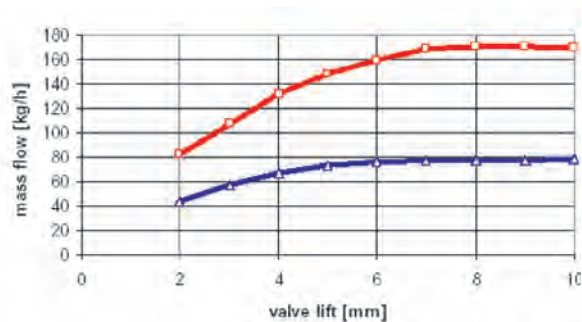


Fig. 14. Mass flow of the cylinder head from the steady-state Toppelmann test rig; blue line: high swirl case, red line: low swirl case

Rys. 14. Masowe natężenie przepływu określone na stanowisku badawczym Toppelmana; linia niebieska: przypadek dużego zawirowania, linia czerwona: przypadek małego zawirowania

Figure 13 shows the swirl number of the cylinder head from the steady-state Toppelmann test rig for the high swirl and the low swirl case. Fig. 14 shows the measured mass flow of the cylinder head for the high- and the low swirl case.

### 5.1 Influence of the piston bowl geometry

The design of the piston bowl has also an influence on the swirl ratio in the TDC. It is generally accepted that a

Na rysunku 12 zestawiono trzy rodzaje wyników pomiarów zawirowania obwodowego otrzymane z wykorzystaniem różnych technik optycznych: PIV, HSV i optycznego czujnika. Ujęto na nim także symulację zawirowania dla każdej pozycji obrotu wału korbowego.

Rzeczywiste zawirowanie obwodowe panujące w cylindrze różni się od wirowania ciała stałego założonego w obliczeniach korelacyjnych zdjęć typu HSV. Pozycja czujnika optycznego wynika z położenia konstrukcyjnego otworu świecy żarowej. Takie położenie powoduje nieznaczne zmniejszenie składowej stycznej przepływu w porównaniu do średniej prędkości przepływu w całym cylindrze. Jednak pozytywne wyniki badań uzyskane na silniku transparentnym potwierdzają funkcjonalność czujnika zawirowania.

## 5. Wyniki badań

Po szczegółowych badaniach optycznego czujnika zawirowania przeprowadzonych na silniku transparentnym, czujnik zamontowano w seryjnym turbodoładowanym silniku ZS z wtryskiem bezpośrednim. Silnik zastosowany w badaniach zawirowania opierał się na konstrukcji firmy Volkswagen 2.0 TDI®. Średnica cylindra i skok tłoka wynoszą odpowiednio 81 mm × 95,5 mm. Systemem wtryskowym był układ common rail o maksymalnym ciśnieniu w akumulatorze 1600 bar, w którym zastosowano rozpylacz 8-otworowy. Silnik był wyposażony w zawór w kanale spiralnym pozwalający na uzyskanie zróżnicowanego zawirowania obwodowego [11].

Gdy zawór w kanale spiralnym jest otwarty, powietrze przepływa przez kanał spiralny i styczny. To powoduje uzyskanie dużego współczynnika napełniania i małej liczby wirowej. W czasie zamykania zaworu w kanale spiralnym cały ładunek przepływa przez kanał styczny, wywołując uzyskanie dużej liczby wirowej. Wykorzystanie tylko jednego kanału dolotowego wywołuje zmniejszenie współczynnika napełniania. Badania wpływu wykorzystania kanałów dolotowych do napełniania cylindra przeprowadzono z wykorzystaniem stanowiska Toppelmana [2], a uzyskane wyniki pokazano na rys. 13 i 14.

Rysunek 13 przedstawia wartości liczby wirowej uzyskane z badań głowicy na stanowisku Toppelmana dla przypadków dużego i małego zawirowania. Rysunek 14 przedstawia wartości masowego natężenia przepływu w tych samych warunkach.

### 5.1. Wpływ komory spalania umieszczonej w tłoku

Konstrukcja komory spalania umieszczonej w tłoku ma także wpływ na stopień zawirowania w okolicach GMP. Ogólnie przyjmuje się, że mniejsza średnica komory spalania w tłoku powoduje zwiększenie stopnia zawirowania. Taką wiedzę można otrzymać na podstawie symulacji w modelu 0- i 3D-wymiarowym.

Optyczna technika pomiaru zawirowania obwodowego pozwala na pomiar wpływu różnej geometrii komory spalania na stopień zawirowania występujący w silniku rzeczywistym. Dlatego w turbodoładowanym silniku ZS z wtryskiem bezpośrednim przebadano trzy warianty tłoków.

smaller piston bowl diameter increases the swirl ratio at the TDC. This knowledge can be gained from 0D- and 3D-simulation.

The optical swirl measurement technique allows measuring the influence of different piston bowl geometries on the swirl ratio in a real operating engine. Therefore, three piston variants were operated in the turbocharged DI-diesel engine. The sensor was mounted in the glow plug bore, without any mechanical changes of the cylinder head. The technical drawings of the pistons are shown in the figures 15, 16 and 17.

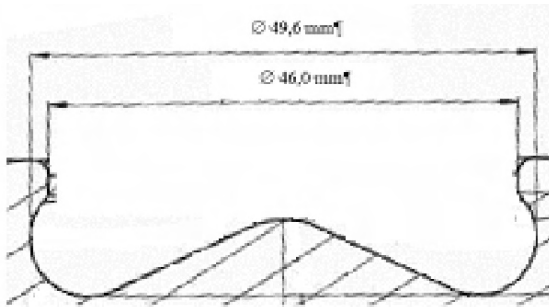


Fig. 15. Piston bowl geometry A, with a piston bowl diameter of 49.6 mm and a piston bowl neck diameter of 46 mm

Rys. 15. Geometria komory spalania A, ze średnicą komory spalania 49,6 mm i z przewężeniem o średnicy 46 mm

The three piston bowls were investigated on the same engine at 1500 rpm and 6.2 bar mean effective pressure, without EGR and a start of injection of 12° before the TDC. The swirl valve position was varied for the three pistons from completely closed to completely opened.

The rotation air impulse is being compressed from the cylinder diameter to the piston bowl diameter. It can be proven from the equation 6 that the moment of inertia of the charge about the cylinder axis for a bowl-in-piston combustion chamber can be written as [12]:

$$J_i = \frac{m_{cyl} d_z^2}{8} \left[ \frac{(x_i/h) + (d_M/d_z)^4}{(x_i/h) + (d_M/d_z)^2} \right] \quad (10)$$

The air mass in the cylinder has an influence on the moment of inertia and is being taken in account by the contribution  $m_{cyl}$ . At the TDC the distance to the cylinder head is zero. The equation can therefore be reduced to:

$$J_{TDC, x=0} = \frac{m_{cyl} d_z^2}{8} \quad (11)$$

According to this equation the swirl ratio in the TDC will drop about 24% with the 53 mm (piston bowl B) in comparison to the piston with a bowl diameter of 49.6 mm and a neck diameter of 46 mm (piston bowl A). The swirl ratio of the variant 3, with piston bowl diameter of 60 mm, will decrease about 42%.

The problem with the equation 9 is that the actual piston bowl geometry as designed in Fig. 15 cannot be taken in ac-

Czujnik zamontowano w gnieździe świecy żarowej bez jakichkolwiek zmian mechanicznych w głowicy. Rysunki konstrukcyjne tłoków przedstawiono na rys. 15, 16 i 17.

Te trzy komory spalania przebadano w tym samym silniku przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i przy ciśnieniu użytecznym 6,2 bara, bez recyrkulacji spalin, a początek wtrysku występował 12° przed GMP. Zawór zawirowujący w kanale spiralnym był ustawiony w trzech pozycjach: od całkowicie zamkniętego do całkowicie otwartego.

Impuls powodujący wirowanie powietrza zależy od stosunku średnicy cylindra do średnicy komory spalania. Na podstawie równania (6) można wykazać, że moment bezwładności wiru dookoła osi cylindra dla półkulistej komory w tłoku można opisać równaniem (10) [12].

Masa powietrza znajdująca się w cylindrze ma wpływ na moment bezwładności i jest uwzględniana w obliczeniach przez udział  $m_{cyl}$ . W GMP tłoka odległość od powierzchni głowicy wynosi zero. Dlatego równanie można zredukować do postaci (11).

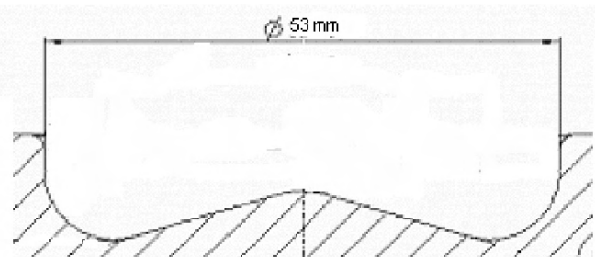


Fig. 16. Piston bowl geometry B, with a piston bowl diameter of 53 mm

Rys. 16. Geometria komory spalania B, ze średnicą komory spalania 53 mm

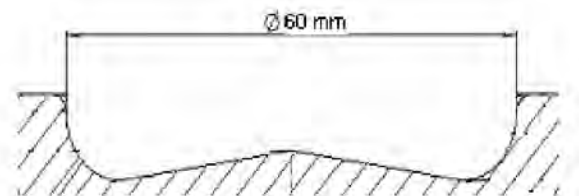


Fig. 17. Piston bowl geometry C, with a piston bowl diameter of 60 mm

Rys. 17. Geometria komory spalania C, ze średnicą komory spalania 60 mm

Zgodnie z tym równaniem stopień zawirowania, gdy tłok jest w GMP, obniży się o około 24% w przypadku, gdy komora spalania ma średnicę 53 mm (komora spalania B) w porównaniu do tłoka, w którym średnica komory spalania wynosi 49,6 mm z przewężeniem o średnicy 46 mm (komora spalania A). Stopień zawirowania w trzecim przypadku, gdy średnica komory spalania wynosi 60 mm, zmniejsza się o ok. 42%.

W przypadku komory spalania w tłoku z przewężeniem, przedstawionej na rys. 15, powstaje problem z wykorzystaniem równania (10), ponieważ w równaniu tym można uwzględnić tylko jedną wartość średnicy. Dlatego komora ta została rozpatrzona dla średnicy komory spalania i dla

count, because only one value is considered for the piston bowl – and piston bowl neck diameter.

The measurement results of the three piston variants are shown in the Fig. 18.

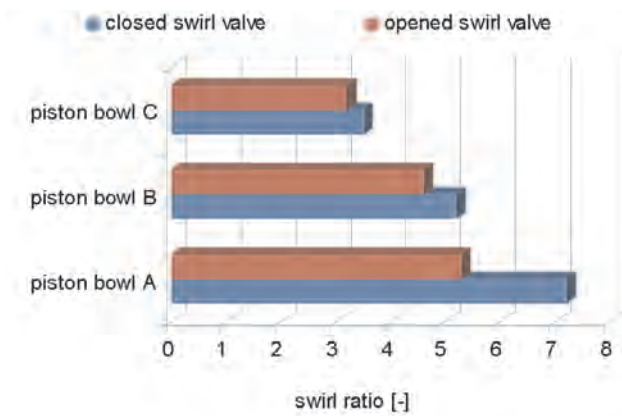


Fig. 18. Measured swirl ratios for three different pistons with an opened and a closed swirl valve constellation

Rys. 18. Zmierzone wartości liczby wirowej dla 3 różnych tłoków z otwartym (słupek czerwony) lub zamkniętym zaworem zawirowującym (słupek niebieski)

The measurements shown in the Fig. 18, confirm the predicted decrease of the high swirl ratio when the piston bowl diameter is enlarged. By increasing the piston bowl diameter from 49.6 mm to 53 mm, the swirl ratio is reduced from 7.2 to 5.2. This is a decrease of about 28%, predicted was a swirl reduction of 24%. Considering the measurement tolerances and the plain 0-Dimensional model, this is a good approximation. The swirl ratio is reduced from 7.2 to 3.5 between the piston bowl geometries A and C, this represents a reduction in swirl ratio of about 51%. The equation 10 derived a prediction of 42%. The same measurements were made for the low swirl case with an opened swirl valve. As expected the swirl ratios in the figure 18 are lower than those of the closed valve measurements. Also the drop of swirl ratio between the variants is smaller than in the case above. Between the piston bowl geometries A and B the swirl ratio is reduced by 13% and between the geometries A and C by 31%. It can be observed, that in the low swirl case the measured drop in swirl ratio is lower than the predicted values. In the high swirl case the decay of swirl ratio is higher than calculated by equation 11. This could be explained by the simplification of the 0D-models, where the dissipation effects are neglected. Another factor which can lead to inaccurate results are the boundary conditions of the input data in the 0D-model. The Tippelmann test rig delivers mass flow and swirl number under steady state conditions. The 0D-model uses this information together with the valve lift timing to calculate the in-cylinder-mass and the rotation impulse. All the instationary gas flow effects as pressure waves in the intake system, the real boost pressure, turbulent intake flow effects, etc. are neglected.

## 5.2 Influence of the injector

The optical swirl sensor has to deliver plausible results under all operating conditions. This means that the optical

średnicy przewężenia. Wyniki uzyskane z pomiarów przy zastosowaniu trzech różnych komór spalania przedstawiono na rys. 18.

Wyniki badań przedstawione na rys. 18 potwierdzają przewidywane zmniejszenie stopnia zawirowania, gdy średnica komory spalania w tłoku jest zwiększona. Przy powiększeniu średnicy komory z 49,6 mm do 53 mm następuje zmniejszenie stopnia zawirowania z 7,2 do 5,2. To zmniejszenie średnicy o około 28% powoduje zmniejszenie stopnia zawirowania o 24%. Zważywszy na błąd pomiaru i wyniki otrzymane z modelu 0-wymiarowego jest to dobre przybliżenie. Zmniejszenie stopnia zawirowania z 7,2 do 3,5 w przypadku zastosowania odpowiednio komory spalania A i C stanowi redukcję stopnia zawirowania o około 51%. Zgodnie z równaniem (11) zmniejszenie stopnia zawirowania wynosi 42%. Takie same badania przeprowadzono dla przypadku małego zawirowania przy otwartym zaworze w kanale spiralnym. Jak oczekiwano, wartości stopnia zawirowania na rys. 18 są mniejsze niż w sytuacji, gdy zawór w kanale spiralnym był zamknięty. Także zmniejszenie stopnia zawirowania pomiędzy wariantami tłoka jest mniejsze niż w omówionym wyżej przypadku.

Pomiędzy komorą spalania A i B zmniejszenie stopnia zawirowania wynosi 13%, a między komorą A i C – 31%. Można zauważyć, że w przypadku małego zawirowania zmniejszenie liczby wirowej uzyskane na podstawie pomiarów jest mniejsze niż określone na podstawie obliczeń. W przypadku dużego zawirowania spadek stopnia zawirowania jest większy niż obliczony na podstawie równania (11). Można to wytłumaczyć uproszczeniem modelu 0-wymiarowego, gdzie efekt dyssypacji został pominięty. Innym czynnikiem, który może prowadzić do niedokładności wyników są warunki brzegowe w danych wejściowych do modelu 0-wymiarowego. Badania na stanowisku Tippelmanna dostarczają dane do modelu o masowym natężeniu przepływu oraz o liczbie wirowej. Te dane są wykorzystywane w modelu 0-wymiarowym razem z danymi o wzniosie zaworu do obliczania masy powietrza dopływającej do cylindra i impulsu obrotowego powietrza. Wszystkie warunki niestacjonarnego przepływu gazu rozumiane jako fala ciśnienia w układzie dolotowym, rzeczywiste ciśnienie doładowania, turbulencje w układzie dolotowym itp. zostały pominięte.

## 5.2. Wpływ wtryskiwacza

Optyczny czujnik zawirowania musi wykazać wiarygodne wyniki we wszystkich warunkach pracy. Oznacza to, że sygnał optyczny od pik do pik musi być miarą dla wirującego przepływu w GMP bez oddziaływania na niego właściwości wtryskiwacza. Tylko w tym przypadku metoda optyczna pomiaru zawirowania i prędkości obwodowej w pracującym silniku jest wystarczająco dobra do zastosowania w wielu przypadkach. Jednym ze sposobów zbadania tego zachowania jest ustawienie układu dolotowego, dzięki któremu można wariantować intensywność zawirowania i obserwować różne właściwości wtryskiwacza. Tabela 1 przedstawia parametry wtryskiwacza, które zostały wybrane, by zbadać wpływ ilości wtrysniętego paliwa na prędkość zawirowania. Punkt pracy silnika to  $n = 1500$  obr/min przy średnim ciśnieniu użytecz-

peak to peak signal has to be a measure for the swirling flow in the top dead center, not influenced by the injector properties. Only in that case the optical method to measure the swirl and the tangential velocity in an operating engine is robust enough for multiple application purposes. A possible way to investigate this behavior is by setting the (swirling) air system as a constraint and by varying the injector properties.

The next table shows the injector variants who were chosen to examine the influence of the injection rate on the swirling flow:

Table 1. Injector variants for the measurements

Tablica 1. Rodzaje wtryskiwaczy wykorzystane w pomiarach

Number of holes	$Q_{hyd}$ [cm <sup>3</sup> /60 s]	Ks-Factor	Hole diameter [μm]
8	900	2,5	145
9	500	5	90
10	700	5	95

The operating point was at 1500 rpm and a mean effective pressure of 6.3 bar without egr. The injected fuel mass was about 20 mg. The start of injection for the three injectors was 12° before the TDC with a rail pressure of 800 bar.

The injectors with 8 and 10 holes were also measured in a high pressure chamber with similar ambient conditions as in the TDC of a serial engine. This means with the same pressure (80 bar) and temperature (900 °C) boundaries. A fragment of the experiment is shown in Fig. 19.

The high speed images of the pressure chamber show the significant differences between the two injectors. The physical processes as the liquid atomization, the droplet break up, the droplet-droplet interaction, the droplet size distribution, the droplet evaporation are responsible for the different spray penetrations and spray outlines of the 8- and 10-hole injector in Fig. 19. This measurement shows very impressively how different the spray characteristics of the examined injectors are.

The measurements at the full serial engine, equipped with the optical swirl sensor are shown in Fig. 20. The first measurement was made for the closed swirl valve constellation. In the calculation of the swirl number, the angle between the spray coils had to be adapted. For an 8 hole injector the spray angle is 45 degrees, for the 9 hole injector the spray angle is 40 degrees and for the 10 hole injector the spray angle is 36 degrees. Other properties as the hydraulic mass flow, the ks-factor and the hole diameter are not required for the calculation.

From the Fig. 20 can be seen that the injector type properties can have no significant influence on the flow field in the top dead center. The swirl numbers are all in the same measuring swirl ratio range of  $7.5 \pm 1.0$ .

The same measurements were made for an opened- and a half opened swirl valve positions. The results are shown in Fig. 21 and 22.

The swirl ratio at a half opened swirl valve is not influenced by the injector characteristics. The swirl ratio in the Fig. 22 lies for all the injectors in the range of  $6 \pm 1.0$ .

nym 6,3 bara bez EGR. Masa wtrysniętego paliwa to 20 mg. Początek wtrysku dla każdego z wtryskiwaczy to 12° przed GMP z ciśnieniem w szynie układu CR 800 bar. Wtryskiwacze z 8 i 10 otworkami były również przebadane w komorze wysokiego ciśnienia w warunkach odpowiadających wybranemu punktowi pracy silnika, co oznacza, że osiągnięto to samo ciśnienie równe 80 bar oraz temperaturę 900 °C. Przykładowe zdjęcia przedstawiono na rysunku 19.

Zarejestrowane zdjęcia metodą HSV pokazują znaczne różnice między dwoma wtryskiwaczami. Procesy fizyczne takie jak rozpylenie ciekłego paliwa, rozpad kropli, zderzenia kropli, zróżnicowanie średnic kropli, odparowanie kropli są odpowiedzialne za różne penetracje strugi i za kształt geometryczny strugi w ośmiootworkowym i dziesięciootworkowym wtryskiwaczu, co przedstawiono na rysunku 19. Te pomiary pokazują dobitnie, jak zróżnicowane są charakterystyki strugi w przebadanych wtryskiwaczach. Pomiary na silniku seryjnym wyposażonym w optyczny czujnik zawirowania są pokazane na rysunku 20. Pierwszy pomiar został dokonany przy zamkniętym kanale stycznym. W obliczeniach intensywności zawirowania należało uwzględnić kąt zawarty między strugami wtryskiwanego paliwa dla danego wtryskiwacza. Dla wtryskiwacza ośmiootworkowego kąt ten wynosił 45°, dla dziewięciootworkowego 40°, a dla dziesięciootworkowego 36°. Innych właściwości takich jak: przepływ paliwa, współczynnik KS i średnica otworków wtryskiwacza nie uwzględnia się w tych obliczeniach.

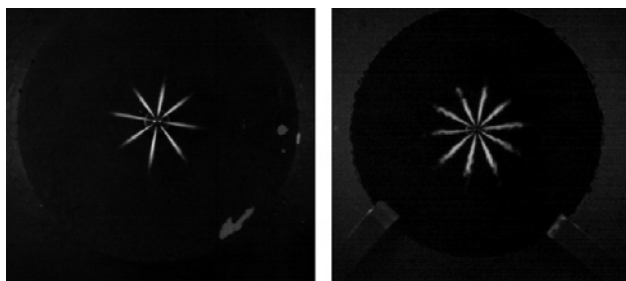


Fig. 19. High pressure chamber images for an injected fuel mass of 20 mg at a rail pressure of 800 bar in a nitrogen surrounding atmosphere of 80 bars and 900 °C for an 8-hole injector (on the left) and a 10 hole injector (on the right)

Rys. 19. Zdjęcia z komory wysokociśnieniowej dla wtrysniętej masy paliwa równej 20 mg przy ciśnieniu w szynie układu CR 800 bar w otaczającej atmosferze azotu 80 bar i temperaturze 900 °C dla 8-miootworkowego wtryskiwacza (po lewej) i 10-cio otworkowego wtryskiwacza (po prawej)

Z rysunku 20 można wywnioskować, że właściwości danego wtryskiwacza nie mają większego wpływu na pole przepływu w GMP. Otrzymane wielkości zawirowania mieszczą się w tym samym zakresie pomiarowym  $7,5 \pm 1,0$ . Te same pomiary zostały wykonane przy otwartym i w 50% otwartym kanale stycznym. Wyniki zostały przedstawione na rysunkach 21 i 22.

Cechy wtryskiwania nie mają wpływu na stopień zawirowania przy 50% otwarciu kanału stycznego. Stopień zawirowania przedstawiony na rys. 22 dla wszystkich wtryskiwaczy mieści się w zakresie  $6 \pm 1,0$ .

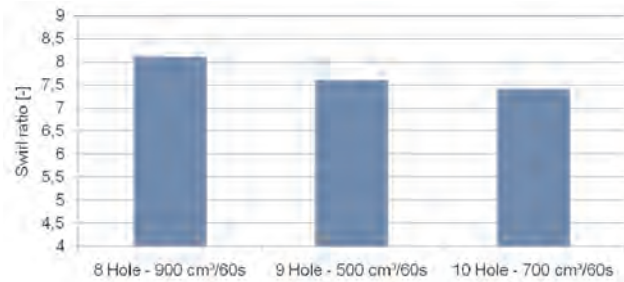


Fig. 20. Measured swirl ratio with the swirl sensor for the investigated injectors of table 1 for a closed swirl valve

Rys. 20. Zbadany stopień zawirowania za pomocą optycznego czujnika zawirowania dla badanych wtryskiwaczy z tab. 1 przy zamkniętym kanale styycznym

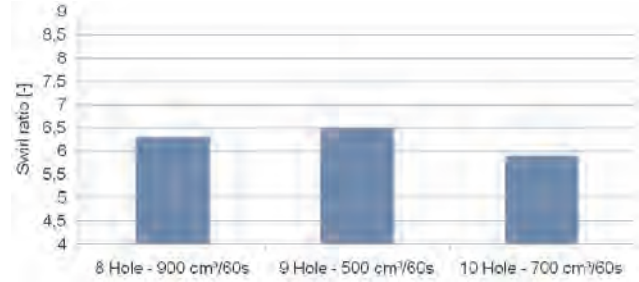


Fig. 21. Measured swirl ratio with the swirl sensor for the investigated injectors of table 1 for a half opened swirl valve (45°)

Rys. 21. Zbadany stopień zawirowania za pomocą optycznego czujnika zawirowania dla badanych wtryskiwaczy z tab. 1 przy 50% otwarciu kanału styycznego

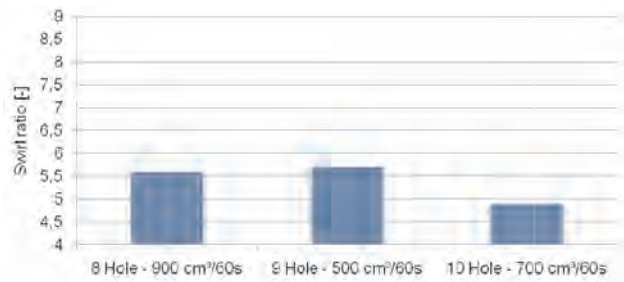


Fig. 22. Measured swirl ratio with the swirl sensor for the investigated injectors of table 1 for a closed swirl valve (45°).

Rys. 22. Zbadany stopień zawirowania za pomocą optycznego czujnika zawirowania dla badanych wtryskiwaczy z tab. 1 przy 100% otwarciu kanału styycznego

The measured swirl ratio for an opened swirl valve constellation is, as in the last cases, independent of the injector or spray coil properties. This can be deduced from the Figs 20, 21 and 22. The spray of a high pressure injection has a very high turbulent kinetic energy. The air flow velocities are very low in comparison to the droplet velocities in the injected fuel spray. During the injection period, the air flow field is disturbed. The measurements with the optical swirl valve show very clear, that after the injection period the swirling air flow is preserved. This can be derived from the Figs 20, 21 and 22. The measured swirl intensity in the TDC is not influenced by the way the fuel is injected in the combustion chamber. The hole number, the hydraulic flow, the ks-factor cause a completely different droplet penetration, droplet size distribution. The course of the turbulent kinetic energy is for the three injector variants completely different. But as soon as the injection is terminated the turbulent kinetic energy decays rapid. After this point the evaporated droplets, the combustion mixture and the observed soothing flame follow the swirling air flow field.

This experiment with different injector nozzle geometries delivers the essential proof that the air flow field is independent of the injection quantities. That means that the optical swirl sensor, which detects the rotation of the soothing flame, is a suitable measurement technique to determine the swirl number in an operating engine.

## 6. Conclusion

The exhaust gas emissions and the fuel consumption in DI-diesel engines is governed by the interaction of the swirl-

Zmierzony stopień zawirowania przy otwartym kanale styycznym jest niezależny od wtryskiwacza i od właściwości strug wtryskiwanego paliwa. Takie wnioski można wyciągnąć z rysunków 21, 22, 23.

Struga paliwa wtryskiwanego pod wysokim ciśnieniem charakteryzuje się dużą energią kinetyczną. Prędkości strumienia powietrza są bardzo małe w porównaniu do prędkości kropli w strudze wtryskiwanego paliwa. Podczas całego procesu wtrysku pole przepływu powietrza jest zachwiane. Pomiar z optycznym czujnikiem zawirowania jasno pokazuje, że po okresie wtrysku strumień zawirowanego powietrza nie zmienia charakteru. Można to wywnioskować z rysunków 20, 21, 22. Sposób wtrysku paliwa do komory spalania nie wpływa na intensywność zawirowania zmierzonego w GMP. Ilość otworków wtryskiwacza, przepływ masowy i współczynnik KS wywołują zupełnie inną penetrację kropli oraz zróżnicowanie średnic kropli. Charakter energii kinetycznej wtryskiwanego paliwa jest we wszystkich trzech rodzajach wtryskiwaczy zupełnie inny. Jednak gdy tylko wtrysk zostanie przerwany, energia kinetyczna wtrysniętej strugi paliwa szybko ulega zmniejszeniu. Po tym etapie odparowane krople, mieszanka paliwowo-powietrzna i powstający płomień poruszają się zgodnie z wirującym powietrzem.

Badania z zastosowaniem różnych rozpylaczy dowodzą, że pole przepływu powietrza jest niezależne od ilości wtrysniętego paliwa. Oznacza to, że optyczny czujnik zawirowania, który wykrywa ruch płomienia, jest odpowiednim narzędziem pomiarowym dla określenia prędkości zawirowania w pracującym silniku.

## 6. Podsumowanie

Emisja związków toksycznych oraz zużycie paliwa w silnikach o ZS z wtryskiem bezpośrednim są regulowane przez wzajemne oddziaływanie przepływu wirowego i wysokociśnieniowego wtrysku paliwa. Lepsze wyjaśnienie przebiegu zawirowania obwodowego w czasie przebiegu procesu spalania może prowadzić do uzyskania lepszego kompromisu pomiędzy emisją związków toksycznych (tj. PM, NO<sub>x</sub>, HC i CO) a zużyciem paliwa.

Ogólnie przyjmuje się, że geometria komory spalania i położenie zaworu w kanale spiralnym wpływają na stopień zawirowania w silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim. Skutki wprowadzania tych zmian konstrukcyjnych można

ing flow with the high pressure fuel injection. An improved understanding of the swirling flow field during the combustion process can lead to a better compromise between the exhaust gas emissions (i.e. soot,  $\text{NO}_x$ , HC and CO) and the fuel consumption

It is generally accepted that the piston bowl geometry and the swirl valve position influence the swirl ratio of a DI-diesel engine. The effect of these variations can be modelled with a 0D or 3D model. In these models numerous assumptions, for example the estimation of the turbulence factor, the friction coefficient, have to be made. The validation of such empirical factors is made on special steady state test rigs or on optical engines.

The goal of this work is to develop a measuring technique to determine the swirl ratio in a full serial DI-diesel engine. The result is an optical swirl sensor which can be easily mounted on a series production engine by just replacing the glow plug.

In the validation experiments the formation of the swirl flow in the cylinder during the compression stroke and the swirl strength during the combustion process have been analysed by means of different optical methods, PIV, a HSV correlation method, and the optical probe technique. The methods complement each other. PIV measurements have been performed during the intake and compression stroke, but not later than  $30^\circ\text{CA}$  before TDC. The application of the HSV correlation method and the optical probe technique are restricted to the combustion phase when bright soot clouds are present. For PIV and HSV correlation an optical engine with large scale optical access to the combustion chamber is required. The validation results have shown that the optical probe is well suited to measure the in-cylinder swirl during combustion.

In this work the influence of the swirl valve position and the piston bowl geometry in a full DI-diesel engine on the swirl strength is examined. For the piston bowl variation there was a good correlation between the 0D model and the optical swirl results.

The injection properties have no measurable influence on the tangential flow field.

The 0D model was not fully able to reproduce the measurements of the low swirl case.

The optical swirl measurement system allows detecting the inaccuracies in the 0D model and gaining deep insights in the tangential flow field during the combustion phase.

The system can be used to study the influence of hardware parts and engine applications on the swirling flow in a DI-diesel engine. These results allow achieving an optimised configuration in relation to the raw exhaust gas emissions and fuel consumption.

The swirl sensor has been found to be a powerful tool to optimise the swirl strength in the development process for future low emission DI-diesel engines.

## Acknowledgements

The Authors would like to thank Dr.-Ing. Dieter Karst of the Fa. Kistler Instruments for his contribution and efforts to adapt and optimise the measurement technique for optical

zamodelować z wykorzystaniem modelu 0-wymiarowego lub 3D-wymiarowego. W tych modelach konieczne jest przyjęcie wielu założeń, np. szacunkowego stopnia turbulencji, współczynnika tarcia. Określenie wartości takich współczynników doświadczalnych następuje na podstawie badań stacjonarnych na stanowiskach badawczych lub w silnikach z dostępem optycznym.

Celem tego artykułu było przedstawienie techniki pomiarowej do określania liczby wirowej w całkowicie seryjnym silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim. Dzięki tej technice powstał czujnik optyczny zawirowania, który w łatwy sposób można zamontować na silniku seryjnym, wykręcając jedynie świecę żarową. Podczas badań eksperymentalnych powstawanie zawirowania w cylindrze w czasie suwu sprężania oraz w czasie procesu spalania analizowano z wykorzystaniem różnych metod optycznych: PIV, HSV i czujnika optycznego. Metody te wzajemnie się uzupełniały.

Badania z wykorzystaniem systemu PIV były prowadzone w czasie suwów dołotu i sprężania, jednak tylko do  $30^\circ$  OWK przed GMP. Badania z wykorzystaniem szybkiego filmowania HSV oraz czujnika optycznego są ograniczone do czasu spalania, kiedy są widoczne obłoki płomienia sadzy. Do badań korelacyjnych metod PIV i HSV oraz czujnika optycznego konieczne było zapewnienie dobrego dostępu optycznego do komory spalania. Otrzymane wyniki potwierdzają, że optyczny czujnik zawirowania jest odpowiednim narzędziem pomiarowym do określania stopnia zawirowania w czasie procesu spalania.

W pracy przeanalizowano również wpływ ustawienia zaworu w kanale spiralnym i geometrii komory spalania na siłę zawirowania w seryjnym silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim. Dla różnych komór spalania wystąpiła dobra korelacja wyników między modelem 0-wymiarowym a optycznym czujnikiem zawirowania.

Właściwości wtryskiwaczy nie mają mierzalnego wpływu na obwodowy ruch powietrza w cylindrze.

Model 0-wymiarowy nie umożliwił odwzorowania wyników uzyskanych w przypadku małego zawirowania. Optyczny system pomiarowy zawirowania pozwolił na wykrycie niedokładności modelu 0-wymiarowego i pozwolił na dokładniejsze zapoznanie się z obwodowym polem przepływów w czasie spalania.

System może być używany do określania wpływu zmian konstrukcyjnych w silniku i jego zastosowania na zawirowanie obwodowe w silniku Diesla z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Rezultaty badań pozwoliły osiągnąć optymalną konfigurację dla zmniejszenia emisji powstających związków toksycznych i zmniejszenie zużycia paliwa. Czujnik zawirowania został uznany za pełnowartościowe narzędzie do optymalizacji stopnia zawirowania dla projektowanych w przyszłości niskoemisyjnych silników o ZS z wtryskiem bezpośrednim.

## Podziękowanie

Autorzy pragną podziękować Panu dr. inż. Dieterowi Karstowi z firmy Kistler Instruments za wkład i wysiłek, jaki włożył w zaadaptowanie i optymalizację techniki pomiarowej dla optycznego czujnika pomiaru zawirowania.

swirl measurements. We would also like to thank Dipl.-Ing. Bernd Hahne, Dr.-Ing. Emanuela Montefrancesco, Dr.-Ing. Gerhard Ohmstede, Dipl.-Ing. Stefan Schmerbeck, Dipl.-Ing. Gerald Block of the Volkswagen R&D and Prof. Krzysztof Wislocki of the TU-Poznan for their support and the numerous discussions about the internal combustion process.

Dziękujemy również mgr. inż. Berndtowi Hahne, dr. inż. Emanuela Montefrancesco, dr. inż. Gerhardowi Ohmstede, mgr. inż. Stefanowi Schmerbeckowi, mgr. inż. Geraldowi Blockowi z działu badawczo-rozwojowego firmy oraz prof. Krzysztofowi Wislockiemu z Politechniki Poznańskiej za wsparcie i liczne rozmowy na temat procesu spalania.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CA	Crank Angle/kąt obrotu	$M_f$	Friction moment/moment tarcia [N·m]
DI	Direct Injection/wtrysk bezpośredni	PIV	Particle Image Velocimetry/metoda określania prędkości przemieszczania cząstek
EGR	Exhaust Gas Recirculation/recyrkulacja spalin	V	volumetric flow rate/objętościowe natężenie przepływu [m <sup>3</sup> /s]
HSV	High Speed Video/szybkie filmowanie	TDC	Top Dead Center/górne martwe położenie tłoka
IVO	inlet valve opening/otwarcie zaworu dolotowego	$\alpha$	cam shaft angle/kąt obrotu wału korbowego
IVC	inlet valve closing/zamknięcie zaworu dolotowego	$\rho$	density in the cylinder/gęstość w cylindrze [kg/m <sup>3</sup> ]
m	mass flow rate/masowe natężenie przepływu [kg/s]	$\omega_{air}$	angular velocity/prędkość kątowna [1/s]
$m_{cyl}$	air mass in the cylinder/masa powietrza w cylindrze [kg]		
M	total torque/całkowity moment obrotowy [N·m]		

### Bibliography/Literatura

- [1] Tippelmann G.: A new method of investigation for swirl ports. SAE Technical Paper Series 770404, 1977.
- [2] Abgasgesetzgebung der Europäischen Union PKW und leichte Nutzfahrzeuge (70/220/EWG)
- [3] Heywood J.B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Book Co, 1988.
- [4] Kunte S, Boulouchos K, Hentschel W, Kallmeyer F, Cavalloni C, Karst D.: Optical indicating on combustion engines with smallest sensors. Proc. 10. Symp The Working Process of the Internal Combustion Engine, Graz, 2005.
- [5] Wolter T.: Optische Dralluntersuchung an einem TDI®, Diploma Thesis, R&D Volkswagen AG, 2006, in German, not published
- [6] Hentschel W.: Modern tools for diesel engine combustion investigation. 26. Symp (Int) on Combustion / The Combustion Institute, Naples, pp 2503-2515, 1996.
- [7] Hentschel W., Ohmstede G., Block G., Vanhaelst R., Schmerbeck S., Czajka J., Wislocki K., Karst D.: Multiple swirl flow analysis in a direct- injection diesel engine. Proc. 12. Int. Symp. on Flow Visualization, 10.-14. Sept. 2006, Göttingen
- [8] Czajka J.: Zur Bestimmung des Dralls in Diesel Brennvorfahren. Diploma thesis, VW Wolfsburg / TU-Poznan, 2005, in German, not published.
- [9] Steiger W., Kohlen C. New combustion systems based on a new fuel specification. Proc 26. Int. Vienna Engine Symp, pp 91-110 Vienna, 2006, in German.
- [10] LaVision. DaVis-Software, version 7, PIV-Module.
- [11] Rudolph F., Hadler J., Engler H.-J., Röpke S.: Der neue 2,0l 4V TDI® mit Common-Rail – Moderne Dieselttechnologie von Volkswagen The New 2.0l 4V TDI® with Common Rail – Stateof-the-Art Diesel Technology from Volkswagen, Volkswagen AG, Wolfsburg 2007
- [12] Pischinger R., Kell M., Sams T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb. Springer Wien New York,., 2002, in German. Proc Instn Mech Engrs Vol 208, Part D: Journal of Automobile Engineering 1994.

Prof. Robin Vanhaelst, MSc., DEng. – Professor at the University of Applied Sciences Braunschweig/Wolfenbuettel, Wolfsburg, Germany.

Dr inż. Robin Vanhaelst – profesor w Wyższej Szkole Technicznej Braunschweig/Wolfenbuettel, Wolfsburg, Niemcy.

e-mail: [robinvanhaelst@aol.com](mailto:robinvanhaelst@aol.com)



Mr. Jakub Czajka, DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transportation of Poznan University of Technology.

Dr inż. Jakub Czajka – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: [jakub.czajka@put.poznan.pl](mailto:jakub.czajka@put.poznan.pl)



## Some remarks on engine testing in dynamic states

*The paper presents a systematic approach towards the problems of dynamics of combustion engines. The notions of work processes of combustion engines and operating conditions as well as engine states of operation have been formally introduced. An axiomatic qualification of the engine operating process as static and dynamic has been proposed. The systematics of the engine operating states has been described. As an example of application of the proposed formalism the results of exhaust emission tests from the Detroit Diesel engine Series 50 have been shown (operating in the conditions of a HDDTT homologation test). The exhaust emissions were tested in the states: the whole test – increasing engine speed, decreasing engine speed and engine speed above idle. A high sensitivity of the average emission rate to types of discussed dynamic states has been observed.*

Keywords: combustion engines, dynamics, static states, dynamic states

## Uwagi do badań silników spalinowych w stanach dynamicznych

*W pracy przedstawiono systematyczne podejście do problemów dynamiki silników spalinowych. Wprowadzono formalnie pojęcia procesów pracy silników spalinowych oraz warunków pracy i stanów silników spalinowych. Zaproponowano aksjomatyczne kwalifikowanie procesów pracy silników jako statycznych i dynamicznych. Opisano systematykę stanów pracy silników spalinowych. Jako przykład zastosowania zaproponowanego formalizmu przedstawiono wyniki badań emisji zanieczyszczeń z silnika Detroit Diesel Series 50, pracującego w warunkach homologacyjnego testu dynamicznego HDDTT. Badano emisję zanieczyszczeń w stanach: całego testu, zwiększania się prędkości obrotowej, zmniejszania się prędkości obrotowej oraz prędkości obrotowej większej od prędkości obrotowej biegu jałowego. Stwierdzono dużą wrażliwość średnich wartości natężenia emisji na rodzaj rozpatrywanych stanów dynamicznych.*

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, dynamika, stany statyczne, stany dynamiczne

### 1. Introduction

For many years combustion engines have been tested in static states. The tests in dynamic states have been related to very specific conditions such as opacity tests at free acceleration. The fact that the engine properties are heavily dependent on the occurrence of dynamic states pushed the engineers to consider tests that are different than those commonly used in static states. A classic example of such tests is the exhaust emission tests in traffic conditions or dynamic tests on the engine test bed. These are tests that show the engine properties in dynamic states and the obtained values are averaged for the conditions of the whole test. There is virtually no tradition of more detailed investigations in these dynamic states. In general, the tests on engines in dynamic states are related either to the free acceleration or tests of the courses of certain values that determine the engine state. Only in few selected cases there are publications that contain more detailed results [1, 4–11, 13].

A lack of well-established tradition of engine testing in dynamic states results in that the combustion engines specialists have a relatively weak formal knowledge on the process dynamics. Hence, very often, inappropriate nomenclature is used from the field of process dynamics, a classic example of which may be in the Polish language the wrong usage of the term ‘stationary’ rather than ‘static’. This paper is an attempt to put order to things related to the testing of engines in dynamic states. To this end, this is only introductory information and the presentation of practical applications is limited to certain selected cases.

### 1. Wstęp

Przez wiele lat silniki spalinowe były badane przede wszystkim w stanach statycznych. Badania w stanach dynamicznych dotyczyły zazwyczaj bardzo szczegółowych warunków, np. badanie zadymienia spalin przy swobodnym przyspieszaniu. Świadomość faktu, że właściwości silników spalinowych są silnie zależne od występowania stanów dynamicznych skłania do coraz bardziej szczegółowego rozpatrywania badań odbiegających od powszechnie stosowanych standardów w stanach statycznych. Klasycznym przykładem takich badań są badania emisji zanieczyszczeń w warunkach testów jezdnych oraz w dynamicznych testach na hamowni silnikowej. Są to badania, które umożliwiają poznanie właściwości silników w stanach dynamicznych, przy czym właściwości te są uśrednione dla warunków całego testu. Tradycji bardziej wnikliwych badań w szczegółowo opisanych stanach dynamicznych w zasadzie nie ma. Ogólnie badania silników w stanach dynamicznych dotyczą zazwyczaj albo swobodnego przyspieszenia, albo testów o przebiegach wielkości, determinujących stan pracy silnika. Tylko w nielicznych wypadkach pojawiają się publikacje, zawierające bardziej szczegółowe wyniki [1, 4 – 11, 13].

Brak dostatecznie ugruntowanej tradycji badania silników spalinowych w stanach dynamicznych powoduje, że w środowisku specjalistów silników spalinowych jest stosunkowo słaba strona formalna wiedzy o dynamice procesów. W związku z tym często stosowane są nawet niewłaściwe terminy z obszaru dynamiki procesów, czego klasycznym

## 2. Introductory information to the dynamics of combustion engines

The operation of an engine is described by the engine operating conditions and engine states.

By the term of the process of physical quantity we understand the function of this quantity in the domain of time or a monotonic quantity in time [3, 7, 12] such as crankshaft angle or road covered by a vehicle while maintaining the conditions of non-negativeness of speed.

The quantities describing the engine operation treated as a function of time are processes of work of the combustion engine.

The combustion engine processes can be classified based on their frequency related properties such as [7]:

- Processes related to the individual cycles of the engine operation and quick changing processes as opposed to the processes related to typical engine use,
- Processes related to typical use of engines,
- Processes related to the engine wear and tear (tribologically) and slow changing processes as opposed to the processes related to typical engine use.

It is purposeful to introduce the term of characteristic frequencies of the analyzed processes. It is a frequency range for which the amplitudes of the frequency of the process representation have significant values [7]. In the case of quantitative evaluation it is necessary to determine the qualification criteria of the characteristic frequencies, yet we can use this term intuitively.

Quick changing processes are processes that are related to the engine cycle and condition the occurrence of this cycle, for example wave processes in the air flow in the intake manifold, fuel evaporation and diffusion processes, the processes of pre-flame fuel oxidation and combustion. In this group we can also include processes that are not always related to the cyclicity of the engine operation though most frequently generated by this cyclicity – vibrations of engine components. These processes can have their characteristic frequencies much higher than the processes directly related to the cycle of engine operation. In the individual cycles of engine operation the quick changing processes are decisive for the processes of formation and emission of exhaust components [1, 4, 7]. The characteristic frequencies of these processes must be at least one order of magnitude greater than the frequencies of the cycle of engine operation as they occur in a time that corresponds to the parts of individual cycles e.g. in a quick growth of pressure of the working medium in the cylinder during the combustion process. These are, thus, frequencies that are higher than several hertz.

Another group of processes is related to the operational type of forcing influencing the engine. The basic types of forcing are the processes of engine control and loads from the side of the power takeoff. The reaction of the vehicle is its speed, the reaction of the machine – faster operation, engine – engine speed.

By the term of engine control we understand the action of the operator on the engine, hence processes resulting from a displacement of the acceleration pedal: in the case of gasoline

przykładem jest stosowanie nieumiejętnie przyswojonego z języków obcych terminu „stacjonarny”, zamiast właściwego „statyczny”. Niniejsza praca stanowi przyczynek do uporządkowania spraw, związanych z badaniami silników spalinowych w stanach dynamicznych. Z tego powodu są to informacje wprowadzające, a ilustracja praktycznych zastosowań jest ograniczona do pewnych wybranych szczególnych przypadków.

## 2. Wiadomości wprowadzające do dynamiki silników spalinowych

Pracę silnika opisują warunki pracy oraz stan pracy. Pod pojęciem procesu wielkości fizycznej rozumie się funkcję tej wielkości w dziedzinie czasu lub wielkości monotonicznej względem czasu [3, 7, 12], np. kąta obrotu wału korbowego lub drogi przebytej przez samochód przy zachowaniu warunku nieujemności prędkości.

Wielkości opisujące pracę silnika, traktowane jako funkcje czasu, są procesami pracy silnika spalinowego.

Procesy pracy silnika spalinowego można sklasyfikować na podstawie ich właściwości częstotliwościowych jako [7]:

- procesy związane z poszczególnymi cyklami pracy silnika oraz szybkozmienne w stosunku do procesów związanych z typowym użytkowaniem silników,
- procesy związane z typowym użytkowaniem silników,
- procesy związane z eksploatacyjnym zużyciem się silników (trybologiczne) oraz wolnozmiennie w stosunku do procesów związanych z typowym użytkowaniem silników.

Celowe jest wprowadzenie pojęcia częstotliwości charakterystycznych rozpatrywanych procesów. Jest to zakres wartości częstotliwości, dla których amplitudy częstotliwościowej reprezentacji procesu mają znaczące wartości [7]. W wypadku ilościowej oceny konieczne jest określenie kryteriów kwalifikowania częstotliwości charakterystycznych, można jednak używać tego pojęcia w sposób intuicyjny.

Procesy szybkozmienne są to procesy dotyczące obiegu silnika oraz warunkujące zachodzenie tego obiegu, np. procesy falowe w przepływie powietrza przez układ dolotowy, procesy parowania paliwa i dyfuzji par paliwa, procesy przedpłomiennego utleniania oraz spalania paliwa. Do grupy tej zaliczyć można również procesy nie zawsze całkowicie związane z cyklicznością pracy silnika, choć najczęściej generowane przez nią, np. drgania elementów silnika. Procesy te mogą mieć częstotliwości charakterystyczne znacznie większe niż procesy bezpośrednio związane z cyklami pracy silnika. W pojedynczych cyklach pracy silnika procesy szybkozmienne mają decydujące znaczenie dla procesów powstawania i emisji składników spalin [1, 4, 7]. Częstotliwości charakterystyczne tych procesów muszą być co najmniej o rząd wielkości większe od częstotliwości cykli pracy silnika, jako że zachodzą one w czasie odpowiadającym częściom pojedynczych cykli, np. w czasie szybkiego wzrostu ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze w procesie spalania. Są to zatem częstotliwości większe od kilkudziesięciu herców.

engine it results in an opening of the throttle valve and in the case of a diesel engine – displacement of the element that controls the fuel dose. The load for an engine is the moment of resistance that comes from the driven device. The dynamic properties of the engine control process in the conditions of real operation are determined by the factors related to the design of the control system and the individual features of the operator: physiological, volitional and praxeological. The research on the engine control processes indicates that the shortest time of depressing of the acceleration pedal is longer than 0.1 s [7]. This means that the characteristic frequencies of this process are certainly lower than 10 Hz. At the same time the longest acceleration times do not exceed several seconds. We can thus assume that the bottom boundary frequency of the processes that characterize the tractive operation is higher than 0.01 Hz.

The dynamic properties of the moment that loads the engine are mostly related to the dynamic properties of the vehicle motion or machine operation and these depend on the engine control by the operator as well as on the motion or work resistance. Because in the dynamic system ‘engine control’– ‘power takeoff’– ‘quickness of operation’ inertia elements play an important role we can judge that the characteristic frequencies of the process of the moment of resistance are lower than those of the process of engine control. One should, however include additional factors that generate the forcing of the moment of resistance of high frequency- most of all the processes of vibration in the drivetrain. The amplitudes of these processes are much lower as opposed to the amplitude of the basic process. This results mainly from the existence of damping components in the drivetrain. We can thus assume that the characteristic frequencies of the processes related to the typical engine use are lower than 10 Hz.

The slow changing processes as opposed to the processes related to the use of engines have an entirely different dynamic character than those considered so far. To the category of slow changing processes we can include the thermal processes that characterize the thermal state of the engine. These processes have the time constants of several minutes at the most and several seconds at least [7].

The thermal state of an engine can be determined by the set of temperatures of the engine parts such as: coolant or engine oil. As a parameter of the thermal state of the engine we can assume the representative temperature out of the elements of the engine e.g. the temperature of coolant or engine oil [7].

Even more slow changing processes than the thermal ones in the engine are processes that describe the atmospheric conditions, and even more so the tribological processes that are related to the engine wear.

The state of a combustion engine operation is described with a set of quantities that characterize this operation in the conditions of typical engine use such as those quantities that characterize:

– The energy related properties understood as a potential to perform a work such as power output, torque, engine

Druga grupa procesów jest związana z eksploatacyjnymi wymuszeniami oddziałującymi na silnik. Podstawowymi wymuszeniami są procesy sterowania silnika i obciążenia ze strony odbiornika mocy. Reakcją pojazdu jest prędkość jazdy, maszyny roboczej – szybkość pracy, a silnika – prędkość obrotowa.

Przez pojęcie sterowanie silnika rozumie się oddziaływanie operatora na silnik, a zatem procesy wywołane przemieszczaniem pedału lub manetki przyspieszania: w wypadku silnika o zapłonie iskrowym powoduje to przede wszystkim uchylanie przepustnicy, w wypadku silnika o zapłonie samoczynnym – przemieszczanie elementu sterującego dawkę paliwa. Obciążeniem dla silnika jest moment oporu, pochodzący od napędzanego urządzenia. Właściwości dynamiczne procesu sterowania silnika w warunkach rzeczywistego użytkowania są zdeterminowane czynnikami związanymi z konstrukcją układu sterowania oraz cechami operatora: fizjologicznymi, wolicjonalnymi oraz prakseologicznymi. Badania procesów sterowania silnika wskazują, że najkrótszy czas wciśnięcia pedału przyspieszania jest dłuższy od 0,1 s [7]. Oznacza to, że charakterystyczne częstotliwości tego procesu są na pewno mniejsze od 10 Hz. Jednocześnie najdłuższe czasy przyspieszania nie przekraczają kilkudziesięciu sekund. Można zatem przyjąć, że dolna graniczna częstotliwość procesów charakteryzujących eksploatację trakcyjną jest większa od 0,01 Hz.

Właściwości dynamiczne momentu obciążającego silnik związane są przede wszystkim z właściwościami dynamicznymi ruchu pojazdu lub pracy maszyny, a te z kolei zależą od sterowania silnika przez operatora oraz od oporów ruchu lub pracy. Ponieważ w układzie dynamicznym "sterowanie silnika – odbiornik mocy – prędkość działania" istotną rolę odgrywają elementy inercyjne, można wnioskować, że częstotliwości charakterystyczne procesu momentu oporu są mniejsze niż procesu sterowania silnika. Należy jednak uwzględnić dodatkowe czynniki, generujące wymuszenie momentu oporu o wysokiej częstotliwości, przede wszystkim procesy drgań w układzie napędowym. Amplitudy tych procesów są jednak w stosunku do amplitudy procesu podstawowego znacznie mniejsze, wynika to przede wszystkim z istnienia w układzie przeniesienia napędu elementów tłumiących. Można w związku z tym przyjąć, że częstotliwości charakterystyczne procesów związanych z typowym użytkowaniem silnika są mniejsze od 10 Hz.

Procesy wolnozmiennie w stosunku do procesów związanych z użytkowaniem silników mają zupełnie odmienny charakter dynamiczny od rozpatrywanych do tej pory. Do kategorii procesów wolnozmiennych można zaliczyć procesy cieplne charakteryzujące stan cieplny silnika. Procesy te mają stałe czasowe rzędu kilku lub kilkunastu minut, a co najmniej kilkudziesięciu sekund [7].

Stan cieplny silnika może być określony zbiorem temperatur części silnika i jego czynników, takich jak: ciecz chłodząca i olej silnikowy. Jako parametr stanu cieplnego silnika można przyjąć temperaturę spośród elementów stanu cieplnego, uznaną za reprezentatywną, np. temperaturę cieczy chłodzącej lub oleju silnikowego [7].

speed, working medium pressure in the cylinder, means indicated pressure, mean effective pressure etc.,

- The controllable processes that take place in the engine such as: engine control by the operator, ignition timing or injection timing, charging pressure, intake air temperature, working medium temperature, engine thermal state, exhaust recirculation coefficient, mixture composition and sometimes compression ratio etc.,
- Economic properties in terms of fuel consumption such as: thermal efficiency, mechanical efficiency, general efficiency, fuel flow rate, specific fuel consumption etc.,
- Properties that characterize the processes accompanying the engine operation – ecological properties such as exhaust emissions (concentrations of exhaust components, emission rate, unit emission of the components and in vehicle applications – road emissions) as well as noise emission e.g. noise intensity and its level or noise acoustic pressure and its level or possibly engine acoustic power and its level.

The engine operating conditions are determined by:

- The ambient conditions that influence the vehicle or machine motion resistance and the atmospheric conditions,
- The control of the engine by the operator,
- The moment of resistance depending on the character of work performed by the engine or the machine.

Let the engine conditions be determined by set of physical quantities  $\mathbf{W}$ .

$$\mathbf{W} = \{W_1, W_2, \dots, W_{iW}\} \quad (1)$$

The engine operating state is described with set of physical quantities  $\mathbf{S}$ .

$$\mathbf{S} = \{S_1, S_2, \dots, S_{iS}\} \quad (2)$$

The engine work is characterized by set  $\mathbf{P}$  that is a sum of the sets of the engine conditions and engine operating states.

$$\mathbf{P} = \mathbf{W} \cup \mathbf{S} = \{P_1, P_2, \dots, P_{iP}\} \quad (3)$$

where:  $iP \leq iW + iS$

Formally, the engine work is static if all the quantities that describe the engine work are independent of time  $t$ , i.e.

$$\frac{\partial P_i(t)}{\partial t} = 0 \quad (4)$$

for  $i = 1, \dots, iP$ .

If for any of the quantities that describe the engine work this condition is not fulfilled the engine work is dynamic.

The above criterion of engine qualification into the static or dynamic category is of theoretical significance as it can refer only to the cases of analytical description of function  $P_i(t)$ . If function  $P_i(t)$  is presented in the empirical form of signals, which is always the case in practice then fulfilling conditions (4) is dependent on the frequency properties of the analyzed signals. Hence, it is purposeful to limit the upper frequency range of the analyzed signals to an arbitrary value  $f_g$ . Hence, signals  $P_i(t)$  are filtered with an ideal low-

Processes are even more more dynamic than thermal processes describing atmospheric conditions, and among them are tribological processes related to the use of engine components.

The state of work of an internal combustion engine is described by a set of parameters, characterizing the work in typical operating conditions of the engine, and thus m.in. by the parameters characterizing it:

- properties energetic with respect to the possibility of performing work, such as power, torque, angular speed, rotational speed, pressure of the medium in the cylinder, average pressure indicated, average pressure effective etc.,
- processes occurring in the engine subject to control, such as: control of the engine by the operator, fuel injection, timing of the fuel injection, pressure of the fuel injection, temperature of the air filling the cylinder, temperature of the medium in the cylinder, state of the engine, recirculation coefficient of the exhaust, composition of the fuel, degree of compression etc.,
- properties economic with respect to the use of fuel, such as: thermal efficiency, mechanical efficiency, overall efficiency, fuel flow rate, specific fuel consumption, torque, average pressure indicated, average pressure effective etc.,
- properties characterizing the processes accompanying the work of the engine, m.in. ecological properties with respect to the emission of pollutants (concentration of pollutants, emission rate, unit emission of pollutants and in vehicle applications – road emissions) and noise emission e.g. noise intensity and its level or noise acoustic pressure and its level or possibly engine acoustic power and its level.

Conditions of engine work are determined:

- by the conditions of the environment, which influence the work of the engine or the machine, and by the atmospheric conditions,
- by the control of the engine by the operator,
- by the moment of resistance, which depends on the character of the work performed by the engine or the machine.

The conditions of engine work will be determined by a set of physical quantities  $\mathbf{W}$  – equation (1).

The state of engine work is described by a set of physical quantities  $\mathbf{S}$  – equation (2).

The work of the engine is characterized by a set  $\mathbf{P}$  which is the sum of the sets of parameters of the engine and the state of the engine – equation (3) where:  $iP \leq iW + iS$

Formally, the work of the engine is static, if all the parameters, describing the work of the engine, are independent of time  $t$  – equation (4) for  $i = 1, \dots, iP$ .

If for any of the parameters that describe the work of the engine this condition is not fulfilled the work of the engine is dynamic.

The above criterion of engine qualification into the static or dynamic category is of theoretical significance as it can refer only to the cases of analytical description of function  $P_i(t)$ . If function  $P_i(t)$  is presented in the empirical form of signals, which is always the case in practice then fulfilling conditions (4) is dependent on the frequency properties of the analyzed signals. Hence, it is purposeful to limit the upper frequency range of the analyzed signals to an arbitrary value  $f_g$ . Hence, signals  $P_i(t)$  are filtered with an ideal low-

pass filter of the flyback frequency  $f_g$ , thus of the amplitude – frequency characteristics:

$$H(f) = \begin{cases} 1 & \text{dla } f \leq f_g \\ 0 & \text{dla } f > f_g \end{cases} \quad (5)$$

The filtered signals are marked  $\bar{P}_i(t)$ . In relation to that, the criterion of qualification of engine operation as static or dynamic takes a form:

$$\frac{\partial \bar{P}_i(t)}{\partial t} = 0 \quad (6)$$

for  $i = 1, \dots, iP$ .

In real conditions it is purposeful to assume a lighter criterion of qualification of engine operation as static or dynamic. Let us assume a set of positive numbers  $\varepsilon$ .

$$\varepsilon = \{ \varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_{iP} \} \quad (7)$$

If, for all signals that describe the engine operation, processed with the use of a low pass filter of the flyback frequency  $f_g$ , the conditions

$$\frac{\partial \bar{P}_i(t)}{\partial t} < \varepsilon_i \quad (8)$$

are fulfilled

for  $i = 1, \dots, iP$ , then the engine operation is static with the accuracy determined by set  $\varepsilon$ . In all other cases the engine operation is dynamic. The selection of the elements of set  $\varepsilon$  is determined by the objectives set by the engineers before the research is initiated.

### 3. Combustion engine work balance

The balance of work of a combustion engine can be described with a differential equation

$$\frac{d}{dt} [J(t) \cdot \omega(t)] = M_e(t) - M_o(t) \quad (9)$$

where:  $M_e$  – engine torque,  $M_o$  – resistance torque,  $J$  – moment of inertia of the moving parts directed to the axis of the crankshaft,  $\omega$  – angular velocity of the engine crankshaft.

The torque in dynamic states is described with the operator dependence of the courses of angular velocity  $\omega(t)$  and engine control by operator  $s(t)$ <sup>1)</sup>.

$$M_e = F_{M_e} [\omega(t), s(t)] \quad (10)$$

in the form of a functional whose analytical form is dependent on the courses of the angular velocity and engine control by the operator.

$$M_e = F_{M_e} [\omega(t), s(t)] = \int_0^t f_{M_e} [\omega(\tau), s(\tau)] \cdot dt \quad (11)$$

<sup>1)</sup> The arguments of the general function (abstract, operator function) [2] are notated in brackets as opposed to arguments of elementary function notated in parentheses.

ków opisu analitycznego funkcji  $P_i(t)$ . Jeśli funkcje  $P_i(t)$  są przedstawione w empirycznej postaci sygnałów, co ma zawsze miejsce w praktyce, to spełnienie warunków (4) jest zależne od właściwości częstotliwościowych analizowanych sygnałów. Jest celowe – w związku z tym – ograniczenie górnego zakresu częstotliwości analizowanych sygnałów do arbitralnie przyjętej wartości  $f_g$ . W związku z tym sygnały  $P_i(t)$  są poddawane filtracji idealnym filtrem dolnoprzepustowym o częstotliwości zaporowej równej  $f_g$ , a zatem o charakterystyce amplitudowo–częstotliwościowej – (5).

Przefiltrowane sygnały są oznaczone jako  $\bar{P}_i(t)$ . W związku z tym kryterium kwalifikacji pracy silnika do kategorii statycznej lub dynamicznej przyjmuje postać (6) dla  $i = 1, \dots, iP$ .

W rzeczywistych warunkach jest celowe przyjęcie łagodniejszego kryterium kwalifikacji pracy silnika do kategorii statycznej lub dynamicznej. Przyjmijmy zbiór liczb dodatnich  $\varepsilon$  – równanie (7).

Jeśli dla wszystkich sygnałów, opisujących pracę silnika, przetworzonych z zastosowaniem filtru dolnoprzepustowego o częstotliwości zaporowej  $f_g$ , spełnione są warunki (8) dla  $i = 1, \dots, iP$ , to praca silnika ma charakter statyczny z dokładnością określoną zbiorem  $\varepsilon$ . We wszystkich innych wypadkach praca silnika ma charakter dynamiczny. Dobór wartości elementów zbioru  $\varepsilon$  jest zdeterminowany celami stawianymi przed przewidywanymi badaniami.

### 3. Bilans pracy silnika spalinowego

Bilans pracy silnika spalinowego można opisać równaniem różniczkowym (9)

gdzie:  $M_e$  – moment obrotowy silnika,  $M_o$  – moment obrotowy oporu,  $J$  – moment bezwładności ruchomych części silnika sprowadzony na oś wału korbowego,  $\omega$  – prędkość kątowa wału korbowego silnika.

Moment obrotowy w warunkach dynamicznych jest opisany zależnością operatorową przebiegów prędkości kątowej  $\omega(t)$  i sterowania silnika przez operatora  $s(t)$ <sup>1)</sup> – równanie (10) w postaci funkcjonału, którego postać analityczna jest zależna od przebiegów prędkości kątowej i sterowania silnika przez operatora – równanie (11).

Zatem bilans pracy silnika spalinowego jest opisany w postaci równania (12) czyli w postaci (13).

Analizowany model silnika jest nieliniowym modelem różniczkowo–całkowym opisany równaniem (14).

Różniczkując, otrzymuje się równanie (15).

W chwili  $t = 0$ , odpowiadającej początkowi pracy silnika spalinowego,  $\omega(0) = \omega_0$ .

Wymuszeniami są dla  $t \in [0; T]$ :  $M_o(t)$ ,  $s(t)$ . Dana jest dla założonych warunków pracy zależność  $J(t)$  dla  $t \in [0; T]$ . W wyniku analizy modelu matematycznego (15) należy wyznaczyć zależność prędkości kątowej od czasu  $\omega(t)$  dla  $t \in [0; T]$ <sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> Argumenty funkcji uogólnionej (abstrakcyjnej, operatora) [2] są zapisywane w nawiasach kwadratowych w odróżnieniu od argumentów funkcji elementarnej zapisywanych w nawiasach okrągłych.

<sup>2)</sup> W modelu pracy silnika spalinowego można oczywiście zastąpić prędkość kątową  $\omega$  prędkością obrotową  $n$ .

Hence, the balance of the combustion engine operation is described as follows

$$\frac{d}{dt} [J(t) \cdot \omega(t)] = F_{M_e} [\omega(t), s(t)] - M_o(t) \quad (12)$$

i.e.:

$$J(t) \cdot \frac{d\omega(t)}{dt} + \omega(t) \cdot \frac{dJ(t)}{dt} = F_{M_e} [\omega(t), s(t)] - M_o(t) \quad (13)$$

The analyzed model of the engine is a non-linear differential-integral model:

$$J(t) \cdot \frac{d\omega(t)}{dt} + \omega(t) \cdot \frac{dJ(t)}{dt} = \int_0^t f_{M_e} [\omega(\tau), s(\tau)] \cdot d\tau - M_o(t) \quad (14)$$

When applying a differential we obtain:

$$J(t) \cdot \frac{d^2\omega(t)}{dt^2} + 2 \cdot \frac{dJ(t)}{dt} \cdot \frac{d\omega(t)}{dt} + \omega(t) \cdot \frac{d^2J(t)}{dt^2} - f_{M_e} [\omega(\tau), s(\tau)] + \frac{dM_o(t)}{dt} = 0 \quad (15)$$

In moment  $t = 0$ , that corresponds to the start of the engine operation,  $\omega(0) = \omega_0$ .

The forcings for  $t \in [0; T]$  are:  $M_o(t)$ ,  $s(t)$ . For the engine conditions the dependence  $J(t)$  is given for  $t \in [0; T]$ . As a result of the analysis of the mathematical model (15) we need to determine the dependence of the angular velocity on time  $\omega(t)$  for  $t \in [0; T]$ <sup>2)</sup>.

Figure 1 presents the schematics of the dependence of the engine state on the forcings in the mathematical model of the engine operation.

The most important problem in the investigation of the engine operation model is the unknown characteristics  $f_{M_e} [\omega(\tau), s(\tau)]$  that can be interpreted as a dynamic characteristics of the torque depending on the angular velocity and engine control by the operator. As we know the engine torque in general in dynamic states is dependent on the angular velocity and engine control, hence, its value on moment  $t$  depends on the courses of the angular velocity and engine control in time  $t \in [0; T]$ . Hence, in general for each combination of the possibly realizable courses of angular velocity and engine control there are different values of the engine torque. The possibility of investigating the engine operation mathematical model is complicated by the fact that the sought course of the angular velocity is an argument in the operator characteristics of the engine torque and the torque has an obvious impact on the angular velocity. Hence, it is impossible to determine the characteristics of the torque in dynamic states. As a consequence – in order to enable research of the combustion engine properties in dynamic states it is necessary to limit the generality of the given task by imposing additional constraints on the investigated system. Most frequently these are the constraints related to the generality of the forcings – the processes of the moment of resistance and

Na rysunku 1 przedstawiono schemat zależności stanu pracy silnika spalinowego od wymuszeń w modelu matematycznym pracy silnika.

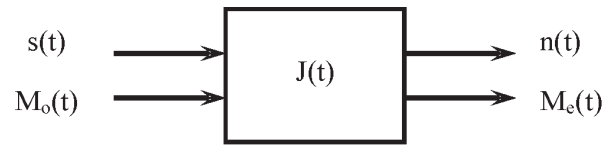


Fig. 1. Schematics of the dependence of the engine operating states on the forcings in the mathematical engine operation model

Rys. 1. Schemat zależności stanu pracy silnika spalinowego od wymuszeń w modelu matematycznym pracy silnika

Najważniejszym problemem badania modelu pracy silnika spalinowego jest nieznaną charakterystyką  $f_{M_e} [\omega(\tau), s(\tau)]$ , którą można interpretować jako charakterystykę dynamiczną momentu obrotowego silnika w zależności od prędkości kątowej i sterowania silnika przez operatora. Jak wiadomo, moment obrotowy silnika spalinowego jest w ogólności w warunkach dynamicznych zależny w sposób operatorowy od prędkości kątowej i sterowania silnika, a zatem jego wartość w chwili  $t$  jest zależna od przebiegów prędkości kątowej i sterowania silnika w czasie  $t \in [0; T]$ . W związku z tym w ogólności dla każdej kombinacji możliwych do zrealizowania przebiegów prędkości kątowej i sterowania silnika są różne wartości momentu obrotowego silnika. Możliwość badań modelu matematycznego pracy silnika spalinowego komplikuje znacznie fakt, że poszukiwany przebieg prędkości kątowej jest uwikłany jako argument w operatorowej charakterystyce momentu obrotowego silnika, a moment obrotowy ma oczywisty wpływ na prędkość kątową. W związku z tym nie jest możliwe w ogólności wyznaczenie charakterystyki momentu obrotowego w warunkach dynamicznych. W konsekwencji – w celu umożliwienia badania właściwości silników spalinowych w warunkach dynamicznych – jest konieczne ograniczenie ogólności postawionego zadania przez nałożenie na badany układ dodatkowych więzów. Najczęściej są to ograniczenia ogólności wymuszeń – procesów momentu oporu i sterowania silnika w postaci przyjęcia pewnych klas tych procesów lub – przede wszystkim – przyjęcia ich konkretnych realizacji, a zatem funkcji przyczynowych. Taką rolę odgrywają testy dynamiczne do badania właściwości silników spalinowych. W testach dynamicznych przyjmuje się – co prawda – nie przebiegi momentu oporu i sterowania silnika, tylko momentu obrotowego silnika i jego prędkości obrotowej, tak dobierając sterowanie silnika, aby przy przyjętych parametrach bezwładności układu osiągnąć wymagane przebiegi momentu obrotowego i prędkości obrotowej – rysunek 2.

#### 4. Zasady badania silników spalinowych w dynamicznych stanach pracy

Oczywiście nie jest możliwe w ogólności badanie właściwości dynamicznych obiektów, których modele matematyczne, uznane za dostatecznie zgodne z przedmiotem badania, są modelami nieliniowymi [3]. Układy takie, jak wiadomo, nie mają właściwości niezależnych od stanu, w

<sup>2)</sup> In the model of engine operation we can replace angular velocity  $\omega$  with engine speed  $n$ .

engine control taken in the form of assuming certain classes of these processes or assuming their realizations – causative functions. Such a purpose is served by the dynamic tests that investigate the engine properties. In dynamic tests not the courses of the moment of resistance and engine control are assumed but engine torque and its speed so that at such assumed parameters of inertia the required courses of engine torque and speed are obtained – Fig. 2.

#### 4. The principles of combustion engine testing in dynamic states

It is obviously impossible to test the dynamic properties of an object whose mathematical models (recognized as sufficiently compliant with the original) are non-linear [3]. Such systems, as is known, do not have properties independent of the state in which they are as opposed to systems that can be described with linear models with a sufficient compliance. Obviously, the combustion engines even when only balancing their operation, have to be described with non-linear models. Hence, it is impossible to investigate the dynamic properties of the combustion engines, only particular cases can be investigated.

One of the most frequently applied methods of engine testing in dynamic states is as said earlier, determining the averaged value of the tested quantities for an engine state determined by the assumed courses of the quantities described with research tests.

Out of a variety of possibilities to simplify the description of the dynamic conditions and engine states there is also a possibility of defining of the elementary conditions and engine states depending on their values and change intensity, thus, on the derivatives in time.

According to the analyzed causes and effects of the dynamic operation of the engines we can propose a classification of conditions and engine states. The causes of the engine states, if a constant thermal state is assumed, are the processes of engine control by the operator and the moment of resistance and the effect is the process of engine speed that depends on the engine torque. The elementary description of the engine can be defined with values and derivatives in time for these values: engine control by the operator, moment of resistance and engine speed. The engine operation quantities that fulfill the conditions:

$$s \in \left[ s_i - \frac{\varepsilon_s}{2}; s_i + \frac{\varepsilon_s}{2} \right] \quad (16)$$

$$M_o \in \left[ M_{oi} - \frac{\varepsilon_{Mo}}{2}; M_{oi} + \frac{\varepsilon_{Mo}}{2} \right] \quad (17)$$

$$n \in \left[ n_i - \frac{\varepsilon_n}{2}; n_i + \frac{\varepsilon_n}{2} \right] \quad (18)$$

form set A.

The derivatives of the engine operation quantities fulfill the conditions:

$$\left. \frac{ds}{dt} \right|_{s, M_o, n \in A} \in \left[ \delta_s - \frac{\varepsilon_{\delta s}}{2}; \delta_s + \frac{\varepsilon_{\delta s}}{2} \right] \quad (19)$$

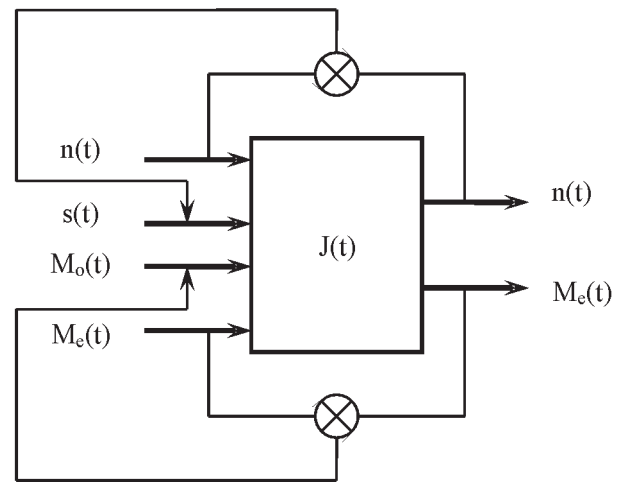


Fig. 2. Schematics of the engine control and moment of resistance in order to receive the engine torque and speed

Rys. 2. Schemat regulacji sterowania silnika i momentu oporu w celu odtworzenia momentu obrotowego i prędkości obrotowej

jakim się znajdują, w odróżnieniu od układów, które mogą być opisywane z dostatecznie dobrą zgodnością modelami liniowymi. Oczywiście silniki spalinowe, nawet tylko w wypadku bilansowania ich pracy, muszą być opisywane modelami nieliniowymi. W związku z tym nie ma możliwości w ogólności badania dynamicznych właściwości silników spalinowych, istnieje możliwość badania jedynie szczególnych przypadków.

Jedną z najczęściej stosowanych możliwości badania silników spalinowych, znajdujących się w stanie dynamicznym, jest – wspomniane wcześniej – wyznaczanie uśrednionych wartości badanych wielkości dla stanu silnika, zdeterminowanego przyjętymi przebiegami wielkości, opisanymi konkretnymi testami badawczymi.

Spośród różnych możliwości uproszczenia opisu dynamicznych warunków i stanów pracy silnika spalinowego istnieje również możliwość zdefiniowania elementarnych warunków i stanów pracy silnika w zależności od ich wartości oraz od ich intensywności zmian, a zatem od pochodnych względem czasu.

Zgodnie z analizowanymi przyczynami i skutkami dynamicznej pracy silników spalinowych można zaproponować klasyfikację warunków i stanu pracy silnika. Przyczynami stanu silnika przy założeniu stałego stanu cieplnego są procesy sterowania silnika przez operatora i momentu oporu, a skutkiem proces prędkości obrotowej, zależny od momentu obrotowego. Elementarny opis pracy silnika może być zdefiniowany wartościami oraz pochodnymi względem czasu dla tych wartości: sterowania silnika przez operatora, momentu oporu i prędkości obrotowej. Wielkości pracy silnika spełniające warunki (16) – (18) tworzą zbiór A.

Pochodne wielkości pracy silnika spełniają warunki (19) – (21).

Ze względu na definiowanie większości testów dynamicznych do badania silników spalinowych najczęściej rejestruje się moment obrotowy silnika, a nie moment oporu.

$$\left. \frac{dM_o}{dt} \right|_{s, M_o, n \in A} \in \left[ \delta_{M_o} - \frac{\varepsilon_{\delta M_o}}{2}; \delta_{M_o} + \frac{\varepsilon_{\delta M_o}}{2} \right] \quad (20)$$

$$\left. \frac{dn}{dt} \right|_{s, M_o, n \in A} \in \left[ \delta_n - \frac{\varepsilon_{\delta n}}{2}; \delta_n + \frac{\varepsilon_{\delta n}}{2} \right] \quad (21)$$

In defining of the majority of dynamic states for engine testing the most often recorded is the engine torque not the moment of resistance. In such a case the elementary description of the engine operation can be done through a combination of derivatives in time: engine control by the operator, engine torque and speed. The engine operation quantities that fulfill the conditions:

$$s \in \left[ s_i - \frac{\varepsilon_s}{2}; s_i + \frac{\varepsilon_s}{2} \right] \quad (22)$$

$$M_e \in \left[ M_{ei} - \frac{\varepsilon_{Me}}{2}; M_{ei} + \frac{\varepsilon_{Me}}{2} \right] \quad (23)$$

$$n \in \left[ n_i - \frac{\varepsilon_n}{2}; n_i + \frac{\varepsilon_n}{2} \right] \quad (24)$$

form set B.

The derivatives of the engine operation quantities fulfill the conditions:

$$\left. \frac{ds}{dt} \right|_{s, M_e, n \in B} \in \left[ \delta_s - \frac{\varepsilon_s}{2}; \delta_s + \frac{\varepsilon_s}{2} \right] \quad (25)$$

$$\left. \frac{dM_e}{dt} \right|_{s, M_e, n \in B} \in \left[ \delta_{M_e} - \frac{\varepsilon_{Me}}{2}; \delta_{M_e} + \frac{\varepsilon_{Me}}{2} \right] \quad (26)$$

$$\left. \frac{dn}{dt} \right|_{s, M_e, n \in B} \in \left[ \delta_n - \frac{\varepsilon_n}{2}; \delta_n + \frac{\varepsilon_n}{2} \right] \quad (27)$$

The elementary description of the engine operation is thus defined with the values of the processes that describe the engine operation and their derivatives in time at these points of the processes as well as the tolerances of the values of the processes and their derivatives in time.

The analysis of descriptions (16) – (21) and (22) – (27) when the conditions determining the derivatives in time are not taken into account i.e. (19) – (21) and (25) – (27), narrows the task to investigating the statistical conditions and states of engine operation.

The analysis of the descriptions (16) – (21) and (22) – (27) when the conditions imposed on the processes are not taken into account i.e. (16) – (18) and (22) – (24) constitutes an investigation on the dynamic conditions and states of engine operation averaged in the range of the analyzed values of the processes:

$$s \in [s_{\min}; s_{\max}] \quad (28)$$

$$M_o \in [M_{o\min}; M_{o\max}] \quad (29)$$

$$n \in [n_{\min}; n_{\max}] \quad (30)$$

W takim wypadku elementarny opis pracy silnika może być opisany kombinacją pochodnych względem czasu: sterowania silnika przez operatora, momentu obrotowego i prędkości obrotowej. Wielkości pracy silnika spełniające warunki (22) – (24) tworzą zbiór B.

Pochodne wielkości pracy silnika spełniają warunki (25) – (27).

Elementarny opis pracy silnika jest zatem zdefiniowany wartościami procesów opisujących pracę silnika oraz ich pochodnych względem czasu w tychże punktach procesów oraz tolerancjami wartości procesów i pochodnych procesu względem czasu.

Rozpatrywanie opisów (16) – (21) oraz (22) – (27) bez uwzględniania warunków określających pochodne względem czasu, tzn. (19) – (21) i (25) – (27), sprowadza zadanie do badania statycznych warunków i stanów pracy silnika.

Z kolei rozpatrywanie opisów (16) – (21) oraz (22) – (27) bez uwzględniania warunków nałożonych na procesy, tzn. (16) – (18) i (22) – (24), stanowi badanie dynamicznych warunków i stanów pracy silnika, uśrednionych w zakresie rozpatrywanych wartości procesów (28) – (31).

Kolejnym znaczącym uproszczeniem elementarnych opisów pracy silnika jest przyjęcie jako kwalifikacji do stanów jedynie znaku pochodnych: dodatniego lub ujemnego, w całym zakresie pracy silnika. Wówczas dla wielkości sterowania silnika przez operatora, momentu oporu i prędkości obrotowej są możliwe następujące elementarne stany pracy silnika: (32) – (37).

Z kolei dla wielkości sterowania silnika przez operatora, momentu obrotowego i prędkości obrotowej są możliwe następujące elementarne stany pracy silnika: (38) – (43).

Oczywiście opisy (28) – (33) i (34) – (39) można również rozpatrywać dla założonych zakresów wartości procesów. Można również tworzyć kombinacje warunków i stanów pracy silnika określonych zakresami wartości procesów, znakami pochodnych procesów względem czasu oraz pochodnych procesów względem czasu równych zeru z odpowiednio dobraną tolerancją (procesy stałe), np.: (44) dla (45).

Dla przyjętych warunków pracy i stanów silnika spalinyowego ze względu na ich wartości wraz z zakresami ich tolerancji oraz ze względu na pochodną tych wielkości względem czasu wraz z zakresami ich tolerancji można badać wybrane właściwości silnika, np. wielkości charakteryzujące:

- właściwości energetyczne, m.in. moc użyteczną, czy średnie ciśnienie użyteczne,
- właściwości ekonomiczne silnika ze względu na zużycie paliwa (sprawność ogólną, jednostkowe zużycia paliwa, natężenie przepływu paliwa zużywanego przez silnik),
- emisję zanieczyszczeń (natężenie emisji, emisję jednostkową) i hałasu (poziom natężenia hałasu, poziom ciśnienia akustycznego).

$$M_e \in [M_{e\min}; M_{e\max}] \quad (31)$$

Another significant simplification of the elementary descriptions of the engine operation is the adoption for qualification of only the sign of the derivatives: negative or positive in the whole range of engine operation. Then for the quantities of engine control by the operator, the moment of resistance and engine speed these engine states are possible:

$$\frac{ds}{dt} > 0; \quad \frac{dM_o}{dt} > 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} > 0 \quad (32)$$

$$\frac{ds}{dt} > 0; \quad \frac{dM_o}{dt} > 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} < 0 \quad (33)$$

$$\frac{ds}{dt} > 0; \quad \frac{dM_o}{dt} < 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} > 0 \quad (34)$$

$$\frac{ds}{dt} < 0; \quad \frac{dM_o}{dt} > 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} < 0 \quad (35)$$

$$\frac{ds}{dt} < 0; \quad \frac{dM_o}{dt} < 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} < 0 \quad (36)$$

$$\frac{ds}{dt} < 0; \quad \frac{dM_o}{dt} < 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} > 0 \quad (37)$$

For the values of the engine control by the operator, the moment of resistance and engine speed the following elementary engine states are possible:

$$\frac{ds}{dt} > 0; \quad \frac{dM_e}{dt} > 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} > 0 \quad (38)$$

$$\frac{ds}{dt} > 0; \quad \frac{dM_e}{dt} > 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} < 0 \quad (39)$$

$$\frac{ds}{dt} > 0; \quad \frac{dM_e}{dt} < 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} > 0 \quad (40)$$

$$\frac{ds}{dt} < 0; \quad \frac{dM_e}{dt} > 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} < 0 \quad (41)$$

$$\frac{ds}{dt} < 0; \quad \frac{dM_e}{dt} < 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} < 0 \quad (42)$$

$$\frac{ds}{dt} < 0; \quad \frac{dM_e}{dt} < 0 \Rightarrow \frac{dn}{dt} > 0 \quad (43)$$

Of course, the descriptions (28) – (33) and (34) – (39) can be analyzed for the assumed ranges of values of the processes. We can also create combinations of conditions and states of engine operation determined by the ranges of values of the processes, signs of the derivatives in time and the derivatives of the processes in time that equal zero with an appropriately selected tolerance (steady processes) e.g.:

W podsumowaniu rozważań na temat badania właściwości silników spalinowych w stanach dynamicznych należy stwierdzić, że w ogólności nie istnieją takie właściwości jako niezależne od stanów silników. Istnieje – w związku z tym – konieczność ograniczania ogólności zadań badania silników spalinowych, pracujących w warunkach dynamicznych, w postaci nakładania na badany układ pewnych więzów jako przyjętych procedur badawczych, np. pewnej klasy procesów stanowiących warunki pracy, lub przyjętego sposobu przetwarzania wyników badań, m.in. uśredniania w zakresie wartości procesów.

Jako przykład badań emisji zanieczyszczeń przedstawiono analizę wyników badań silnika Detroit Diesel Series 50, spełniającego wymagania na poziomie Euro III. Badania przeprowadzono w warunkach testu dynamicznego HDDTT (*Heavy Duty Diesel Transient Test*). Na rysunku 3 przedstawiono przebiegi prędkości obrotowej i momentu obrotowego silnika.

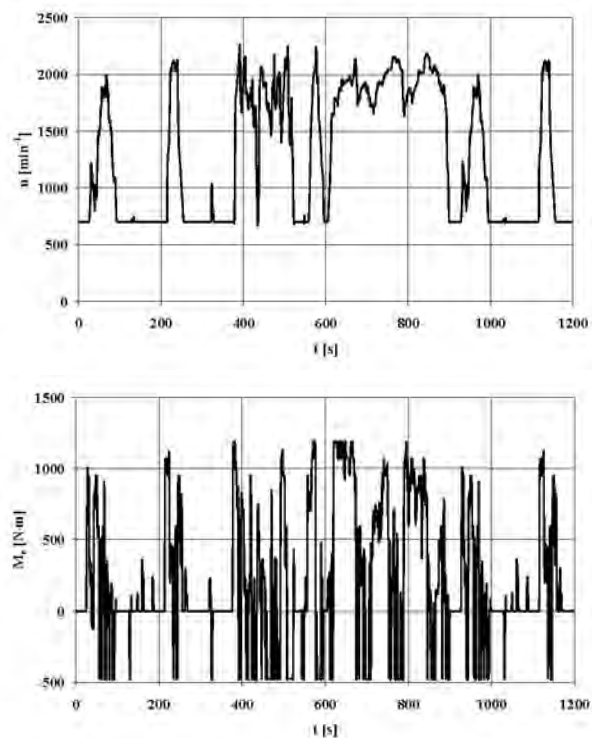


Fig. 3. The courses of the engine speed  $n$  and torque  $M_e$  of the engine in the HDDTT test

Rys. 3. Przebiegi prędkości obrotowej  $n$  i momentu obrotowego  $M_e$  silnika w teście HDDTT

Na rysunku 4 przedstawiono przebiegi natężenia emisji zanieczyszczeń.

Przeprowadzono badania dla stanów odpowiadających:

- testowi HDDTT,
- zwiększającej się prędkości obrotowej

$$\frac{dn}{dt} > 0,$$

$$\frac{ds}{dt} > 0; \quad \frac{dM_e}{dt} \in \left[ \delta_{M_e} - \frac{\varepsilon_{\delta M_e}}{2}; \delta_{M_e} + \frac{\varepsilon_{\delta M_e}}{2} \right] \quad (44)$$

for

$$s \in [s_{\min}; s_{\max}] \quad n \in [n_{\min}; n_{\max}] \quad M_e \in [M_{e\min}; M_{e\max}] \quad (45)$$

For the assumed conditions of operation and states of engine operation in terms of the derivative of these quantities in time together with their tolerance ranges we can investigate selected engine properties such as the quantities that characterize:

- energy related properties such as power output, torque, engine speed or mean effective pressure,
- economic properties in terms of fuel consumption such as, general efficiency, fuel flow rate, specific fuel consumption,
- exhaust emissions (emission rate, unit emission) and noise emissions (noise level, acoustic pressure level).

Concluding the discussion on the investigations of the properties of combustion engines in dynamic states we should note that in general there are no such properties as properties independent from the engine states. Hence, there is a necessity to limit the generality of tasks of testing of combustion engines that operate in dynamic states by imposing certain constraints as adopted testing procedures – a class of processes that constitute the operating conditions or an adopted manner of processing of the test results i.a. averaging in the range of the values of the processes.

As an example of the exhaust emission tests an analysis has been presented of the Detroit Diesel engine Series 50 that conforms to the Euro III standard. The tests were performed in the dynamic conditions of HDDTT (Heavy Duty Diesel Transient Test). In figure 3 the courses of engine speed and engine torque have been presented.

Figure 4 presents the courses of the exhaust emission rate.

The tests were performed for the states that correspond to:

- HDDTT test,
- Increasing engine speed

$$\frac{dn}{dt} > 0,$$

- Decreasing engine speed

$$\frac{dn}{dt} < 0,$$

- Variable engine speed

$$\frac{dn}{dt} < 0 \quad \text{or} \quad \frac{dn}{dt} > 0;$$

and an assumption was made that these conditions equal the conditions of engine speed above idle  $n_{bj}$

$$n > n_{bj}$$

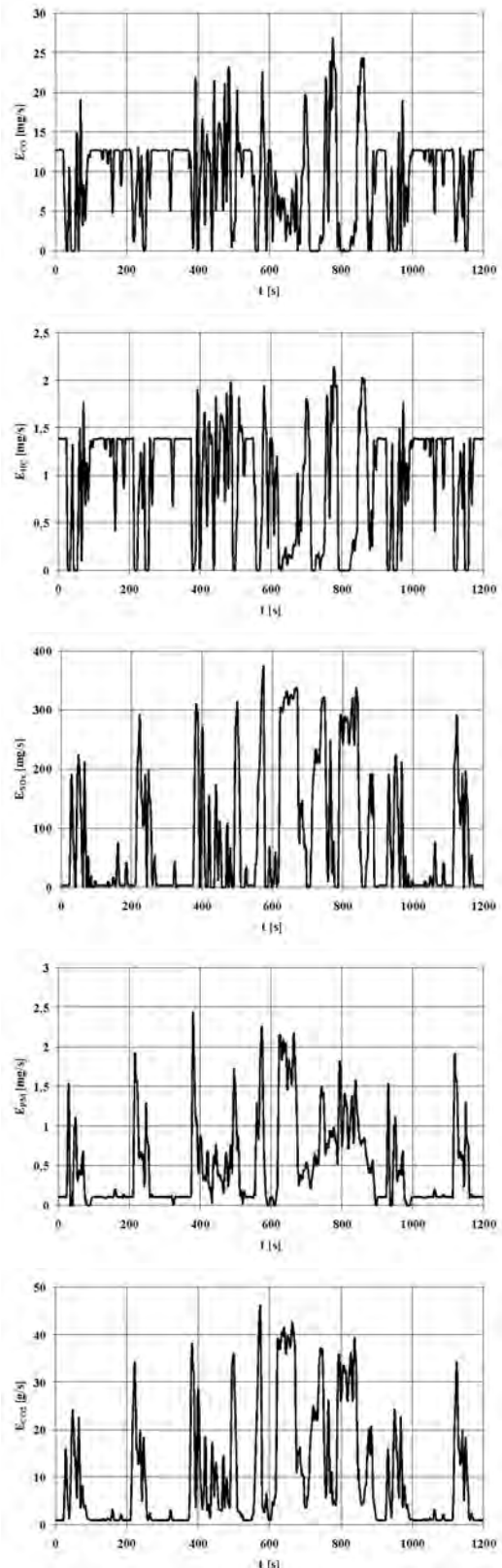


Fig. 4. The courses of the emission of: carbon monoxide  $E_{CO}$ , hydrocarbons  $E_{HC}$ , nitric oxides  $E_{NOx}$ , particulate matter  $E_{PM}$  and carbon dioxide  $E_{CO2}$  in the HDDTT test

Rys. 4. Przebiegi natężenia emisji: tlenku węgla  $E_{CO}$ , węglowodorów  $E_{HC}$ , tlenków azotu  $E_{NOx}$ , cząstek stałych  $E_{PM}$  i dwutlenku węgla  $E_{CO2}$  w teście HDDTT

For the assumed dynamic states average exhaust emission rate was determined – Fig. 5.

Even at such a schematic division into the dynamic engine states that include only the properties of the process of the engine speed we can clearly see differences in the average exhaust emission rate. A strong influence of the engine acceleration on the exhaust emission of particulate matter and nitric oxides as well as carbon dioxide is observed. A reduction in the engine speed facilitates the growth of the emission of carbon monoxide and hydrocarbons. The distinguished dynamic states (within each of them) are related to various dynamic states of the engine torque thus we should expect that for more accurately formulated dynamic states the engine properties would be much different.

– zmniejszającej się prędkości obrotowej

$$\frac{dn}{dt} < 0,$$

– zmiennej prędkości obrotowej

$$\frac{dn}{dt} < 0 \quad \text{lub} \quad \frac{dn}{dt} > 0;$$

przyjęto założenie, że warunek ten jest tożsamy z warunkiem prędkości obrotowej większej od prędkości obrotowej biegu jałowego  $n_{bj}$

$$n > n_{bj}$$

Dla przyjętych stanów dynamicznych wyznaczono średnie natężenia emisji zanieczyszczeń – rysunek 5.

Nawet przy tak schematycznym podziale na stany dynamiczne silnika, uwzględniającym jedynie właściwości procesu prędkości obrotowej, wyraźnie są widoczne różnice w średnich natężeniach emisji zanieczyszczeń. Jest znamienny silny wpływ przyspieszania silnika na zwiększanie się natężenia emisji cząstek stałych i tlenków azotu, a także dwutlenku węgla. Zmniejszanie prędkości obrotowej sprzyja zwiększaniu natężenia emisji tlenku węgla i węglowodorów. Wyróżnione stany dynamiczne dotyczą – w ramach każdego z nich – różnych stanów dynamicznych momentu obrotowego, w związku z czym należy oczekiwać, że dla bardziej szczegółowo sformułowanych stanów dynamicznych właściwości silnika będą się różnić znacznie.

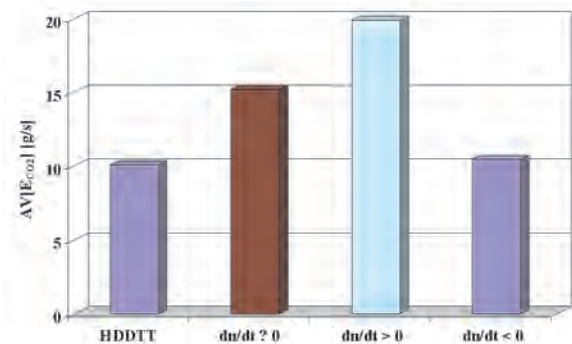
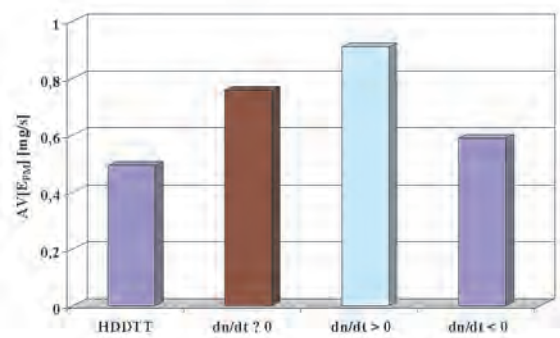
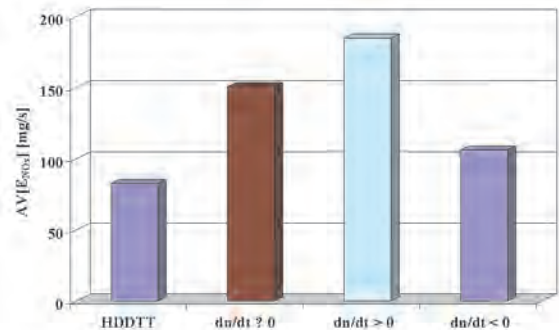
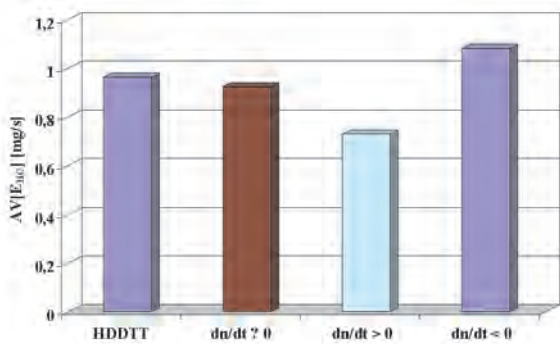
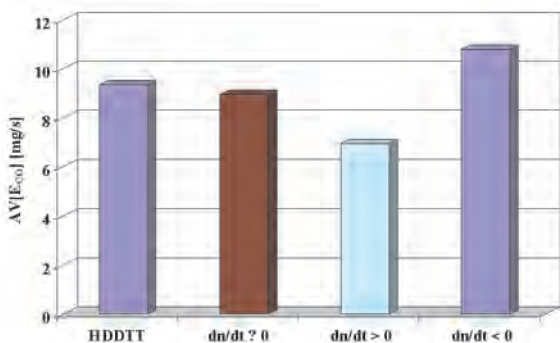


Fig. 5. Average exhaust emission rate of carbon monoxide AV[E<sub>CO</sub>], hydrocarbons AV[E<sub>HC</sub>], nitric oxides AV[E<sub>NOx</sub>], particulate matter AV[E<sub>PM</sub>] and carbon dioxide AV[E<sub>CO2</sub>] in the tested dynamic states

Rys. 5. Średnie natężenia emisji tlenku węgla AV[E<sub>CO</sub>], węglowodorów AV[E<sub>HC</sub>], tlenków azotu AV[E<sub>NOx</sub>], cząstek stałych AV[E<sub>PM</sub>] i dwutlenku węgla AV[E<sub>CO2</sub>] w badanych stanach dynamicznych

## 5. Concluding remarks

The dynamics of combustion engines, even though most of them operate in dynamic states, is not a field of science that has established standards. This is a result of many years of practicing engine investigations in static states, which is substantiated by the basic insight investigations into the processes that occur in the engine and also by the multidimensional adjustment investigations. At the same time the knowledge is quite common of the significant differences between the engines in static and dynamic states. Hence, there is a growing need to develop engine investigations in dynamic states.

This work constitutes an attempt to put in order matters related to the engine investigations in dynamic states. The proposed formalism enables a rational systemization of issues that occur in this type of investigations.

The examples presented in the paper indicate that the proposed approach to the issue allows an efficient exploration of the properties of the engines operating in dynamic states.

The continuation of the here discussed task should be oriented towards an attempt to formalize the dynamic states so that the systematics is well justified in terms of practical application and to enable empirical investigations.

*Paper reviewed/Artykuł recenzowany*

## 5. Uwagi końcowe

Dynamika silników spalinowych, mimo że większość silników pracuje głównie w warunkach dynamicznych, nie należy do nauk o ugruntowanych standardach. Wynika to m.in. z wieloletniej praktyki badania właściwości silników spalinowych w warunkach statycznych, co znajduje uzasadnienie w prowadzeniu podstawowych wnikliwych badań procesów zachodzących w silnikach, a także wielowymiarowych badań regulacyjnych. Jednocześnie powszechna jest wiedza o znacznych różnicach we właściwościach silników spalinowych, znajdujących się w stanach statycznych i dynamicznych. W związku z tym istnieje coraz bardziej istotna potrzeba rozwijania badań silników spalinowych w warunkach dynamicznych.

Niniejsza praca stanowi próbę wstępnego uporządkowania spraw, związanych z badaniami silników spalinowych w warunkach dynamicznych. Zaproponowany formalizm umożliwia racjonalne usystematyzowanie problemów występujących w tego rodzaju badaniach.

Przytoczone w pracy przykłady wskazują, że zaproponowany sposób podejścia do problemu umożliwia skuteczne poznanie właściwości silników pracujących w warunkach dynamicznych.

Kontynuacja podjętego zadania powinna dotyczyć przede wszystkim próby sformalizowania na tyle szczegółowych stanów dynamicznych, aby zaproponowana systematyka była uzasadniona względami praktycznymi, a także by było możliwe skuteczne wykonanie badań empirycznych.

## Bibliography/Literatura

- [1] Arregle J., Bermudez V., Serrano J. R., Fuentes E.: Procedure for engine transient cycle emissions testing in real time. *Experimental Thermal And Fluid Science*. 2006. Volume 30, no5. 485–496.
- [2] Banach S.: *Teoria operacji. Tom I. Operacje linjowe*. Wydawnictwo Kasy im. Mianowskiego Instytutu Popierania Nauki. Warszawa 1931.
- [3] Bendat J. S., Piersol A. G.: *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych*. PWN. Warszawa 1976.
- [4] Bermúdez V., Luján J. M., Serrano J. R., Pla B.: Transient particle emission measurement with optical techniques. *Measurement Science and Technology* 2008 – 19 065404.
- [5] Chłopek Z.: Analiza emisji zanieczyszczeń z trakcyjnego silnika spalinowego. *Mechanics and Mechanical Engineering* 1/2005. Volume 9. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej. Łódź 2005. 43–68.
- [6] Chłopek Z.: Metody badań właściwości silników spalinowych w warunkach przypadkowych modelujących użytkowanie. *Archiwum Motoryzacji* 4/2001. 187–210.
- [7] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. *Prace Naukowe. Seria „Mechanika”* z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1999.
- [8] Chłopek Z., Laskowski P.: Charakterystyki emisji zanieczyszczeń wyznaczane metodą Monte Carlo. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* Nr 1 (21)/2004. 3–13.
- [9] Chłopek Z., Pawlicki M., Sypowicz R.: Analiza dynamiczna emisji zanieczyszczeń z silnika o zapłonie samoczynnym. *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej* 3(58)/2005. 95–102.
- [10] Kniaziewicz T., Piaseczny L., Zadrąg R.: Toksyczność spalin okrętowego silnika spalinowego podczas jego rozruchu. *Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej* 1999 nr 2. 51–63.
- [11] Merkiż J.: Emisja cząstek stałych przez silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 1997.
- [12] Sobczyk K.: *Metody dynamiki statystycznej*. PWN. Warszawa 1973.
- [13] Wang J., Storey J., Domingo N., Huff S., Thomas J., West B.: Studies of diesel engine particle emissions during transient operations using an engine exhaust particle sizer. *Aerosol Science and Technology*

Mr. Zdzisław Chłopek, DSc., DEng. – Professor in the Faculty Automotive and Construction Machinery Engineering at Warsaw University of Technology.

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

e-mail: [moriarty@o2.pl](mailto:moriarty@o2.pl)



Marek BRZEŹAŃSKI

## Nowoczesny silnik V6 3,5 CGI firmy Mercedes-Benz

Zgodnie z tradycją firma Mercedes-Benz, jako producent ekskluzywnych pojazdów osobowych, w gamie oferowanych modeli oferuje jednostki napędowe o dużej mocy. Podczas, gdy silniki 4- lub 5-cylindrowe stanowią źródło napędu najtańszych modeli, a silniki 8- lub 12-cylindrowe są zastrzeżone dla pojazdów ekskluzywnych, to silniki 6-cylindrowe od dawna stanowiły podstawową jednostkę napędową samochodów tej marki.

Do końca lat 90-tych ubiegłego wieku były to wyłącznie 6-cylindrowe jednostki rzędowe, natomiast w połowie 1997 roku zaprezentowano pierwszy silnik V6 o kącie rozwarcia cylindrów wynoszącym 90° i pojemności skokowej 3,2 dm<sup>3</sup>. Jednostka ta była wówczas uważana za bardzo nowoczesną ze względu na układ rozrządu z pojedynczymi, drażonymi wałami rozrządu w każdej z głowic, których krzywki współpracowały z rolkami dźwigniek zaworowych osadzonych na łożyskach igiełkowych. Ponadto system spalania wyposażono w dwuświecowy zapłon, a wymianę ładunku sterowały dwa zawory dolotowe i jeden wylotowy. Ta konstrukcja silnika V6 w wersjach o objętości skokowej 2,4, 2,6, 2,8 oraz 3,7 dm<sup>3</sup> była oferowana w różnych modelach do 2005 roku, kiedy to zaprezentowano nowy silnik V6 o objętości skokowej 3,5 dm<sup>3</sup>. W tej jednostce, oznaczonej fabrycznym symbolem M 272 KE 35 wymiana ładunku sterowana już była przez dwa zawory dolotowe i dwa wylotowe, napędzane dwoma wałkami rozrządu w każdej z głowic. Powstała również mniejsza wersja tego silnika o objętości skokowej 3,0 dm<sup>3</sup>.

Pod koniec 2006 roku w modelu CLS 350 CGI zaprezentowano odmianę silnika V6 o symbolu M 272 DE 35 wyposażoną po raz pierwszy w bezpośredni wtrysk benzyny, dzięki któremu wzrosła moc silnika i zmniejszyło się zużycie paliwa. Ten silnik jest uważany wprawdzie za wzorzec jednostki napędowej do pojazdów wyższej klasy, lecz nowe wyzwania związane z wymiarami silnika, jak również wymagania dotyczące emisji toksycznych składników spalin, już w 2010 roku wymusiły opracowanie całkowicie nowej konstrukcji o symbolu M 276 DE 35. Należy przy tym podkreślić, że dotychczas oferowane wersje silnika V6 o objętości skokowej 3,5 dm<sup>3</sup> nadal znajdują zastosowanie w nowych pojazdach marki Mercedes-Benz.

Nowy silnik ma taką samą objętość skokową, taki sam skok tłoka i średnicę cylindra co wersje wcześniejsze, lecz kąt rozwarcia cylindrów z 90° został zmieniony na 60°. Spowodowało to znaczne zmniejszenie wymiarów zewnętrznych jednostki napędowej i pozwoliło na zastosowanie go prawie we wszystkich seriach modeli. Ponadto silnik odznacza się znacznym potencjałem rozwojowym w zakresie przyszłych limitów emisji i zużycia paliwa, jak również stwarza możliwość zwiększenia mocy poprzez doładowanie; nadaje się także do współpracy z maszyną elektryczną w hybrydowym

układzie napędowym. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry nowego silnika M 276 DE 35, w porównaniu do wersji dotychczas produkowanych.

Tabela 1. Porównanie wybranych parametrów silników V6 firmy Mercedes Benz

	M 276 DE 35 (od 2010)	M 272 DE 35 (od 2006)	M 272 KE 35 (od 2005)
--	--------------------------	--------------------------	--------------------------

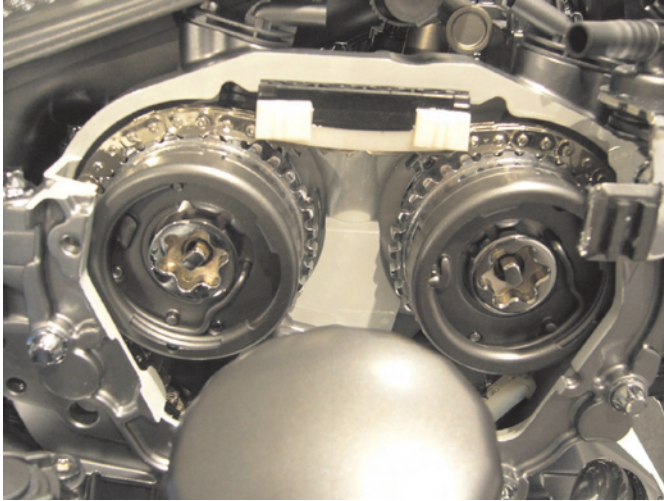


Rys. 1. Widok i przekrój nowego silnika V6 M 276 DE 35 z firmy Mercedes Benz [5]

Objętość skokowa [cm <sup>3</sup> ]	3499	3499	3499
Średnica cylindra × skok tłoka [mm]	92,9 × 86,0	92,9 × 86,0	92,9 × 86,0
Odległość osi cylindrów [mm]	106,0	106,0	106,0
Stopień sprężania	12,2	12,2	10,7
Moc maksymalna [kW]/przy prędkości obrotowej [obr/min]	225/6500	215/6400	200/6000
Maks. moment obrotowy [N·m]/przy prędkości obrotowej [obr/min]	370/3500 – 5250	365/3000 – 5100	350/2400 – 5000
Objętościowy wskaźnik mocy [kW/dm <sup>3</sup> ]	64,1	61,4	57,1
Masa silnika [kg]	170,5	181,2	165,2

Szczególną cechą nowego silnika M 276 DE 35 jest kąt rozwarcia cylindrów, wynoszący teraz 60°. Pozwolił on na rezygnację ze stosowania wałków wyrównowazających, przyczyniając się do zmniejszenia strat mechanicznych. Kadłub został zaprojektowany metodą elementów skończonych z zachowaniem pewnej rezerwy wytrzymałościowej,

pozwalającej w przyszłości na rozwój silnika (np. stosowanie doładowania). Wykonywany jest metodą odlewania ciśnieniowego ze stopu aluminium AlSi9Cu3. Tuleje cylindrowe odlewane z żeliwa stopowego poddawane są nowo opracowanej technologii honowania, co wraz z nowymi



Rys. 2. Hydrauliczny system przestawiania faz rozrządu silnika V6 M 276 DE 35 [5]

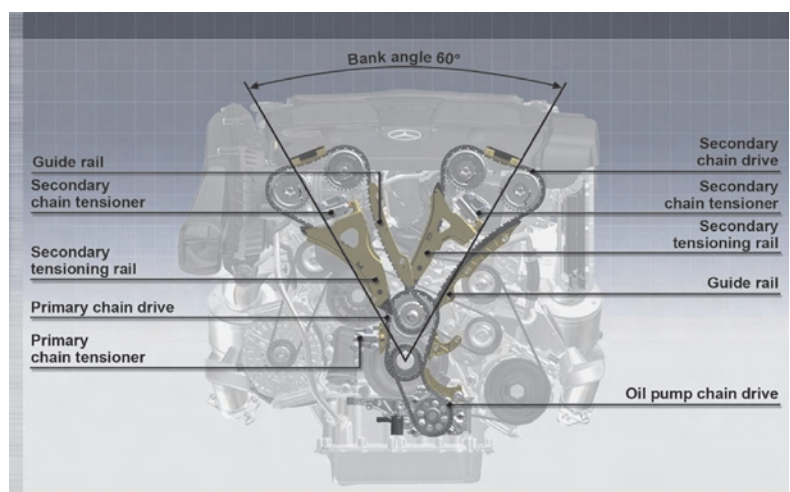
pierścieniami tłokowymi o mniejszej wysokości i mniejszej sile docisku, daje efekt w postaci zmniejszenia sił tarcia oraz zmniejszenia zużycia oleju. Wał korbowy wykonywany jest metodą odkuwania ze stali stopowej 38MnS6. Wprowadzono nowe jego uszczelnienia o zmniejszonym tarcu. W stosunku do poprzednich wersji silnika tłoki mają mniejszą masę, co uzyskano poprzez zmniejszenie o 2 mm wysokości części pierścieniowej oraz zmniejszenie średnicy sworznia tłokowego z 22 na 20 mm. Również masa korbowodów uległa zmniejszeniu dzięki optymalizacji grubości jego ścianek, jak również dzięki zmniejszeniu szerokości łożysk z 19 na 17 mm. Według analiz prowadzonych w układzie korbowo-tłokowym nowego silnika, przy prędkości obrotowej 2000 1/min udało się zmniejszyć siły tarcia o 23%. Zastosowano także nowe zawieszenie silnika na poduszkach wykonanych z elastomerów, które ma mniejszą masę i zachowuje właściwości odpowiedniego tłumienia drgań w całym zakresie temperatury występującej w komorze silnikowej.

W układzie rozrządu zastosowano nowe, hydraulicznie sterowane systemy przestawiania faz rozrządu umieszczone zarówno na wałkach rozrządu zaworów dolotowych, jak i wylotowych. W stosunku do poprzednio stosowanych konstrukcji odznaczają się one większym zakresem regulacji faz wynoszącym do 40°, przy znacznie mniejszych wymiarach zewnętrznych. Ten element konstrukcyjny został tak zaprojektowany, aby możliwe było jego stosowanie również w innych typach silników marki Mercedes-Benz.

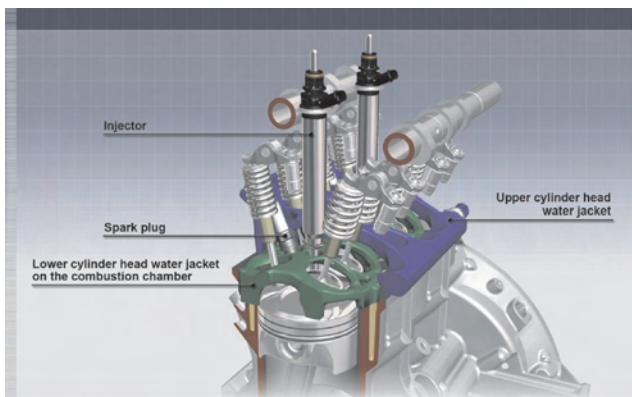
Na uwagę zasługuje także nowy układ napędu wałków rozrządu odznaczający się bardzo zwartą budową. Jest on realizowany za pomocą trzech wąskich łańcuchów zębatych o długości pojedynczego ogniwa wynoszącej 8 mm. Pierwszy z łańcuchów przenosi napęd z wału korbowego na koło pośrednie, od którego dwoma odrębnymi łańcuchami napędzane są wałki rozrządu w każdej z głowic. Siła naciągu łańcuchów sterowana jest hydraulicznymi napinaczami, co gwarantuje dużą trwałość i jednocześnie małą głośność całego systemu napędu.

Z wału korbowego pochodzi także napęd łańcucha zębatego odpowiedzialnego za napędzanie pompy oleju. Jest to pompa skrzydełkowa wyposażona w system dwustopniowej regulacji ciśnienia. Podczas eksploatacji silnika z małym obciążeniem i małą prędkością obrotową, ciśnienie oleju osiąga regulowaną wartość 2 bar; jednocześnie odcinany jest system chłodzenia tłoka natryskiem oleju na wewnętrzną powierzchnię jego denka. Przy większym obciążeniu ciśnienie oleju wzrasta w funkcji prędkości obrotowej silnika i uaktywnia się system natrysku oleju na denko tłoka.

W nowym silniku zastosowano innowacyjny system chłodzenia z regulacją wielkości strumienia cieczy chłodzącej i temperatury, który gwarantuje optymalny przepływ ciepła w każdych warunkach eksploatacji silnika. W stosunku do poprzedniej wersji silnika, moc potrzebna do napędu pompy cieczy chłodzącej zmniejszona została o połowę. Zmniejszeniu o 12,5 mm uległa również długość pompy, a zastosowanie pokryw z tworzywa sztucznego przyczyniło się do zwiększenia jej sprawności. W układzie chłodzenia zastosowano ponadto dodatkową pompę elektryczną o mocy 400 W, która w razie potrzeby włączana jest okresowo przez układ sterowania całym systemem. Niektóre z elementów układu chłodzenia takie jak: wirnik pompy, koła napędowe, termostat oraz zewnętrzne przewody, zostały wykonane z tworzyw sztucznych, co pozwoliło na zmniejszenie ich masy. Interesującym rozwiązaniem jest system chłodzenia głowicy silnika, który został podzielony na dwie strefy. Dolna strefa, w której zwiększono prędkość przepływu czyn-



Rys. 3. Układ napędu wałków rozrządu silnika V6 M 276 DE 35 [3]



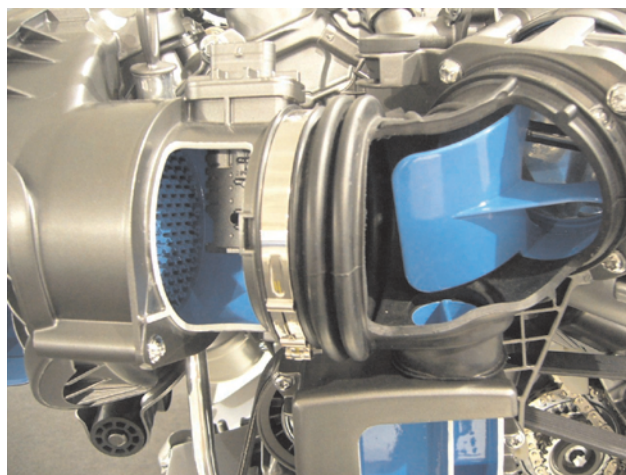
Rys. 4. System chłodzenia głowicy silnika V6 M 276 DE 35 [1]

nika chłodzącego, odpowiedzialna jest za odbieranie ciepła ze ścianek komory spalania i gniazd zaworowych. Górna strefa o mniejszej prędkości przepływu odpowiedzialna jest za stabilną wartość temperatury w górnej części głowicy. Taki system chłodzenia głowicy stwarza duże możliwości rozwoju silnika (np. zwiększania jego mocy przez zastosowanie doładowania) bez wprowadzania kosztownych zmian konstrukcyjnych. Moduł sterowania układem chłodzenia przewiduje 3 fazy regulacji w zależności od potrzeb i stanu obciążenia cieplnego, przy czym współpracuje on z głównym modułem sterującym silnika.

W układzie dolotowym zastosowano nowej generacji filtr powietrza o zmniejszonych oporach przepływu. Dla masowego strumienia przepływu powietrza wynoszącego 800 kg/h spadek ciśnienia po przejściu przez filtr wynosi zaledwie 30 mbar. W przewodzie dolotowym umieszczono elektrycznie sterowaną przepustnicę, masowy przepływomierz oraz czujniki ciśnienia i temperatury powietrza, a ponadto na całej długości przewodu kierownicę rozdzielającą strumień powietrza na poszczególne odnogi systemu dolotowego.

Układ dolotowy silnika wyposażony został w komorę rezonansową i system sterowanych podciśnieniowo zaworów membranowych, sterujących przepływem powietrza w poszczególnych gałęziach systemu w zależności od stanu pracy silnika. Przewidziano trzy stany pracy systemu dolotowego dla zakresu małej, średniej i dużej prędkości obrotowej, uzyskując w każdym ze stanów najlepszą z możliwych skuteczność napełnienia cylindrów. Pokrywa kanałów dolotowych pełni zarazem osłonę akustyczną silnika oraz jest estetycznym elementem dekoracyjnym.

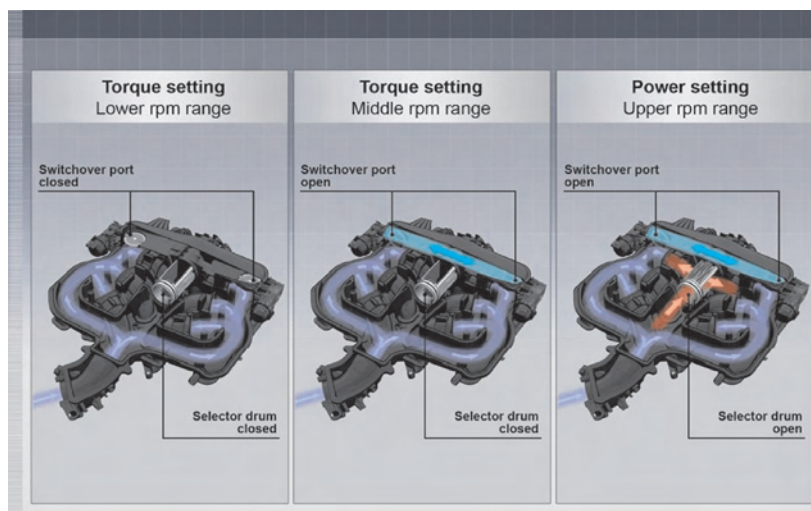
System zasilania został przejęty z silnika M272 DE. W skład systemu wchodzi jednotłoczkowa pompa wysokiego ciśnienia napędzana od dodatkowej krzywki wałka rozrządu, która daje trzy wzniosy tłoczka na jeden obrót, co zapewnia symetrię zasilania akumulatorów ciśnienia (tzw. szyn) obsługujących każdy z rzędów trzech cylindrów. W szynach utrzymywane jest stałe ciśnienie paliwa o wartości 200 bar. Piezoelektryczne



Rys. 5. Kanał dolotowy silnika V6 M 276 DE 35 z przepływomierzem i kierownicą rozdzielającą strugę powietrza [5]

wtryskiwacze, wtryskujące dawkę benzyny w postaci stożka, są zmodyfikowaną konstrukcją pochodzącą z 2006 roku. Ze względu na ograniczoną ilość miejsca w głowicy, w miejsce stopniowanej średnicy zewnętrznej wtryskiwacza, zastosowano korpus o jednakowej średnicy wynoszącej 20 mm.

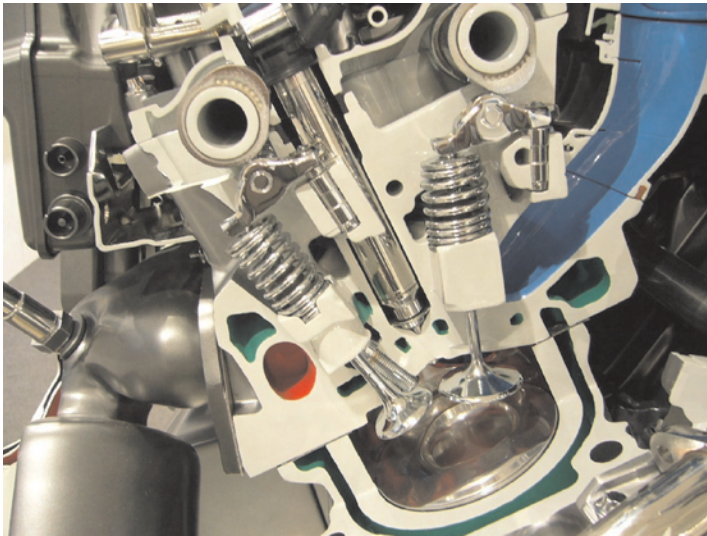
Przewody wysokiego ciśnienia wykonane zostały ze stali szlachetnej, a w celu zagwarantowania szczelności i niezawodności systemu, skorzystano z elementów łączących stosowanych od dawna w układach zasilania silników wysokoprężnych. W zmodyfikowanym systemie spalania korzysta się teraz z możliwości szerszego zastosowania recyrkulacji spalin oraz wielofazowego wtrysku paliwa do kontroli przebiegu procesu. W realizacji tych zmian duże znaczenie miało wprowadzenie systemu wieloiskrowego zapłonu mieszanki, który polega na ponownym wyładowaniu iskrowym już w trakcie rozwoju reakcji spalania. Uzyskano przy tym większą powtarzalność obiegów, zwłaszcza w zakresie pracy na uwarstwionej mieszance, a także pewniejszy zapłon przy dużym współczynniku recyrkulacji spalin. Efektem było zmniejszenie zużycia paliwa w teście NEDC o ok. 4% oraz zmniejszenie emisji węglowodorów o ok. 50%



Rys. 6. Funkcje układu dolotowego silnika Mercedes Benz V6 M 276 DE 35 [3]

i tlenków azotu o ok. 5%, w surowych spalinach, przed ich oczyszczaniem w reaktorach.

Wprowadzono także nową strategię wtrysku paliwa. Nowa strategia regulacji dawki wtryskiwanego paliwa, uwzględniająca czas początku wtrysku, pozwoliła na pominięcie wpływu temperatury paliwa na wielkość dawki, co w efekcie umożliwiło rezygnację z chłodnicy paliwa. W zakresie małego obciążenia i prędkości obrotowej do 4000 obr/min silnik pracuje na uwarstwionej mieszance uzyskiwanej przez wtrysk paliwa w dwóch lub trzech dawkach podczas procesu sprężania. W zakresie średniego obciążenia i prędkości do 4000 obr/min stosowana jest nowa strategia wtrysku uwarstwionego zwana HOS (*Homogen-Schicht*). Oznacza to zasilanie silnika ubogą mieszanką homogeniczną, tworzoną



Rys. 7. System spalania silnika V6 M 276 DE 35 [5]

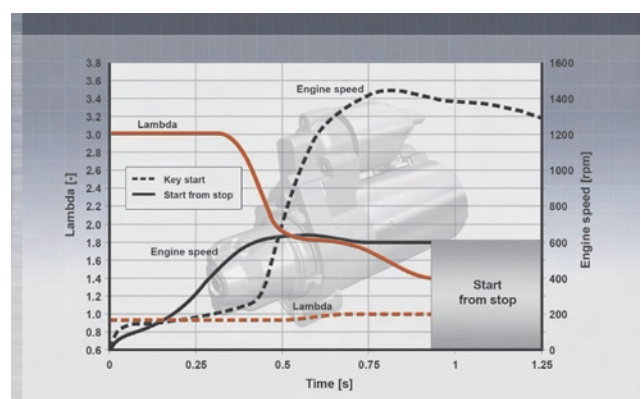
podczas procesu napełniania cylindra, a następnie wzbogacanie tej mieszanki małą dawką paliwa wtryskiwaną w procesie sprężania, powodującą jej uwarstwienie i zdolność do zapłonu. W obu przypadkach stosowana jest recyrkulacja do zapłonu. W obu przypadkach stosowana jest recyrkulacja spalin przynosząca zmniejszenie emisji tlenków azotu. W zakresie dużego obciążenia, niezależnie od prędkości obrotowej, stosowana jest strategia wtrysku zwana HSP (*Homogen-Split*). Polega ona na tworzeniu homogenicznej mieszanki podczas procesu napełniania, poprzez jedno- lub wielofazowy wtrysk ok. 95% całkowitej dawki paliwa, a następnie wtrysk jednej małej dawki w procesie sprężania tuż przed wystąpieniem wyładowania iskrowego. Ta metoda przynosi efekt w postaci stabilnego rozwoju reakcji spalania i zwiększenia powtarzalności obiegów. Taka strategia zasilania była możliwa do zastosowania dzięki użyciu piezoelektrycznych wtryskiwaczy oraz wieloiskrowego zapłonu mieszanki. Jest ona jednak oferowana jedynie w silnikach pojazdów eksploatowanych w krajach, gdzie dostępna jest benzyna bezsiarkowa. W pozostałych krajach nowy silnik w całym zakresie pracy jest zasilany homogeniczną mieszanką stechiometryczną, a w systemie oczyszczania spalin zrezygnowano z recyrkulacji spalin oraz

wyposażenia pojazdu w katalityczny reaktor magazynujący tlenki azotu.

Konfiguracja systemu zasilania pozwala na współpracę z systemem Stop/Start. W związku z tym system zasilania rozróżnia rozruch silnika po jego zatrzymaniu przez standardowe wyłączenie zapłonu, od zatrzymania pracy silnika wynikającego z funkcji Stop/Start. W tym drugim przypadku silnik jest nagrany i obrót wału korbowego o 60o wystarczy już do wystąpienia zapłonu mieszanki w jednym z cylindrów. Pomaga w tym dodatkowy czujnik położenia wału korbowego, współpracujący z układem zasilania i układem zapłonowym oraz rozrusznik o zwiększonej mocy i zwiększonej trwałości. Ponieważ silnik jest łączony wyłącznie z nową, 7-stopniową automatyczną skrzynią biegów, podczas chwilowego zatrzymania pojazdu kierowca musi nacisnąć pedał hamulca i silnik jest wyłączany, natomiast w czasie 40 ms po zwolnieniu hamulca realizowany jest ponowny rozruch. Silnik jest wyłączany przez funkcję Stop/Start tylko w przypadku, gdy jego praca nie jest niezbędna do uzupełnienia energii w instalacji elektrycznej lub do napędu klimatyzacji. Czas rozpędzania pojazdu z włączoną funkcją Stop/Start, rozpoczynający się od wyłączonego silnika, niewiele się różni od czasu rozpędzania rozpoczynającego się od biegu jałowego.

System oczyszczania spalin nowego silnika został opracowany pod kątem spełnienia limitów emisji Euro 5, przy czym z założenia dysponuje on potencjałem rozwojowym, umożliwiającym bez większych nakładów spełnienie przyszłych limitów emisji. System został wyposażony w katalityczny reaktor utleniająco-redukujący, umieszczony w kolektorze wylotowym bezpośrednio przy silniku. Pełni on funkcje utleniające i redukujące podczas zasilania mieszanką stechiometryczną, natomiast podczas zasilania mieszanką ubogą pełni rolę reaktora utleniającego. Drugim reaktorem jest katalityczny reaktor magazynujący tlenki azotu podczas zasilania silnika mieszanką ubogą i okresowo oczyszczany przez ich redukcję węglowodorami.

Podczas zimnego rozruchu stosuje się specjalnie opracowaną procedurę składającą się z równoczesnego



Rys. 8. Strategia rozruchu silnika Mercedes Benz V6 M 276 DE 35 wyposażonego w system Stop/Start [3]

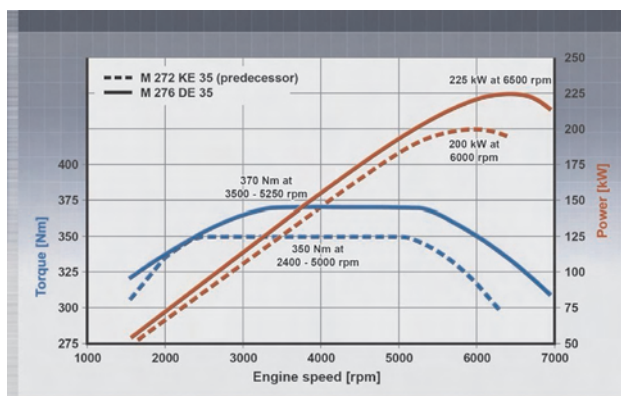


Rys. 9. Reaktor utleniająco-redukujący silnika V6 M 276 DE 35 [5]

stosowania znacznego opóźnienia kąta wyprzedzenia zapłonu oraz strategii wtrysku HSP (*Homogen-Split*), w której wtrysk paliwa podzielony jest nawet na cztery fazy. Efektem tego jest bardzo szybkie nagrzewanie się reaktora, przy zmniejszonym o połowę zużyciu paliwa, w stosunku do klasycznych rozwiązań. Ponadto w fazie nagrzewania uzyskuje się równomierną pracę silnika, bez występowania zjawiska wypadania zapłonów. Podczas eksploatacji silnika z małym obciążeniem temperatura spalin może nie osiągnąć wartości wystarczającej do konwersji toksycznych składników w reaktorze, a przy bardzo małym obciążeniu, kiedy silnik pracuje na zubożonej mieszance, jej wartość może osiągnąć nawet mniej niż 200°C. W takim przypadku następuje samoczynne wzbogacenie mieszanki lub stosowanie strategii wtrysku HOS, co prowadzi do szybkiego wzrostu temperatury spalin.

W stosunku do pierwszej wersji silnika V6 o symbolu M 272 KE 35, wyposażonej w pośredni wtrysk paliwa, nowy silnik charakteryzuje się lepszymi osiągnięciami przy mniejszym zużyciu paliwa średnio o około 20%.

Zalety nowego silnika polegają przede wszystkim na zastosowaniu w nim jednocześnie całego pakietu zmian mających wpływ na najbardziej istotne parametry eksploatacyjne. Obok wymienionej już nowej strategii zasilania i strategii zapłonu, które mają bezpośredni wpływ na wydzielanie ciepła w komorze spalania, dochodzą działania zmniejszające straty mechaniczne takie jak: zastosowanie pompy cieczy chłodzącej i oleju z regulacją strumienia, układu rozrządu o obniżonym tarciu, czy też systemu Stop/



Rys. 10. Charakterystyka prędkościowa nowego silnika V6 M 276 DE 35 w porównaniu do charakterystyki silnika M 272 KE 35 z wielopunktowym, pośrednim wtryskiem paliwa [3]

Start. Innym ważnym działaniem jest przemyślana strategia obciążania silnika przez układ napędowy pojazdu, a mianowicie wykorzystanie szerokiego obszaru pola pracy silnika, w którym osiąga on największą sprawność.

Według zapowiedzi producenta, nowy silnik o symbolu M 276 DE 35 będzie stanowił podstawę konstrukcyjną dla nowej rodziny jednostek napędowych o różnej objętości skokowej, które w najbliższym okresie znajdą zastosowanie w pojazdach marki Mercedes-Benz. Pierwszym zwiastunem tych działań jest prezentacja nowego, turbodoładowanego silnika V8 o symbolu M 278 DELA 46 o objętości skokowej 4,6 dm<sup>3</sup>, który jest przeznaczony do pojazdów luksusowej klasy marki Mercedes-Benz; wykorzystano w nim wiele elementów konstrukcyjnych i rozwiązań przejętych wprost z opisywanego silnika V6. Wkrótce te same doświadczenia znajdą zastosowanie w czołowej jednostce napędowej marki Mercedes-Benz, jakim będzie nowy silnik V12 montowany również w ekskluzywnych pojazdach marki Maybach.

## Literatura

1. Lückert P., Doll G., Merdes N., Waltner A. Eder T., Daimler AG, Stuttgart, Die Schwerpunkte der Otto-Motoren-Entwicklung von Mercedes-Benz, 19 Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2010.
2. Doll G., Lückert P., Weckenmann H., Kemmler R., Waltner A. Herwig H., Daimler AG, Stuttgart, Der neue V8-Ottomotor mit Direkteinspritzung und Turboaufladung von Mercedes-Benz, Wiener Motorensymposium 2010.
3. Waltner A., Lückert P., Breitbach H., Doll G., Herwig H., Kemmler R., Weckenmann H., Daimler AG, Stuttgart, Der neue V6-Ottomotor mit Direkteinspritzung von Mercedes-Benz, Wiener Motorensymposium 2010.
4. Mercedes-Benz Presse, fabryczne materiały prasowe.
5. Materiały własne.

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

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

e-mail: [mbrzez@usk.pk.edu.pl](mailto:mbrzez@usk.pk.edu.pl)



## Aktualności

### Silniki ZI

#### Program zapobiegania przedwczesnemu zapłonowi w Southwest Research Institute

Południowozachodni Instytut Badawczy (Southwest Research Institute, SwRI) podjął prace nad zapobieganiem występowaniu przedwczesnego zapłonu przy małych prędkościach obrotowych w silnikach spalinowych (*Low Speed Pre-Ignition*). Skoncentrowano się na paliwach i olejach smarujących, celem określenia metod zapobiegania występowaniu przedwczesnego zapłonu w zakresie małych prędkości, powodującego występowanie stuku w dużym silniku i prowadzącego do uszkodzeń elementów silnika. LSPI stanowi istotne ograniczenie w intensywnym downsizingu silnika, którego ważnym celem jest zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub>. Przedwczesne zapłony są zjawiskami przypadkowymi, nieczęstymi, które zdarzają się w zakresie niewielkich prędkości obrotowych przy dużych wartościach momentu obrotowego, a przyczyny ich występowania nie są w pełni wyjaśnione. Przy LSPI paliwo w komorze spalania ulega zapłonowi zanim wystąpi właściwy zapłon, powodując przedwczesne znaczne rozwinięcie procesu spalania. W tych warunkach pojawia się spalanie stukowe o dużej intensywności, które może powodować uszkodzenia przeciążeniowe już po kilku cyklach pracy silnika. W czerwcu 2010 r. SwRI zaprezentował technologię HEDGE (*High-Efficiency, Dilute Gasoline Engine*), w której zastosowano chłodzony EGR i zaawansowane systemy zapłonu, zapobiegając zjawiskom przedwczesnego zapłonu w zakresie małych prędkości obrotowych w turbodoładowanych silnikach ZI o bezpośrednim wtrysku paliwa.

Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

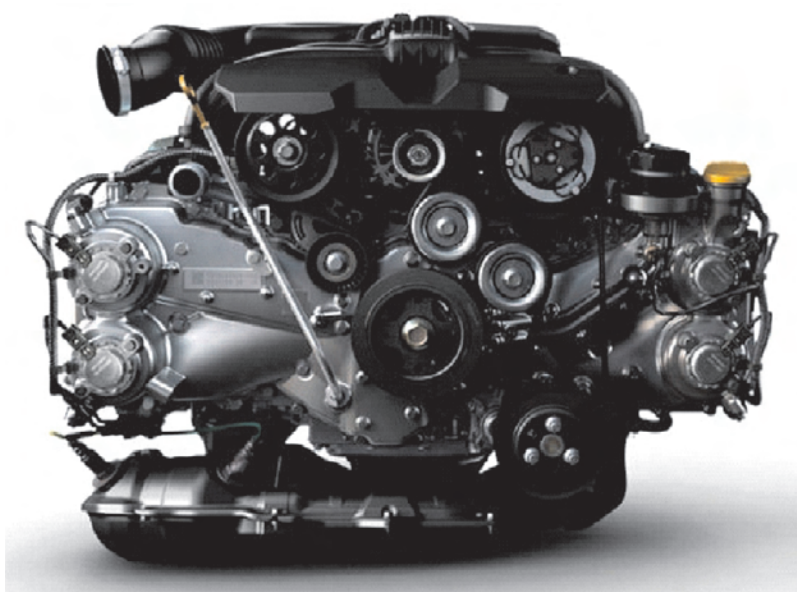
#### Silnik Subaru typu boxer III generacji

Firma Fuji Heavy Industries Ltd. (FHI) przedstawiła silnik typu boxer III generacji, który jest całkowicie nową konstrukcją od 21 lat. Silnik z przeciwnym układem cylindrów zastosowano po raz pierwszy w Subaru 1000 w 1966 roku. Silnik typu boxer II generacji został wprowadzony w pierwszych modelach Subaru Legacy w 1989 roku.

Udoskonalenia III generacji silnika pozwoliły na 10% poprawę zużycia paliwa oraz zwiększenie osiągnięć układu napędowego w celu osiągnięcia równomiernego przyspieszenia pojazdu we wszystkich zakresach jego prędkości. Dodatkowo, firma FHI zaprojektowała silnik z uwzględnieniem możliwości jego dalszego rozwoju technologicznego i spełnienia przyszłych wymagań emisyjnych. Nowy jednostka jest silnikiem czterocylindrowym z wydłużonym skokiem

tłoka o możliwych pojemnościach skokowych: 2,0 dm<sup>3</sup> i 2,5 dm<sup>3</sup>. Wykazuje następujące właściwości:

- podstawowa struktura silnika wynikająca z wymiarów cylindra i skoku tłoka została przeprojektowana tak, aby otrzymać zwartą komorę spalania i duży skok tłoka, którego uzyskanie wcześniej było utrudnione z uwagi na warunki montażu podwozia w przypadku zastosowania silników typu boxer o zapłonie iskrowym; dzięki temu możliwe stało się uzyskanie dużej sprawności spalania i występowanie znacznego momentu obrotowego w zakre-



się małych i średnich prędkości obrotowych silnika przy jednoczesnej poprawie zużycia paliwa i technologiczności wykonania;

- zmniejszenie zużycia paliwa uzyskano przez optymalizację konfiguracji kanału dolotowego i dodanie przegród wewnątrz kanałów oraz zastosowanie zaworu TGV (*Tumble Generated Valve*) i chłodnicy EGR;

Subaru Boxer Engines		
	3 <sup>rd</sup> generation Boxer	2 <sup>nd</sup> generation Boxer
Engine type	Horizontally-Opposed 4-Cylinder DOHC	Horizontally-Opposed 4-Cylinder DOHC
Displacement	1,995 cc	1,994 cc
Comp. ratio	10.5	10.2
Bore x Stroke	84 x 90 mm	92 x 75 mm
Max. output	109 kW	109 kW
Max torque	196 N·m	191 N·m

- system aktywnego sterowania pracą zaworów AVCS (*Active Valve Control System*) zastosowano zarówno do sterowania pracą zaworów dolotowych jak i wylotowych;

pośredni system zamykający (*intermediate lock system*) umieszczony po stronie dolotowej umożliwia sterowanie zaworami tak, aby przyspieszyć bądź opóźnić ich ruch celem precyzyjnej kontroli faz rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych, osiągając maksymalne osiągi silnika, mniejsze zużycie paliwa i emisji składników szkodliwych spalin;

- zastosowanie lekkich elementów na główne pary kinematyczne (tłoki, korbowody) oraz zwartej budowy pompy układu smarowania o zwiększonej sprawności powoduje zmniejszenie strat tarcia o około 30%, co zmniejsza zużycie paliwa i przyspiesza reakcję silnika na zmianę momentu obrotowego;
- chłodzenie silnika zoptymalizowano przez zastosowanie osobnego obiegu chłodzenia dla kadłuba i głowicy, dzięki czemu uzyskano poprawę zużycia wskaźników zużycia paliwa i parametrów pracy.

Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

## Silniki ZS

### Nowe silniki Mercedesa do pojazdów klasy S

Mercedes-Benz przedstawił cztery nowe silniki ZI i ZS do swoich pojazdów klasy S, w tym także pierwszy w swojej prawie 60 letniej historii silnik czterocylindrowy – S 250 CDI BlueEFFICIENCY. Silnik charakteryzuje się znamionową mocą użyteczną równą 150 kW, zużyciem paliwa ok. 5,7 dm<sup>3</sup>/100 km (wg testu NEDC) oraz emisją CO<sub>2</sub> wynoszącą 149 g/km.

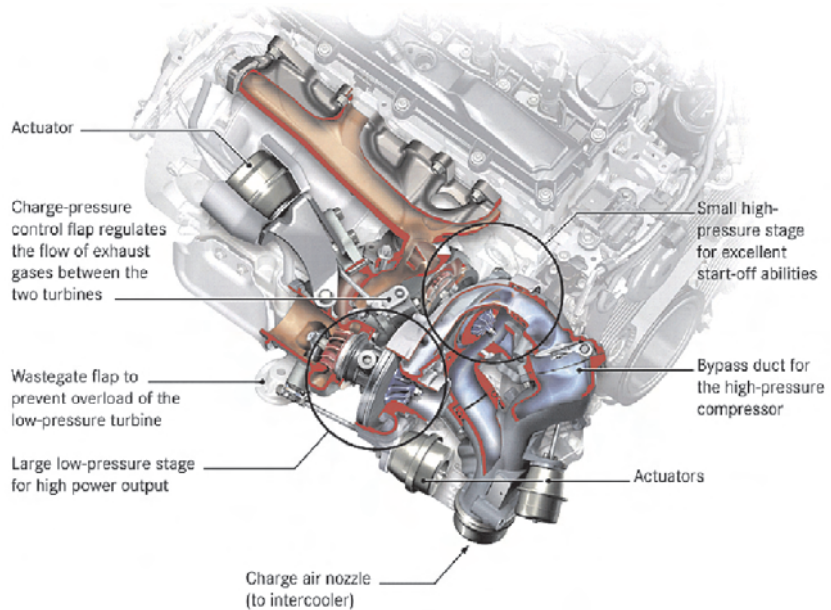
Nowy silnik ZS typu V6 w pojeździe S 350 BlueTEC uzyskuje znamionową moc użyteczną równą 190 kW, uzyskując zużycie paliwa w cyklu mieszanym 6,8 dm<sup>3</sup>/100 km (emisja CO<sub>2</sub> wynosi 177 g/km). Wraz z pojazdami: S 350 BlueEFFICIENCY (moc znamionowa równa 225 kW), S 500 BlueEFFICIENCY (moc znamionowa równa 320 kW), nowa generacja silnika ZI typu BlueDIRECT otwiera listę wariantów koncernu dla silników V6 i V8.

Dzięki znamionowej mocy użytecznej 150 kW i maksymalnemu momentowi obrotowemu wynoszącemu 500 N·m, rzędowy 4-cylindrowy silnik CDI pozwala na przyspieszenie pojazdu typu sedan od 0 do 100 km/h w 8,2 s i uzyskanie maksymalnej prędkości 240 km/h. Silnik 2143 cm<sup>3</sup> CDI uzyskuje maksymalny moment 500 N·m przy n = 1600 obr/min. Duża wartość momentu obrotowego w zakresie niewielkich prędkości obrotowych silnika jest wynikiem zastosowania dwustopniowego turbodoładowania. Dzięki niemu uzyskiwane wskaźniki pracy osiągają wartości wcześniej spotykane w silnikach sześciocylindrowych.

Zwarty moduł systemu dwustopniowego turbodoładowania zawiera niewielką turbosprężarkę wysokociśnieniową

oraz dużą turbosprężarkę niskociśnieniową, które są połączone szeregowo. Wysokociśnieniowa turbina jest umieszczona bezpośrednio w kanale wylotowym, początkowo pozwalając spalinom przepływać przez nią (prędkość obrotowa wynosi 215 000 obr/min). Obudowa turbiny wysokociśnieniowej zawiera kanał obejściowy, który otwiera się i zamyka z zastosowaniem zaworu klapowego zależnie od ciśnienia ładunku uruchamianego przez membranowy siłownik pneumatyczny. Gdy zawór jest zamknięty, cały strumień spalin napędza turbinę wysokociśnieniową wytwarzając duże ciśnienie ładunku w zakresie niewielkich prędkości obrotowych.

Obie sprężarki są również połączone szeregowo i dodatkowo połączone z kanałem obejściowym. Powietrze, przepływając przez filtr powietrza, dociera wpiery do sprężarki niskociśnieniowej, w której jest sprężane zależnie od energii uzyskanej w turbinie. Tak wstępnie sprężone powietrze dociera do sprężarki wysokociśnieniowej (napędzanej przez turbinę wysokociśnieniową), gdzie podlega dalszemu sprężaniu. Wynikiem tego jest naturalny dwustopniowy proces turbodoładowania. Główną zaletą takiego sterowania dostarczaniem powietrza, w którym stosuje się dwie turbosprężarki, jest poprawa stopnia napełnienia cylindrów oraz



uzyskanie dużego momentu obrotowego nawet w warunkach niewielkich prędkości obrotowych. Dzięki temu rozwiązaniu obniżono też zużycie paliwa.

Nowy silnik ZS posiada również bezpośredni wtrysk typu common rail (ciśnienie w zasobniku wynosi 200 MPa). Regulowana dynamicznie sztywność i tłumienie podpór silnika zależnie od prędkości silnika, obciążenia i prędkości pojazdu zapobiega negatywnym drganiom i emisji hałasu od silnika do nadwozia.

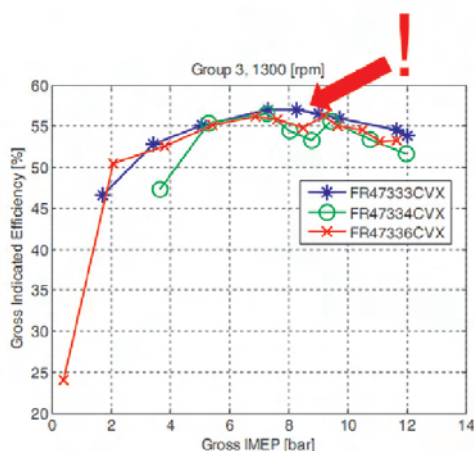
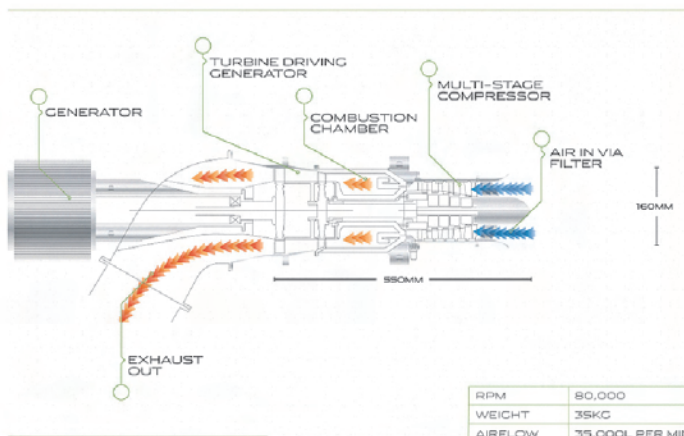
Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

### Silnik ZS zasilany benzyną z systemem spalania typu PPC

Naukowcy z Uniwersytetu w Lund w Szwecji przedstawili jednocylindrowe silniki o ZS typu LD (*Light*

Duty) i HD (Heavy-Duty) zasilane benzyną (!). Zastosowano w nich koncepcję spalania typu PPC (Partially Premixed Combustion) uzyskując duże wartości sprawności cieplnej odpowiednio 56% i 57%. W zakresie większych obciążeń uzyskano sprawność cieplną 52-55% przy sprawności spalania 99,8% zachowując poziom emisji NO<sub>x</sub> poniżej wartości dopuszczalnych wg US10/Euro 6 dla silników typu HD.

Mimo rozwoju systemu HCCI jako środka do uzyskania bardzo małej emisji NO<sub>x</sub> i sadzy oraz osiągania większych sprawności cieplnych, możliwości zastosowania spalania HCCI są ograniczone do mniejszych obciążeń. Wśród problemów zwią-



uzyskanie prędkości równej 330 km/h, przyspieszenia 0-100 km/h równego 3,4 s, a 80-145 km/h – równego 2,3 s. Aktywna aerodynamika pozwala na proste ukształtowanie kadłuba, które pozostaje stabilne w zakresie dużych prędkości. Zgodnie z zapewnieniem koncernu Jaguar, emisja CO<sub>2</sub> pojazdu ma wynieść 28 g/km (w teście europejskim).

Zainstalowane mikro-turbiny gazowe o mocy równej 70 kW mogą wytworzyć łącznie 140 kW mocy w celu doładowania ogniw akumulatorowych zwiększając zasięg pojazdu do 900 km lub, gdy pracuje w trybie drogowym, dostarczają dodatkową moc bezpośrednio do silników elektrycznych. Cztery silniki elektryczne

z systemem spalania typu HCCI wyróżnić można hałaśliwość spalania, brak bezpośredniej kontroli spalania i wymagania dużego uwarstwienia mieszanki paliwowo-powietrznej. Celem zastosowania spalania typu PCC było uzyskanie sprawności cieplnej równej lub większej niż 50%, niewielkiej emisji NO<sub>x</sub> i sadzy oraz prawidłowej pracy w całym zakresie obciążeń. System spalania PPC stanowi połączenie klasycznego procesu spalania silnika ZS i spalania HCCI przy pełnym wstępnym wymieszaniu ładunku (premixed charge).

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

**Napędy hybrydowe**

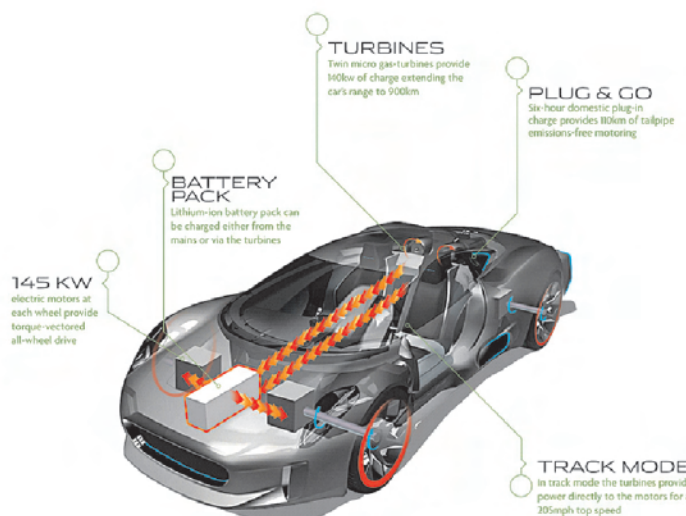
**Jaguar C-X75 – pojazd hybrydowy z turbiną gazową**

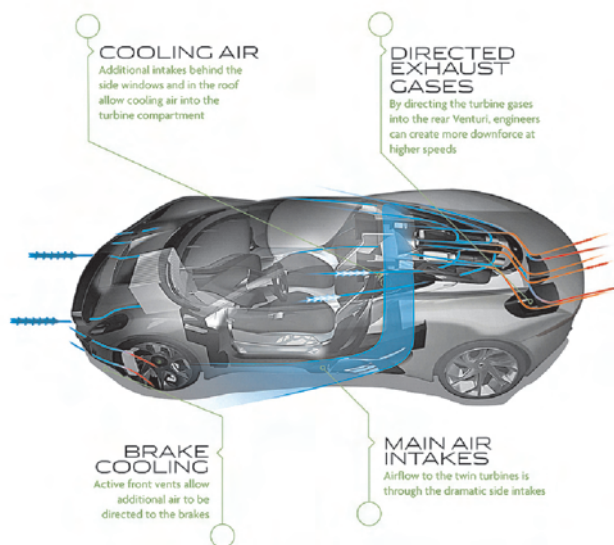
Jaguar zaprezentował pojazd C-X75 – pojazd elektryczny o zwiększonym zasięgu, wykorzystujący dwie mikro-turbiny gazowe z firmy Bladon Jets do zasilania dwóch komutowanych prądnic reluktancyjnych produkcji SR Drives. Napędzanie pojazdu odbywa się przez cztery silniki trakcyjne o mocy 145 kW i momencie 400 N·m; łączna moc wynosi 580 kW.

Ten pojazd elektryczny typu plug-in umożliwia przebycie 110 km na silnikach elektrycznych i

wytwarzają moment obrotowy napędzając wszystkie koła i zapewniając odpowiednią przyczepność, która jest szczególnie ważna w pojeździe napędzanym momentem obrotowym rzędu 1600 N·m.

Angielska firma Bladon Jets osiągnęła w ostatnim czasie przełom w produkcji wielostopniowych sprężarek osiowych, technologii wykorzystywanej we wszystkich dużych tur-





binach gazowych. Umożliwiło to znaczące zmniejszenie ich wymiarów oraz uzyskanie wzrostu stopnia sprężania i sprawności mikroturbin gazowych do punktu, w którym mogą być przeznaczone jako rzeczywiste źródło mocy. Masa każdej z turbin gazowych wynosi jedynie 35 kg i wytwarza moc 70 kW przy  $n = 80\,000$  obr/min.

Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

### Projekt VIPERS dotyczący odzysku energii w silniku spalinowym

Brytyjska firma Controlled Power Technologies (CPT) specjalizująca się w napędach microhybrydowych przekazała swoją technologię związaną z systemem TIGERS (zintegrowany system turbo-generatora do odzysku energii gazu) do

ostatnio ogłoszonego projektu VIPER (Vehicle Integrated Powertrain Energy Recovery). Firma CPT zaangażowała się w program Ricardo-led HyBoost, który jest finansowany przez Brytyjską Radę Strategiczną ds. Techniki (TSB & UK Technology Strategy Board). Celem projektu VIPER jest pokazanie, jak można uzyskać zmniejszenie emisji  $\text{CO}_2$  o 4,5% w większości pojazdów samochodowych przez optymalne zarządzanie wydzielaną energią ciepłą w konwencjonalnym silniku ZI i ZS. Projekt jest prowadzony przez koncern Jaguar Land Rover. Innymi członkami konsorcjum są: Ford, IAV, BP, Uniwersytet w Nottingham i Akademia Królewska w Londynie.

Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

## Doctorates

### Doktoraty

#### Dr inż. Tomasz Osipowicz

#### Poprawa ekologicznych i ekonomicznych parametrów silników z zapłonem samoczynnym przez wstępną obróbkę paliwa

Promotor: prof. dr hab. inż. Olek Klyus – Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski – Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, dr hab. inż. Andrzej Ambrozik, prof. nadzw. Politechniki Świętokrzyskiej.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie w dniu 27 października 2009 roku.

Wymagania stawiane współczesnym silnikom spalinowym dotyczą przede wszystkim obniżenia poziomu emisji substancji toksycznych oraz zmniejszenia zużycia paliwa. Wiąże się to z poprawną organizacją procesu roboczego w cylindrze oraz redukcją i utlenianiem związków toksycznych w układach wydechowych silnika. Analiza procesu spalania udowodniła, że w silnikach z zapłonem samoczynnym jednym z najbardziej istotnych etapów jest okres opóźnienia samozapłonu oraz zjawiska fizyczne i chemiczne towarzyszące temu okresowi. Upoważniło to do stwierdzenia, że korzystne skrócenie tego okresu jest związane ze zmniejszeniem energii aktywacji, które możliwe jest przy wykorzystaniu zjawiska katalizy i

sformułowaniu tezy pracy: poprawa ekologicznych i ekonomicznych parametrów pracy silników z zapłonem samoczynnym możliwa jest przy zastosowaniu wstępnej katalitycznej i termicznej obróbki paliwa. W tym celu została przeprowadzona analiza zastosowania katalizatorów w silnikach spalinowych – w układach wydechowych i w komorze spalania, zaproponowano wykorzystanie katalizatorów bezpośrednio w korpusie wtryskiwaczy przy połączeniu katalitycznej obróbki paliwa z termiczną. Wybór materiału o działaniu katalitycznym i sposobu jego nanoszenia na elementy rozpylacza poprzedzono określeniem warunków cieplnych występujących we wtryskiwaczach czopikowych i wielootworowych. Opracowano konstrukcję i wykonano modele fizyczne wtryskiwaczy. Przeprowadzono badania eksperymentalne hamowniane na dwóch typach silników – z bezpośrednim wtryskiem paliwa (silnik typu 359) oraz komorami dzielonymi (dwucylindrowy silnik 2C8,5/11 z wirową komorą spalania i jednocylindrowy silnik typu 1C14/14 z komorą wstępną). Wyniki tych badań wykazują dla silników z komorami dzielonymi poprawę operacyjnych i ekologicznych parametrów pracy do 80% obciążenia, natomiast dla silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa w całym zakresie częstotliwości obrotowej – zwiększenie mocy i momentu obrotowego o 5–20%, zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa z 207 g/kWh do 194 g/kWh, emisję  $\text{CO}$  o około 20%,  $\text{NO}_x$  10% oraz zadymienia spalin również w granicach 10%.

## Seminarium nt. zastosowania metod optycznych w badaniach silnikowych na Politechnice Poznańskiej 18-19 listopada 2010

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych razem z Politechniką Poznańską zorganizowało w dniach 18-19 listopada 2010 r. w Poznaniu seminarium naukowe pod nazwą **The International Seminar on Optical Research in Combustion Engines, OptiCom 2010**. Plakat zapraszający na seminarium przedstawia rys. 1.

Obrady odbywały się w niedawno wybudowanym Centrum Wykładowym Politechniki (rys. 2) położonym bezpośrednio nad rzeką Wartą, natomiast towarzyszący *Workshop* odbył się w pomieszczeniach laboratoryjnych Zakładu Silników Spalinowych znajdujących się w jego bezpośrednim sąsiedztwie.

Seminarium odbyło się pod honorowym protektoratem Jego Magnificencji Rektora Politechniki Poznańskiej prof. dr. hab. inż. Adama Hamrola oraz dziekana Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu prof. nzw. dr. hab. inż. Marka Idziora.



Rys. 1. Plakat seminarium OptiCom 2010



Rys. 2. Campus Politechniki Poznańskiej nad Wartą, na pierwszym planie Centrum Wykładowe

Konferencję rozpoczął jej główny organizator i przewodniczący Komitetu organizacyjnego prof. nzw. dr. hab. inż. Krzysztof Wisłocki przedstawiając zebranim uczestnikom członków prezydium obrad. Następnie prezes Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych prof. dr. hab. inż. Jerzy Merkiś przywitał JM Rektora oraz dziekana Wydziału MRiT i dokonał uroczystego otwarcia konferencji. JM Rektor prof. dr. hab. inż. Adam Hamrol powitał uczestników konferencji na terenie Politechniki Poznańskiej i dokonał krótkiej jej prezentacji (rys. 3).



Rys. 3. JM Rektor Politechniki Poznańskiej prof. dr. hab. inż. Adam Hamrol wita uczestników konferencji

W pierwszym dniu obrad przedstawionych zostało 8 referatów plenarnych. W kolejności były to:



Prof. A. Teodorczyk (Warsaw University of Technology): Introduction to optical measurement techniques;

Dr W. Hentschel (Volkswagen AG, Wolfsburg): Optical

diagnostics at Volkswagen for diesel engine combustion process analysis;

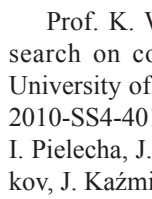


Prof. E. Winklhofer (AVL, Graz): Irregular ignition events in TC GDI engines: phenomenology, analysis and engine development tasks (PTNSS-2010-SS4-403, współautorzy: A. Hirsch, P. Kapus, H. Philipp);

Dipl.-Ing. J. Pfeil (Universität Karlsruhe): High speed photography – possibilities and barriers (PTNSS-2010-SS4-402, współautorzy: A. Velji, U. Spicher);



Dr J. Deppe (LaVision, Göttingen): Advanced laser imaging techniques applied to dense sprays under engine-relevant conditions, oraz drugi: Selected overview of commercial laser imaging and sensor-based techniques designed for engine and combustion applications;



Prof. K. Wisłocki (Poznań Univ. of Technology): Research on combustion at Poznań University of Technology (PTNSS-2010-SS4-401 i -404, współautorzy: I. Pielecha, J. Czajka, D. Maslennikov, J. Kaźmierowski);





Prof. R. Vanhaelst (Univ. of Applied Science Ostfalia, Wolfsburg): Development of an optical swirl sensor for DI-diesel engines (PTNSS-2010-SS4-405, współautor: J. Czajka),

Dipl.-Ing. A. Kristoferich (AVL, Graz): Modern combustion diagnosis in vehicle application.



Przedstawione wykłady tworzyły interesujący przegląd obecnego stanu rozwoju współczesnych badań optycznych zjawisk i procesów wewnątrzcyldrowych stosowanych w silnikach spalinowych, a także wskazywały na kierunki rozwoju aparatury badawczej przeznaczonej do takich badań. Część z nich opracowano w formie pisemnej i można się z nimi zapoznać w bieżą-

prowadzili pracownicy Zakładu Silników Spalinowych: dr hab. inż. Władysław Kozak, dr inż. Jakub Czajka, dr inż. Ireneusz Pielecha, dr inż. Maciej Bajerlein, dr inż. Jarosław Kałużny oraz mgr inż. Dmitrij Maslennikov i mgr inż. Grzegorz Sałapa. Koncentrowały się one na problemach badań optycznych w odniesieniu do wtrysku paliwa, powstawania i rozwoju strugi paliwa, powstawania i rozprzestrzeniania się płomienia w przestrzeni spalania oraz badań ruchu ładunku w cylindrze silnika spalinowego. W tym ostatnim przypadku zaprezentowano zastosowanie lasera oświetlającego firmy LaVision. W odniesieniu do badania zjawisk i procesów wewnątrzcyldrowych omówiono stanowisko hamowniane z silnikiem badawczym wykorzystywane do endoskopii silnikowej oraz tzw. Maszynę Pojedynczego Cyklu służącą do rejestracji tych procesów za pomocą szybkiego filmowania (dokładniej zob. PTNSS-2010-SS4-401 i -404).



Rys. 4. Sala obrad seminarium OptiCom 2010



Rys. 5. Prezentacja sprzętu i technik badawczych w laboratorium Zakładu Silników Spalinowych

cym numerze Silników Spalinowych. Niektóre z referatów zawierały pewne nowe informacje, które nie są jeszcze dopuszczone do szerszego rozpowszechniania i nie mogły być opublikowane. Po każdym wystąpieniu przeznaczano kilka minut na pytania i dyskusje.

W drugim dniu seminarium odbyły się prezentacje sprzętu i różnych technik badań optycznych, zarówno stosowanych w Politechnice Poznańskiej, jak i sprzętu oferowanego przez firmy AVL i LaVision. Prezentacje te przygotowali i

Wyczerpujących informacji o produktach firmy LaVision udzielał Dr Joachim Deppe, a o wyposażeniu badawczym firmy AVL – Dipl.-Ing. Alfred Kristoferich.

Po zakończeniu seminarium członkowie PTNSS wzięli udział w Walnym Zebraniu Sprawozdawczo-Wyborczym, z którego sprawozdanie zawarto na końcu tego zeszytu czasopisma.

Opr. K. Wislocki, zdjęcia: M. Babiak

## VII Walne Zebranie Sprawozdawczo-Wyborcze Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych

W dniu 19 listopada 2010 r. odbyło się VII Walne Zebranie Sprawozdawczo-Wyborcze Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych. Zebranie tym razem odbyło się w Centrum Wykładowym Politechniki Poznańskiej, bezpośrednio po zakończeniu naukowego sympozjum dotyczącego zastosowania metod optycznych w badaniach silników spalinowych (notatka z sympozjum, patrz s. 81).

Początek zebrania ustalono na godz. 11<sup>00</sup>, jednak ze względu na brak kworum zebranie rozpoczęło się w II ustalonym terminie, o godz. 11<sup>15</sup>. W tej części uczestniczyło 89 członków Towarzystwa.

Zebranie otworzył, przywitał Gości i Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych Prezes i organizator zebrania – prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz. Prezes podziękował prof. Krzysztofowi Wislockiemu za zorganizowanie Międzynarodowego Sympozjum „*Optical Research in Internal Combustion Engines, OptiCom 2010*”, co stworzyło możliwość wykorzystania terminu i obecności członków PTNSS do odbycia VII Walnego Zebrania. Po otwarciu zebrania jego przewodnictwem objął prof. Leszek Piaseczny.

Obszerne sprawozdanie z pracy ustępującego Zarządu PTNSS przedstawił Prezes prof. Jerzy Merkisz, który w ujęciu chronologicznym zrelacjonował 9-cio letni okres działalności Towarzystwa od chwili jego powstania. W głównych tezach wystąpienia zawarte zostały informacje o składach osobowych członków Zarządu kolejnych kadencji, stanie ilościowym członków zwyczajnych, honorowych i wspierających PTNSS, w tym również wspomnienie profesorów zmarłych w czasie ostatniej kadencji Zarządu, których pamięć zebrani uczcili chwilą ciszy.

W dalszej części sprawozdania prof. Jerzy Merkisz przedstawił formy prowadzonej działalności i ich realizację. Za istotne osiągnięcia Towarzystwa w ostatnich latach uznano zorganizowanie 3-ch Międzynarodowych Kongresów Silników Spalinowych oraz wydawanie kwartalnika *Combustion Engines* (w wersji dwujęzycznej polsko-angielskiej), który stał się sztandarową wizytówką PTNSS. W ramach płaconych składek każdy członek Towarzystwa otrzymuje kolejne edycje kwartalnika, co stanowi przypadek wyjątkowy w stosunku do innych Towarzystw Naukowych. Za ważną formę działalności PTNSS należy również uznać patronat Towarzystwa nad konferencjami naukowymi i sympozjami organizowanymi przez różne instytucje naukowe i uczelnie, których tematyka dotyczy silników spalinowych i pojazdów samochodowych oraz organizowanie „Warsztatów Doktorskich” i ufundowanie corocznej „Nagrody im. Profesora Zygmunta Szlachty” za najlepszą pracę doktorską w dziedzinie silnikowej. Swoje wystąpienie prof. Jerzy Merkisz zakończył podziękowaniami dla ustępujących członków Zarządu i Komisji Rewizyjnej oraz dla wszystkich członków PTNSS za owocną współpracę, życząc im zdrowia, wszelkiej pomyślności oraz sukcesów i zadowolenia ze wspólnej działalności na rzecz Towarzystwa.

Sprawozdanie finansowe zostało przedstawione przez Skarbnika PTNSS – prof. Zdzisława Stelmasiaka. Zostały zaprezentowane warunki prowadzonej działalności finansowej oraz bilans po stronie przychodów i wydatków. Przychody obejmują m.in. wpływy ze składek członkowskich, dotacji centralnych z MNiSW, członków wspierających, sponsorów oraz organizacji Kongresów, konferencji i sympozjów. Po stronie wydatków znajdują się głównie koszty funkcjono-



wania sekretariatu PTNSS, organizacji licznych wydarzeń naukowych, przyznanych nagród oraz wydawnictwa i dystrybucji kwartalnika *Combustion Engines*. Na dzień 17 listopada 2010 r. stan konta Towarzystwa wynosił 239.954,31 PLN, co w opinii skarbnika stanowi zabezpieczenie płatności z dwuletnim wyprzedzeniem.

Sprawozdanie Komisji Rewizyjnej przedstawił jej przewodniczący – prof. Marek Idzior. W swoim wystąpieniu stwierdził, że Komisja Rewizyjna pozytywnie ocenia pracę Zarządu PTNSS w okresie sprawozdawczym, który prowadził swoją działalność zgodnie ze statutowymi obowiązkami i kompetencjami. Na posiedzeniu w dniu 14 października 2010 r. Komisja Rewizyjna dokonała szczegółowej i wszechstronnej oceny działalności PTNSS zapoznając się z dokumentacją dotyczącą spraw organizacyjnych, gospodarki finansowej oraz sprawozdawczą odnośnie uchwał, protokołów i wniosków z posiedzeń Zarządu. Szczególnie wysoko została oceniona praca merytoryczna i redakcyjna kwartalnika *Combustion Engines* oraz organizowany cyklicznie co dwa lata Kongres Silników Spalinowych. Komisja nie stwierdziła żadnych uchybień i nieprawidłowości w każdej z wymienionych sfer działalności. W sekwencji końcowej Komisja Rewizyjna sformułowała wniosek o przyjęcie i zatwierdzenie przez Walne Zebranie przedstawionych sprawozdań i udzielenia absolutorium ustępującemu Zarządowi. Obecni na Walnym Zebraniu członkowie PTNSS przyjęli przedstawione sprawozdania jednogłośnie i udzieliли ustępującemu Zarządowi absolutorium.

Następnie przystąpiono do wyborów nowych władz PTNSS na kadencję 2010–2014 r. W wyniku kolejnych tajnych głosowań zostali wybrani:

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – na przewodniczącego PTNSS;

oraz na członków Zarządu:

prof. nzw. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek, prof. nzw. dr hab. inż. Marek Brzeżański, prof. nzw. dr hab. inż. Jerzy Jantos, prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. nzw. dr hab. inż. Józef Nita, prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny, prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański, dr hab. inż. Antoni Świątek, prof. nzw. dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. nzw. dr hab. inż. Krzysztof Wislocki.

Do Komisji Rewizyjnej zostali wybrani:

dr inż. Adam Dużyński, prof. nzw. dr hab. inż. Marek Idzior, prof. dr hab. inż. Sławomir Luft.



Ponadto wybrano Delegatów do analizy bilansu finansowego:

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas, dr inż. Romuald Janik, prof. dr hab. inż. Kazimierz Romaniszyn

Następnie proponowany program działania Towarzystwa na kadencję 2010-2014 przedstawił prof. Zdzisław Chłopek. Główne cele działalności zostały sformułowane następująco:

- dalsza integracja środowiska naukowego i gospodarczego związanego z przemysłem silnikowym i transportowym,
- dążenie do wprowadzenia kwartalnika *Combustion Engines* na Listę Filadelfijską,
- podnoszenie jakości merytorycznej i naukowej publikowanych w kwartalniku artykułów,
- podnoszenie standardów prac badawczych realizowanych przez członków PTNSS,
- organizowanie kolejnych edycji Kongresów Silników Spalinowych i innych wydarzeń naukowych (konferencje, sympozja, warsztaty doktorskie i habilitacyjne itp.),
- doskonalenie form przekazu i kontaktów pomiędzy Zarządem PTNSS a członkami Towarzystwa w poszczególnych Regionach (nośniki elektroniczne, korespondencja listowna i faxowa itp.).

Zaproponowany program działania Towarzystwa na kolejną kadencję został w głosowaniu jednomyślnie zaakceptowany przez Walne Zebranie Członków PTNSS.

W dyskusji obejmującej wolne wnioski zabrało głos wielu członków PTNSS wnosząc ciekawe uwagi, spostrzeżenia i propozycje, w tym:

- Prof. Mirosław Wyszyński zaapelował o publikacje w renomowanych czasopismach zagranicznych (w tym w SAE), aby więcej polskich uczelni mogło znaleźć się w rankingach list światowych na bardziej eksponowanych miejscach;
- Prof. Władysław Kozak wyraził wątpliwość dotyczącą wysokiej rangi Listy filadelfijskiej, na której publikacje nie zawsze są na wystarczająco dobrym poziomie; ponadto wskazał na fakt, że niektórzy członkowie PTNSS idą w kierunku ilości publikacji, a nie ich merytorycznej jakości;
- Prof. Zdzisław Chłopek zwrócił uwagę na wartość merytoryczną publikacji, o co zaapelował do recenzentów prac naukowych, aby bardziej wnikliwie i obiektywnie oceniali otrzymane do recenzji prace.
- Prof. Lech Sitnik poddał pod rozważenie nawiązanie współpracy PTNSS nie tylko z uczelniami i instytucjami europejskimi, ale również poza Europą. Z jego obserwacji wynika, że np. Amerykanie w większym stopniu są zainteresowani współpracą naukową z Chinami, Indiami i Brazylią niż krajami UE.

Na zakończenie Przewodniczący Zebrania, prof. Leszek Piaseczny podziękował członkom PTNSS za udział oraz głosy w dyskusji, które wzbogacą i rozszerzą formy działalności Zarządu w przyszłej kadencji. Na tym VII Walne Zebranie Członków PTNSS zostało zakończone.

Oprac. prof. Kazimierz Lejda

# **4<sup>th</sup> PTNSS International Congress on Combustion Engines**

**June 16<sup>nd</sup> - 17<sup>th</sup> / 2011, Radom, Poland**

## **TOPICS**

- Fuel injection systems and mixture formation
- Combustion processes in SI and CI engines
- Combustion process control in engines
- Engine thermal loading and utilization of heat released
- Alternative fuels
- Emission measurements and aftertreatment
- Alternative sources of power
- Engine accessories and equipment
- Engine testing, durability, reliability and diagnostics
- Modelling and optimization of engine processes
- Global trends in engine technology

**ORGANIZED BY**



**[www.ptnss.pr.radom.pl](http://www.ptnss.pr.radom.pl)**



**POLISH SCIENTIFIC SOCIETY  
OF COMBUSTION ENGINES**

**TECHNICAL UNIVERSITY  
OF RADOM**



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Zaloczyiele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrania Zarządu  
Zebrania Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt

Prezumerata

Siłki osobowy

Konceptja wyd.

Współpraca

Zgłoszenia

Zapowiedz

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)