



## SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 3/2007 (130)

Grudzień 2007

Rok XLVI

PL ISSN 0138-0346

Wydawca/Editor:

**Polskie Towarzystwo Naukowe**

**Silników Spalinowych**

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

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

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

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

### Rada Programowa/Scientific Board:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr hab. inż. Mirosław Wyszynski

### Redakcja/Editorial Office:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

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

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

### Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP

(redaktor naczelny/Editor-in-Chief)

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

### Współpraca/Cooperation:

dr inż. Maciej Bajerlein,

dr hab. inż. Andrzej Zieliński

mgr Tomasz Pawlak

### Od Redakcji

Po 200 latach rozwoju silników spalinowych z zapłonem iskrowym (patent Isaaka de Rivaza z 1807 r.) i przeszło 120 latach rozwoju silników z zapłonem samoczynnym (konstrukcja G. Daimlera i W. Maybacha z 1883 r.) wydawać by się mogło, że ich konstruktorzy i badacze doszli do granicy możliwości rozwojowych. W pierwszych latach silniki osiągały mniej niż 1 kW mocy z 1 dm<sup>3</sup> pojemności skokowej, mniej niż kilka bar średniego ciśnienia użytecznego i sprawność ogólną nie większą niż ok. 10–15%. Od tego czasu każdy kolejny rok przynosił wiadomości o zwiększaniu wartości ich wskaźników operacyjnych.

Wśród współczesnych silników samochodowych o największym pojemnościowym wskaźniku mocy należy wymienić wyczynową wersję Audi TT 1,8 TFSI (248 kW/dm<sup>3</sup>), wspomniany w tym numerze Koenigsegg 4,7 dm<sup>3</sup> (159 kW/dm<sup>3</sup>) czy BMW M5 V10 (120 kW/dm<sup>3</sup>) – są to silniki o zapłonie iskrowym. W grupie najbardziej wysiłonych silników należy także wymienić silnik o zapłonie samoczynnym Fiat 1,3 JTD M (110 kW/dm<sup>3</sup>). Pod względem mocy uzyskiwanej z jednego cylindra czołówkę stanowią silniki: wspomniane Audi 1,8 TFSI (110 kW/cyl.), Koenigsegg (94 kW/cyl.) oraz omawiany w tym numerze Hennessey Venom GT  $V_{ss} = 8,5$  dm<sup>3</sup> (104 kW/cyl., wzmocniona wersja silnika Dodge Viper V10). W efekcie powstało już kilka jednostek silników samochodowych o pojemnościach skokowych 4,7–8,6 dm<sup>3</sup>, których moc całkowita przekroczyła 1000 kW.

Pod względem wartości średniego ciśnienia użytecznego największe wartości osiąga wiele silników ZS: wspomniany Fiat JTD M (3,0 MPa), silnik PSA V12 HDi (2,74 MPa) i Opel CDTI (2,65 MPa). W tym samym zakresie lokują się: silnik Koenigsegg (2,83 MPa), najnowszy silnik Mercedesa DiesOtto (2,79 MPa, por. *Nowości* w numerze 2/2007) oraz Mitsubishi Lancer (2,65 MPa). Liczba silników o wartościach średniego ciśnienia użytecznego powyżej 2,5 MPa stale się zwiększa.

W pokazanym porównaniu nie chodzi o magię dużych liczb. Ważne jest jednak to, że wzrost wartości wskaźników operacyjnych jest miarą współczesnego postępu konstrukcyjnego i technologicznego. Wzrost ten uzyskiwany jest pomimo zaostrzających się wymagań dotyczących toksyczności spalin, jest więc także miarą poprawy jakości przetwarzania energii.

Wartą odnotowania ciekawostką jest możliwość zasilania wyróżniającego się w tym zestawieniu silnika Koenigsegg mieszanką E85 zawierającą bio-etanol. Wskazuje to na możliwości godzenia wysiłków dotyczących ograniczenia emisji silników z walką o duże wartości wskaźników operacyjnych.

Redakcja

Kwartalnika Silniki Spalinowe

**Spis treści/Contents:**

Od Redakcji .....	1
<b>Konstrukcja/Design</b>	
<i>W. Balicki, Z. Korczewski, S. Szczeciński: Obszary zastosowań i tendencje rozwojowe turbinowych silników spalinowych/ Application areas and development trends of combustion turbo engines (2007-SS3-214)</i> .....	3
<b>Technologia/Technology</b>	
<i>K. Lejda, A. Jaworski, A. Ustrzycki: Wpływ parametrów sekwencyjnego wtrysku ciekłego LPG na wybrane parametry użytkowe silnika spalinowego/The effect of injection timing parameters for liquid LPG fuel on selected operating parameters of the internal combustion engine (2007-SS3-215)</i> .....	15
<i>J. Gruszka, A. Suchecki: Nowe metody kształtowania powierzchni cylindrów silników spalinowych/New methods of internal combustion engine cylinder surface forming (2007-SS3-216)</i> .....	26
<b>Modelowanie i symulacja/Modelling&amp;simulation</b>	
<i>K. Danilecki: Model systemu turbodoładowania trakcyjnego silnika o zapłonie samoczynnym/Model of turbo-charging system of traction diesel engine (2007-SS3-217)</i> .....	35
<b>Badania/Research</b>	
<i>P. Golomb: Nowa metoda pomiaru emisji cząstek stałych w spalinach silnika z zapłonem samoczynnym za pomocą metody TEOM/New method for particulate matter measurement with TEOM diesel particulate mass monitor (2007-SS3-218)</i> .....	48
<b>Paliwa/Fuels</b>	
<i>G. Wcisło: Wykorzystanie analizatora Irox Diesel do szacowania liczby cetanowej oleju napędowego/Using Irox Diesel analyser to estimate cetane number of diesel fuel (2007-SS3-219)</i> .....	52
<b>Nowe konstrukcje/New constructions</b>	
<i>M. Brzeżański: Silnik BMW Twin Turbo – zwycięzca „International Engine of the Year 2007”</i> .....	56
<b>Aktualności/News</b>	
Aktualności silnikowe.....	61
<b>Bibliografia/Bibliography</b>	
Książki, monografie, rozprawy/Books, monographies, studies .....	70
Habilitacje, doktoraty/Qualifying as ass. prof., doctorates .....	71

**Recenzenci:**

dr hab. inż. Marek Brzeżański  
 dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP  
 prof. dr hab. inż. Marek Orkisz  
 dr inż. Jacek Pielecha  
 dr hab. inż. Krzysztof Wislocki, prof. PP

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

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

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

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**

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

*All rights reserved.*

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

**Prenumerata/Subscriptions**

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

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

**Nakład: 650 egz.****Druk i oprawa/Printing and binding**

Drukarnia Św. Wojciecha  
 Poznań, ul. Chartowo 5

Wydanie publikacji dofinansowane  
 przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego

**Okladka**

I: Silnik o zapłonie iskrowym  
 doładowany mechanicznie pojazdu Chevrolet  
 Corvette 6,2 dm<sup>3</sup> V8 LS9 (fot. Chevrolet)  
 IV: Układ korbowo-tłokowy, wtryskowy  
 i doładowania silnika BMW X6 4.4 dm<sup>3</sup>  
 V8 Twin Turbo (fot. www.motoplaneta.pl)

Włodzimierz BALICKI  
Zbigniew KORCZEWSKI  
Stefan SZCZECIŃSKI

PTNSS-2007-SS3-214

## Obszary zastosowań i tendencje rozwojowe turbinowych silników spalinowych

*W artykule przedstawiono historię rozwoju konstrukcji, zastosowań i metod eksploatacji silników turbinowych oraz ich cechy umożliwiające zastosowanie tego rodzaju silników do napędu środków transportu powietrznego i morskiego. Opisano współczesne formy konstrukcyjne i ich wpływ na charakterystyki użytkowe. Zwrócono uwagę na wymogi ekologiczne, które wymuszają zastępowanie paliw ropopochodnych biopaliwami.*

Słowa kluczowe: turbinowe silniki spalinowe, formy konstrukcyjne, problemy eksploatacyjne

### Application areas and development trends of combustion turbo engines

*This paper presents the development history of structure, applications and operation methods of turbo engines and their characteristics enabling the application of such engines to propel air and sea means of transport. It describes the contemporary structural forms and their impact on the usable characteristics. The authors paid attention to the environmental requirements that force the replacement of oil-derivative fuels with biofuels.*

Key words: combustion turbo engines, structural forms, operating issues

### 1. Wprowadzenie

Prób praktycznego zastosowania turbiny i wykorzystania idei odrzutu gorących gazów wypływających z dyszy można się doszukiwać już w starożytnej Grecji, jednak podjęcie skutecznych prób zbudowania spalinowych turbinowych silników odrzutowych oraz turbosprężarek przypada na okres pomiędzy I i II wojną światową. W Polsce modelowy turbinowy silnik odrzutowy skonstruował i uruchomił zespół J. Oderfeld, J. Sachs i W. Bernadzikiewicz już w 1931 roku. Działo się to współcześnie z pracami F. Whittle (Wlk. Brytania – patent na turbinowy silnik odrzutowy w 1930 r.) i H. von Ohaina (Niemcy – patent na turbinowy silnik odrzutowy ze sprężarką odśrodkową w 1935 r.) [1]. Chociaż początkowo Anglicy przewodzili w rozwoju konstrukcji tych silników, to jednak tylko Niemcom udało się skonstruować, produkować seryjnie i zastosować do napędu samolotów bojowych – w końcowej fazie wojny – silniki Jumo-004 i BMW-003. Oni też produkowali seryjnie latające bomby V-1 napędzane odrzutowymi silnikami pulsacyjnymi i pociski rakietowe średniego zasięgu V-2, których napęd stanowił silnik rakietowy na ciekłe materiały pędne.

Pod koniec II wojny światowej okazało się, że – przy ówczesnej wiedzy i poziomie technologicznym – silniki tłokowe napędzające śmigła samolotów, zespoły jezdne czołgów, czy śruby okrętów osiągnęły szczyt swoich możliwości pod względem mocy, sprawności i trwałości. Zachęcające osiągi samolotów odrzutowych, które się wówczas pojawiły, nasunęły myśl wykorzystania części energii spalin za turbiną napędzającą sprężarkę do napędu dodatkowej turbiny sprzężonej (poprzez reduktor) ze śrubą statku (British Thomson-Houston 1950 r.), śmigłem samolotu (Vickers „Viscount” z silnikiem Rolls-Royce „Dart”, 1953 r.), czy

### 1. Introduction

Certain attempts of practical application of the turbine and the concept of using reaction of hot gases coming out of the nozzle can be found as early as in ancient Greece, however, the effective attempts to build combustion turbojet engines and turbo compressors fall on the interwar period. The Polish prototype of a turbojet engine was constructed and started by the team J. Oderfeld, J. Sachs and W. Bernadzikiewicz already in 1931. It occurred contemporarily to the works of F. Whittle (Great Britain – patent for turbojet engine in 1930) and H. von Ohain (Germany – patent for turbojet engine with centrifugal compressor in 1935) [1]. Although the English were the first leaders in the development of this type of engine construction, the Germans were the only ones to construct, perform series production and apply to the propulsion of combat aircraft - Jumo-004 and BMW-003. They also carried out series production of flying bombs V-1 powered by a pulse-jet engine and V-2, medium-range missiles, powered by liquid propulsion materials.

At the final stage of world war II it appeared that – with the level of knowledge and technology of that time – the piston engines powering aircraft propellers, tank power units or naval screw propellers reached their peak capacities in terms of power, efficiency and durability. The attractive performance of the jet aircraft that appeared then suggested the idea of using part of the exhaust power after the turbine powering the compressor to drive an additional turbine coupled (through a reducer) to a naval screw propeller (British Thomson-Houston 1950), an aircraft propeller (Vickers „Viscount” Rolls-Royce „Dart” engine, 1953), or a helicopter rotor (Alouette II, 1955). A real “specialization” of turbo engines and their division into jet, propeller, chopper

wirnikiem nośnym śmigłowca (Alouette II, 1955 r.). Już na przełomie lat czterdziestych i pięćdziesiątych nastąpiła swoista „specjalizacja” silników turbinowych i ich podział na odrzutowe, śmigłowe, śmigłowcowe oraz rozmaite modyfikacje stosowane do napędu okrętów, ciężkich pojazdów (wozów bojowych) lub agregatów prądowców czy pomp dużej wydajności.

Wymagania dotyczące silników o zastosowaniach wojskowych w okresie „zimnej wojny” ograniczały się głównie do odpowiednio dużego ciągu lub mocy, a dopiero w dalszej kolejności: małego zużycia paliwa, dużej trwałości (pierwsze silniki odrzutowe osiągały trwałość ok. 20 godzin) i niezawodnego działania w długim okresie. Wysokie koszty projektów nowych silników spowodowały dążenie do uniwersalizacji i wykorzystywania zasadniczych, sprawdzonych zespołów (tzw. „core”) w innych konstrukcjach np. silników okrętowych lub przemysłowych.

## 2. Silniki odrzutowe

Początkowo były to proste konstrukcyjnie silniki przeznaczone do napędu szybkich samolotów bojowych – współcześnie nazywane silnikami jednoprzepływowymi. Wkrótce ich konstrukcję wzbogacono o dopalacze (urządzenia służące do krótkotrwałego zwiększenia ciągu), następnie wprowadzono dwuwirnikowe sprężarki osiowe napędzane oddzielnymi turbinami oraz opracowano systemy mechanizacji sprężarek: upusty powietrza i nastawne kierownice rozszerzające zakres statecznej pracy – istotny ze względu na szeroki zakres zmian warunków pracy sprężarki w samolocie bojowym (zmiany wysokości i prędkości lotu). Współcześnie wyodrębniły się dwa zasadnicze typy silników odrzutowych: jednoprzepływowe i dwuprzepływowe, prawie wyłącznie ze sprężarkami osiowymi (rys. 1).

Silniki jednoprzepływowe są używane głównie do napędu samolotów szkolnych i szkolno-bojowych oraz starszych typów samolotów bojowych. Charakteryzują się prostą budową, dużym ciągiem odniesionym do przekroju

and various modifications used for powering warships, heavy (combat) vehicles, generator sets or high-performance pumps already took place in turn of the 1940's and 1950's.

The requirements concerning engines with military applications during the “cold war” period were mainly restricted to appropriately high thrust or power and such parameters as: low fuel consumption, high durability (the first jet engines achieved ca. 20 hours durability) whereas unfailing, long-term functioning came far behind. The high costs of new engine designs caused the tendency to versatility and the use of core assemblies well proven in other structures, e.g. naval or industrial engines.

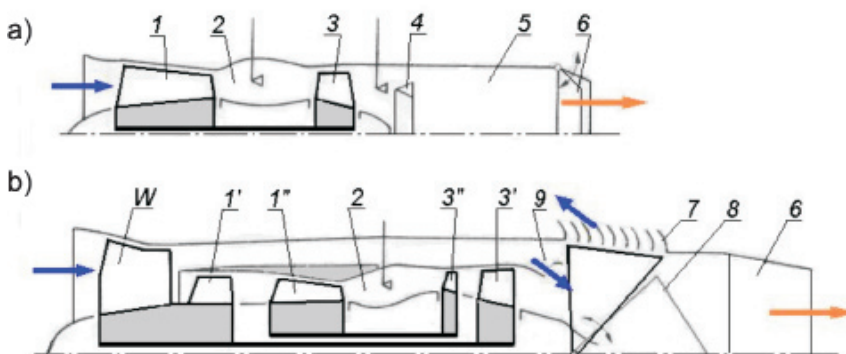
## 2. Jet engines

Initially, there were structurally simple engines designated to power fast combat aircraft – now called single-flow jet engines. Their structure was soon enriched with afterburners (devices used to provide temporary increase in thrust), next two-rotor axial compressors powered by separate turbines and compressor mechanization systems were developed: air bleeds and variable geometry extending the static operation range – significant due to the variety of changes in combat aircraft compressor operating conditions (changing altitude and flight speed). At present two principal types of jet engines are distinguished: single-flow and double-flow, almost all with axial compressors (Fig. 1).

The single-flow engines are mainly used to power training and training/combat aircraft and older types of combat aircraft. They are characterized with simple structure, high thrust related to the engine cross-section and (unfortunately) relatively high unit fuel consumption (1.0...0.8 kg/daNh).

The application field of this type of engines ranges from model and target-aircraft (thrust between ca. a dozen and 30 daN), through the drive of maneuvering missiles and unmanned reconnaissance mini aircraft (thrust around 100...300 daN), to training and training/combat aircraft (thrust from 1000 to 2000 daN), and combat aircraft with 3000...5000 daN thrust, and afterburning by 30...50% higher.

The turbo fan engines, structurally much more complex, (however, much less noisy and much more economical) than the single flow ones, dominated the drive of long-range passenger and cargo as well as combat aircraft. This is the consequence of their main advantage – low unit fuel consumption reaching even 300 g/daNh, especially fan engines with high flow intensity ratio in the ducts. The structural compilation is the result of the fact that the required compression of the compressor reaches the value around 25...35, and the air flow intensity in the largest engines exceeds 1000 kg/s. Therefore the engines usually have two or even three rotors and the compressors – almost all axial – consist of a significant number of stages.



Rys. 1. Schematy silników odrzutowych: a) silnik jednoprzepływowy, b) silnik dwuprzepływowy; 1 – sprężarka, 1' – sprężarka niskiego ciśnienia, 1'' – sprężarka wysokiego ciśnienia, 2 – komora spalania, 3 – turbina, 3' – niskiego ciśnienia, 3'' – wysokiego ciśnienia, 6 – dysza wylotowa o regulowanym polu przekroju, 7 – odwracacz ciągu, 8 – kłapy odwracacza ciągu, 9 – mieszalnik strumieni, W – wentylator

Fig. 1. Jet engine flowcharts: a) single-flow jet engine, b) turbo fan engine; 1 – compressor, 1' – low pressure compressor, 1'' – high pressure compressor, 2 – aircraft combustor, 3 – turbine, 3' – low pressure, 3'' – high pressure, 6 – outlet nozzle with adjustable jet area, 7 – thrust reverser, 8 – thrust reverser dampers, 9 – jet mixer, W – fan

poprzecznego silnika oraz (niestety) stosunkowo dużym jednostkowym zużyciem paliwa (1,0...0,8 kg/daNh).

Obszar zastosowań tego typu silników sięga od samolotów modelarskich i samolotów-celów (ciągi od kilkunastu do 30 daN), poprzez napęd pocisków manewrujących i bezpilotowych minisamolotów rozpoznawczych (ciągi rzędu 100...300 daN), aż do samolotów szkolnych i szkolno-bojowych (ciągi 1000...2000 daN), a także bojowych z ciągiem 3000...5000 daN, a z dopalaniem o 30...50% większym.

Dwuprzepływowe silniki odrzutowe znacznie bardziej skomplikowane konstrukcyjnie niż jednoprzepływowe (ale za to cichsze i ekonomiczniejsze) zdominowały napęd samolotów pasażerskich i transportowych dalekiego zasięgu, a także wojskowych. Zdecydowała o tym ich główna zaleta – zwłaszcza silników wentylatorowych o dużym stosunku natężeń przepływów w kanałach – małe jednostkowe zużycie paliwa sięgające już wartości 300 g/daNh. Komplikacja konstrukcji wynika stąd, że wymagany spręż sprężarki osiąga wartości rzędu 25...35, a natężenie przepływu powietrza w największych silnikach przekracza 1000 kg/s. Stąd silniki te są zwykle dwu-, czy nawet trójwrotnikowe, a sprężarki – prawie wyłącznie osiowe – składają się ze znacznej liczby stopni.

W zespołach napędowych szybkich samolotów bojowych utrwalił się typ silnika dwuprzepływowego o niewielkim stosunku natężeń przepływu  $m_z/m_w \approx 0,3...1,0$  z mieszalnikami strumieni i efektywnym dopalaczem o przyroście ciągu 50...70%. W szybkich międzykontynentalnych samolotach pasażerskich są natomiast powszechnie wykorzystywane wentylatorowe dwuprzepływowe silniki odrzutowe o dużym stosunku natężeń przepływu sięgającym współcześnie wartości  $m_z/m_w \sim 5,0$  i więcej, wyposażone w odwracacz ciągu (odwracający w trakcie dobiegu, przy lądowaniu, ok. 50...70% jego ciągu maksymalnego). Silniki tego typu dysponują ciągami nawet 25 000...30 000 daN. Cechuje je duża niezawodność i trwałość umożliwiające pracę bez remontu nawet w okresie przekraczającym 20 tys. godzin (między innymi dzięki ciągle doskonalonym systemom diagnostycznym).

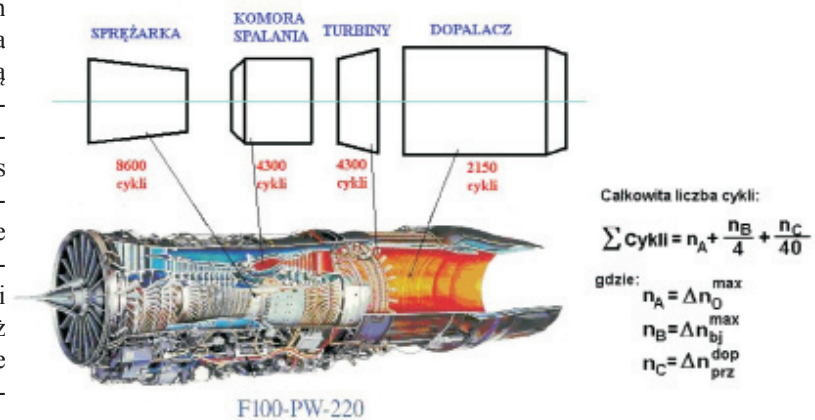
Już w końcu lat siedemdziesiątych dostrzeżono wpływ sposobu użytkowania silników turbinowych na ich zmęczeniową wytrzymałość niskocyklową. Jako pojedynczy pełny cykl uważa się uruchomienie silnika, wprowadzenie go na zakres znamionowy (i ustaloną pracę na tym zakresie), zejście na bieg jałowy, wyłączenie silnika i wystygnięcie do stanu początkowego. Ustalenie rzeczystwej liczby cykli (obliczonych przez zsumowanie również cykli niepełnych) odbywa się na podstawie zarejestrowanych najważniejszych parametrów silnikowych [2].

Wprowadzenie automatycznej rejestracji parametrów pracy silników (on-line) umożliwiło opracowanie systemów diagnostyki silnika i zmiany sposobu

In the power units of fast combat aircraft, a type of turbo fan engine was consolidated with a low flow intensity ratio:  $m_z/m_w \approx 0.3...1.0$  with a jet mixer and an efficient afterburner of 50...70% thrust increase, became commonly used. In fast intercontinental passenger aircraft turbo fan engines with high flow intensity ratio are used presently reaching  $m_z/m_w \sim 5.0$  and more, fitted with a thrust reverser (reversing ca. 50...70% of its maximum thrust, during the landing run). This type of engines gains thrust of even 25,000...30,000 daN. They are characterized with high reliability and durability enabling more than 20 thousand hours of operation without repair (achieved thanks to the diagnostic systems being continuously improved).

Already in the late 1970's the impact of turbo engine operation methods on their low-cycle fatigue strength was observed. The engine start-up, leading it to the rated range (and operation settled for this range), reduction to idle run, laying off the engine and cooling down to the initial state are considered the operations constituting one single full cycle. The actual number of cycles (calculated by summarizing incomplete cycles) is settled in virtue of most important engine parameters [2].

The implementation of automatic engine operating parameter record (on-line) allowed the development of engine diagnostic systems and modification of the operation method, i.e. replacement of the existing operation based on engine life – the method of calculating the number of motor-hours, i.e. the period of faultless engine operation guaranteed by the manufacturer – independently of the extent of charging, environment, etc. with operation based on the technical condition (on condition) of its units and parts. Such strategic operation change brought about measurable economic benefits, as engine assemblies are used for a longer period than in the "life cycle" system and replaced when symptoms of wear and damage occur. The automatic diagnostic system allows radical restriction of airfield engine tests, e.g. pre-takeoff tests, which saves the fatigue cycles, enables the reduction of range and labor consumption of technical service operation, thanks to the earlier identification of units showing wear symptoms, additionally allowing a more accurate and neutral determination of actual loads of the specific engine elements (e.g. exceed admissible parameter values).



Rys. 2. Schemat wymiany modułów silnika odrzutowego w zależności od liczby przeniesionych cykli zmęczeniowych

Fig. 2. Flowchart of jet engine module replacement, depending on the number of fatigue cycles transferred

eksploatacji, tzn. odejście od eksploatacji według resursu – dotąd stosowanego naliczania liczby „motogodzin”, czyli gwarantowanego przez wytwórcę okresu bezawaryjnej pracy silnika – niezależnie od sposobu obciążania, środowiska itp., na rzecz użytkowania „według stanu technicznego” (*on condition*) jego zespołów i części. Ta zmiana strategii eksploatacji przyniosła wymierne korzyści ekonomiczne, gdyż zespoły silników są użytkowane dłużej, niż w systemie „resursowym” i wycofywane dopiero wtedy, gdy pojawią się symptomy zużycia lub uszkodzeń. Automatyczny system diagnostyki pozwala radykalnie ograniczyć lotniskowe próby silnika, np. przedstartowe, co zaoszczędza cykle zmęczenia, umożliwia obniżenie zakresu i pracochłonności planowanych usług technicznych dzięki wcześniejszemu zlokalizowaniu zespołów wykazujących objawy zużycia, a także umożliwia dokładniejsze i obiektywne określenie rzeczywistych obciążeń poszczególnych elementów silnika (np. przekroczeń dopuszczalnych wartości parametrów).

Współczesne silniki samolotów bojowych o konstrukcji modułowej osiągają żywotność kilku tysięcy dopuszczalnych cykli na moduł sprzężarek i turbin (por. rys. 2) [14]. Przekłada się to na wiele tysięcy godzin niezawodnej pracy, przy czym remont ogranicza się do wymiany modułu, który przepracował dopuszczalną liczbę cykli. Silniki samolotów pasażerskich, które pracują w dużo bardziej stabilnych warunkach niż silniki samolotów bojowych, osiągają bardzo długie czasy użytkowania. Rekordzistą jest jeden z silników CF-6 firmy General Electric, który na Boeingu 767 w PLL „LOT” osiągnął nawet 50 000 godzin.

Jedną z najnowszych konstrukcji jest zespół napędowy samolotu F-35 Lightning II opracowany w ramach projektu JSF (Joint Strike Fighter), którego schemat działania i szkielet konstrukcyjny przedstawiono na rys. 3.

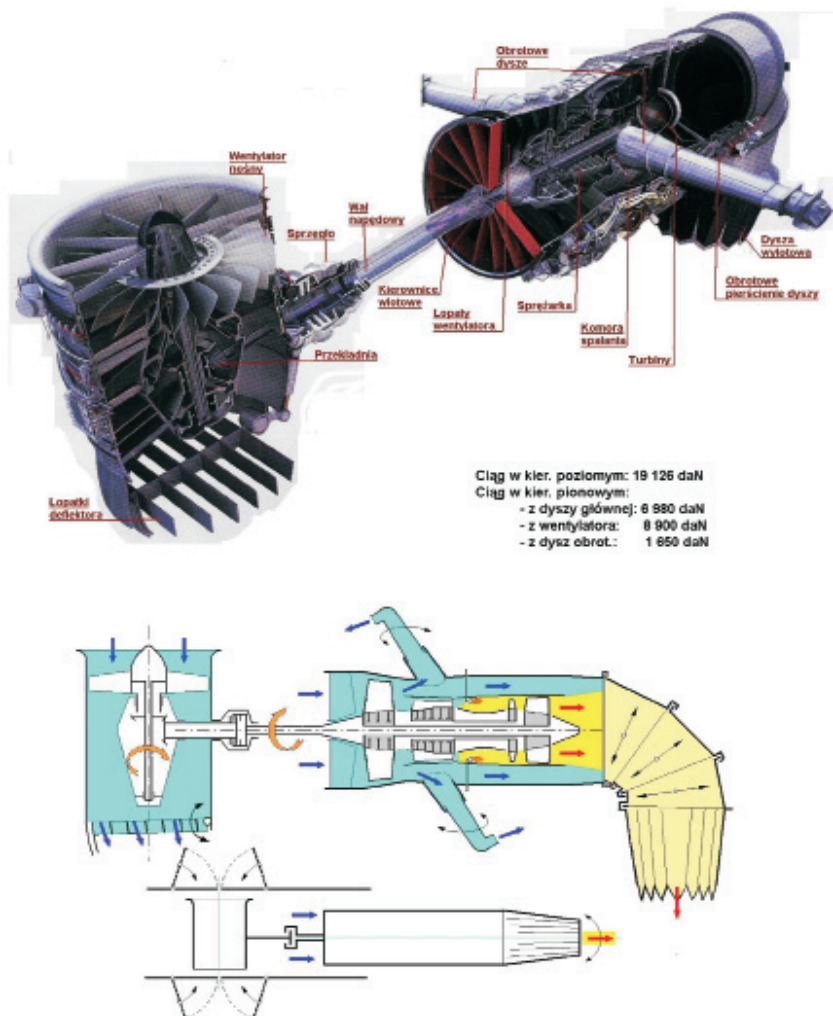
Jest to już być może ostatni samolot bojowy o skróconym starcie i możliwości pionowego lądowania z pilotem na pokładzie. W czasie wykonywania tych faz lotu zespół napędowy stanowi trójprzeptywowy (!) turbinowy silnik odrzutowy, a strumienie spalin lub powietrza wypływające z każdego z trzech kanałów dają w sumie niezbędny ciąg nośny. W warunkach przelotowych sprzęgło pomiędzy wentylatorem nośnym a turbiną wirnika niskiego ciśnienia jest rozłączone (moc tego napędu sięga 29 tys. KM) oraz kłapy dopalacza są tak przymknięte, aby turbiny napędzały tylko sprzężarki podstawowych (dwóch) kanałów przepływowych. Pozostała za zespołem turbin energia spalin jest zamieniana w dyszy wylotowej na ciąg marszowy.

Zastosowanie tak napędzanych samolotów do lotnictwa bojowego może rady-

kalizować Contemporary combat aircraft engines of modular structure reach several thousand of admissible cycles per compressor and turbine model (cf. Fig. 2) [14]. This is translated into thousands of faultless operation hours, whereby the repairs are restricted to replacement of the module that accomplished the admissible number of cycles. Passenger aircraft engines, operating in much more stable conditions than those of combat aircraft, achieve very long operation times. The record-breaker is one of the CF-6 engines from General Electric that worked 55,000 hours on a Boeing 767 of PLL „LOT” [Polish Airlines].

One of the latest structures is the power unit of F-35 Lightning II developed as part of the JSF (Joint Strike Fighter) design, the operating flowchart and structural draft are presented in Fig. 3.

This may be the last combat aircraft with short take-off and vertical landing capacity. The power unit for these stages is a three-passage turbo jet engine, while the jets of air and exhaust flowing out of the three ducts total in the necessary carrying thrust. In the cruise conditions the coupling between the vertical fan and the low-pressure rotor turbine is disconnected (the power of this drive reaching 29 thousand HP) and the afterburner dampers are half-closed so that the turbines power the compressors of the basic (two) flow ducts. The



Rys. 3. Zespół napędowy Pratt & Whitney F-135 samolotu F-35 B (oprac. na podst. [11])

Fig. 3. F-135 Pratt & Whitney power unit of the F-35 B aircraft (after [11])

kalnie zmienić koncepcję budowy lotnisk przyfrontowych i okrętów-lotniskowców.

### 3. Silniki śmigłowe i śmigłowcowe

Ogromny wzrost zainteresowania turbinowymi silnikami śmigłowymi rozpoczął się wkrótce po zakończeniu II wojny światowej, gdy okazało się, że dość łatwo można zastąpić w eksploatowanych samolotach duże lotnicze silniki tłokowe znacznie lżejszymi i mniejszymi gabarytowo silnikami turbinowymi – poprawiając w ten sposób osiągi samolotów. Początkowo ich moc odpowiadała mocy zastępowanych silników tłokowych, tzn. od ok. 1000 KM do 5000 KM, ale wkrótce znacznie wzrosła – nawet do 15 000 KM (radziecki NK-12MV, napędzający w zespole czterosilnikowym pasażerski samolot Tu-114 i jego wersję bombową Tu-95). Do przyspieszenia rozwoju silników turbinowych przyczynił się też intensywny rozwój śmigłowców o rozmaitych wielkościach, osiągnięciach i zastosowaniach. Wymaganiom dotyczącym mocy niezbędnej do startu i lotu śmigłowca najbardziej odpowiadają charakterystyki dwuwirnikowego silnika turbinowego (z oddzielną turbiną napędową). W szczególności dotyczy to przebiegu momentu napędowego i dynamiki silnika lepszej, niż w innych układach konstrukcyjnych. Na rysunku 4 przedstawiono schematy układów wirników oraz odpowiadające im przebiegi charakterystyk silników. Dla porównania pokazano również charakterystykę silnika tłokowego.

Wśród przedstawionych charakterystyk wyróżnia się przebieg momentu obrotowego silnika turbinowego z oddzielną turbiną napędową  $M(a)$  (duży moment przy małej prędkości obrotowej). Tego typu silniki umożliwiają gwałtowny przyrost obciążenia, co jest bardzo przydatne np. w śmigłowcu, w czasie szybkiego startu lub „wyrwania” nad przeszkodą (śmigłowce amerykańskie z takim napędem uratowały przed niewolą w Wietnamie wielu pilotów zestrzelonych samolotów). Czołgi napędzane silnikami turbinowymi z oddzielną turbiną (amerykański Abrams M1A1 z silnikiem AGT-1500, czy rosyjski T-80U napędzany silnikiem GTD-1250) mają możliwość szybkiej zmiany pozycji po oddaniu strzału, co utrudnia ich „namierzenie” i zniszczenie przez nieprzyjaciela.

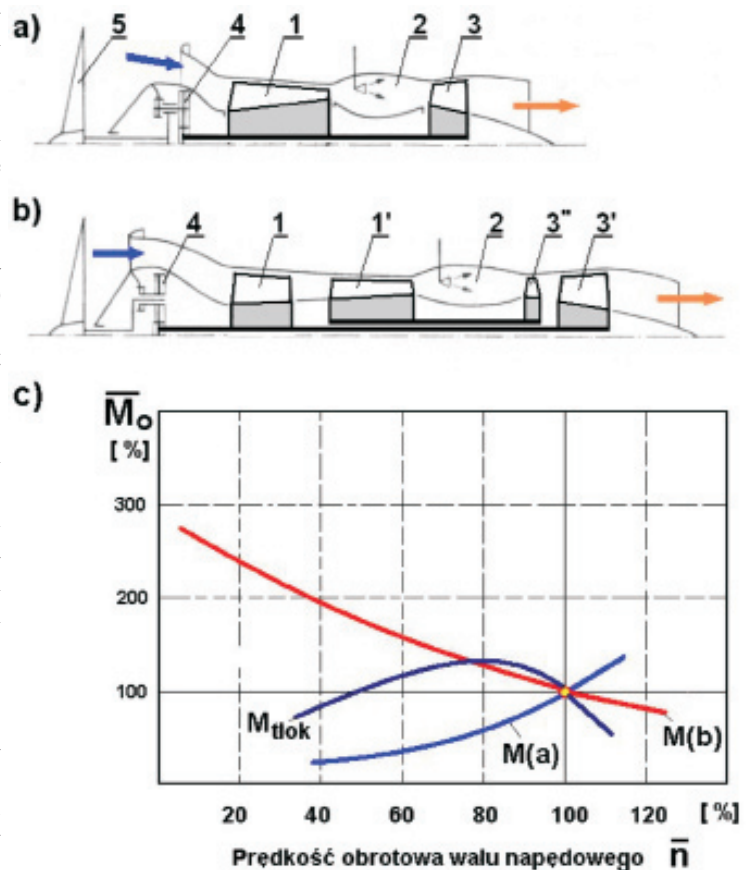
Duże koszty opracowania projektu i wdrożenia do produkcji nowego silnika spowodowały poszukiwanie rozwiązań umożliwiających wydłużenie serii wytwarzanych silników. W ten sposób powstały odmiany tej samej konstrukcji przeznaczone do napędu samolotów (śmigłowe) lub śmigłowców (śmigłowcowe). Różnią się one między sobą tylko konstrukcją wlotu powietrza, wyprowadzeniem napędu, kolektorem spalin i niektórymi funkcjami systemu sterowania. Na rysunku 5 pokazano schematy obydwu wariantów takiej konstrukcji. Są one wyposażone w identyczną przekładnię wstępną, z której napęd jest prowadzony do

energy remaining behind the turbine assembly is transformed into the cruise thrust in the outlet nozzle.

The application of aircraft powered that way to combat aviation may radically change the concept of frontline airfield and aircraft carrier construction.

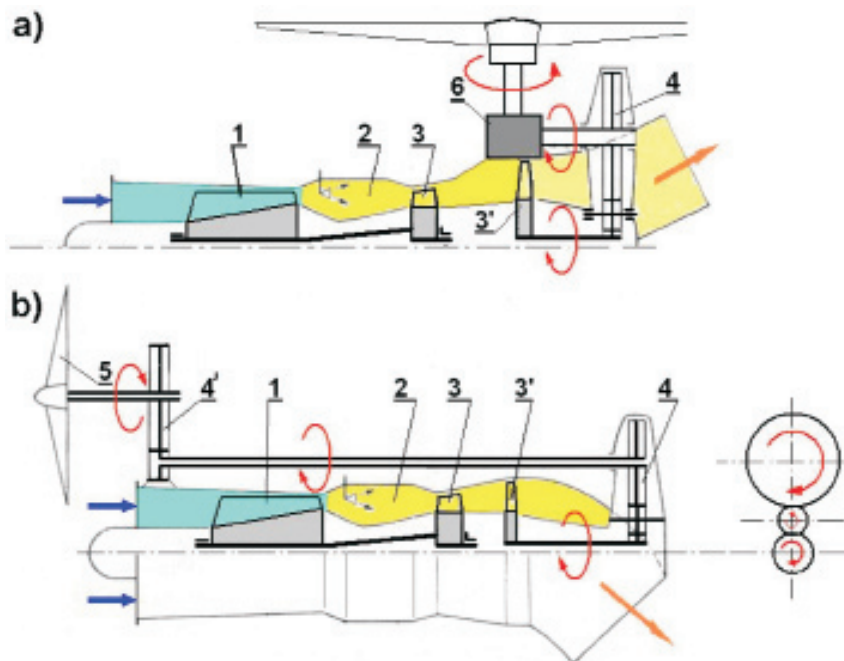
### 3. Propeller and chopper engines

The immense growth of interest in turbine propeller engines started soon after World War II when it appeared that smaller and much lighter turbo engines could easily replace the large aircraft piston engines – thus enhancing the aircraft performances. At first their power corresponded to that of the piston engines, i.e. from ca. 1000 HP to 5000 HP, however, shortly it grew to 15,000 HP even (the Soviet NK-12MV, the Tu-114 passenger aircraft powered in a four-engine assembly and the Tu-95, its bomber version). The intensive development of helicopters of various size, performance and application also contributed to the acceleration of turbine engine growth. The characteristics of the two-rotor turbine engine (with separate power turbine) best correspond to the requirements concerning the power



Rys. 4. Schematy i charakterystyki porównawcze turbinowych silników śmigłowcowych: a) silnik jednowirnikowy, b) silnik z oddzielną turbiną napędową, c) charakterystyki momentu obrotowego; 1 – sprężarka, 1' – sprężarka wysokiego ciśnienia, 2 – komora spalania, 3 – turbina, 3' – turbina napędowa, 3'' – turbina wytworzycy spalin, 4 – przekładnia redukcyjna, 5 – śmigło

Fig. 4. Flowcharts and comparative characteristics of turbine chopper engines: a) single-rotor engine, b) engine with separate power turbine, c) torque characteristics; 1 – compressor, 1' – high-pressure compressor, 2 – combustor, 3 – turbine, 3' – power turbine, 3'' – exhaust generator turbine, 4 – reduction gear, 5 – propeller



Rys. 5. Różne warianty silników zbudowane z takich samych podzespołów: a) śmigłowcowy, b) śmigłowy; 1 – sprężarka, 2 – komora spalania, 3 – turbina wytwornicy spalin, 3' – turbina napędowa, 4 – wstępna przekładnia redukcyjna, 4' – reduktor śmigłowy, 5 – śmigło, 6 – reduktor wirnika nośnego śmigłowca

Fig. 5. Variants of engines built of identical sub-assemblies: a) chopper; b) propeller; 1 – compressor; 2 – combustor; 3 – exhaust generator turbine, 3' – power turbine, 4 – initial reduction gear, 4' – propeller reducer, 5 – propeller, 6 – chopper carrying rotor reducer

reduktora głównego wirnika śmigłowca albo do reduktora śmigłowego samolotu.

Warto tu sobie uzmysłowić, że prędkości obrotowe wirników silników turbinowych są znacznie większe, niż wałów korbowych silników tłokowych (które w silnikach lotniczych nie przekraczają na ogół 3000 obr/min). Na przykład turbina napędowa silnika GTD-350 (do śmigłowca Mi-2) na zakresie startowym obraca się z prędkością 24 000 obr/min, prędkość obrotowa wału napędowego (za reduktorem wstępnym) wynosi wtedy ok. 6000 obr/min, zaś prędkość obrotowa wirnika nośnego śmigłowca nie przekracza 400 obr/min.

Głównym walorem śmigłowców (pionowzłotów) jest możliwość startu i lądowania z niewielkich lądowisk (najczęściej przygodnych) wynikająca np. z potrzeb ratowniczych, czy bojowych. Należy pamiętać, że silnik turbinowy potrzebuje blisko czterokrotnie więcej powietrza niż silnik tłokowy o podobnej mocy. Wykorzystanie wojskowe śmigłowców, zwłaszcza w rejonach suchych, pustynnych, powoduje podnoszenie pyłów z nawierzchni lądowiska zasasyanych następnie przez silnik wraz z powietrzem. Stąd dla utrzymania niezbędnej niezawodności pracy i trwałości już pięćdziesiąt lat temu zaczęto poszukiwać skutecznych sposobów oczyszczania powietrza wlotowego z pyłów – przy możliwie minimalnych oporach przepływu. Początkowo wykorzystywano płyty włókniny rozwijane na odpowiednich stelażach instalowanych przed wlotami silników – wymieniane po każdym locie [3]. Następnie opracowano samooczyszczalne odpylacze bezwładnościowe typu promieniowego (np. w śmigłowcach Sikorsky SH-3

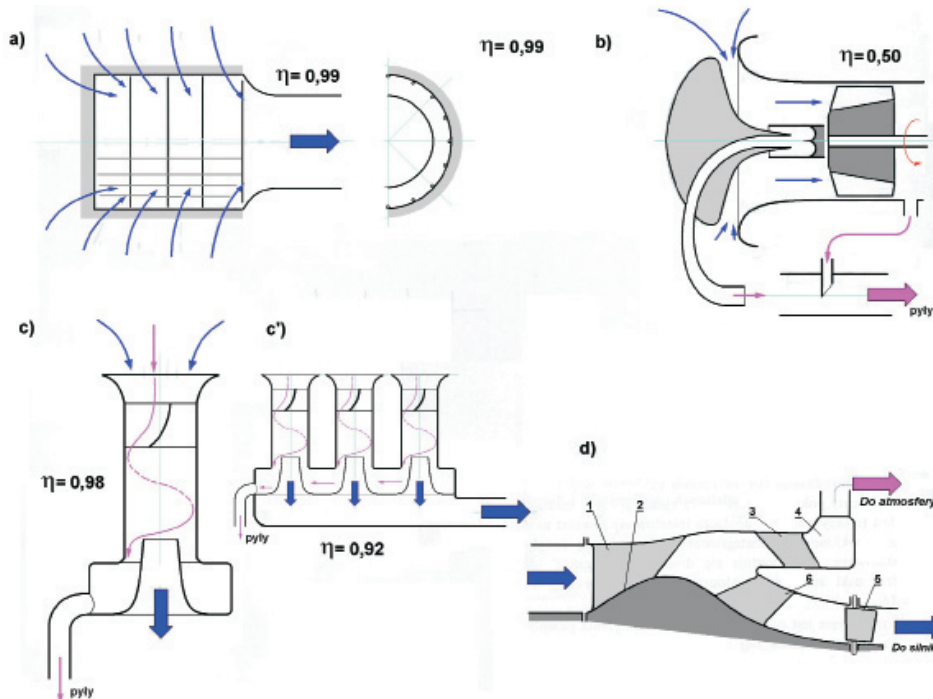
necessary for the chopper take-off and flight. Particularly it refers to the course of the driving torque and engine dynamics, better than in other structural systems. Fig. 4 presents rotor system flowcharts and engine characteristics corresponding to them. For comparison purposes the characteristics of a piston engine are shown here as well.

Among the presented characteristics the course of the turbine engine torque with a separate power turbine M(a) is distinguished (large torque with low rotating speed). Engines of this type enable a rapid increment of load, which is very useful in a chopper, during a fast take-off or "ripping off" over an obstacle (the American choppers powered in this way rescued from captivity numerous aircraft pilots shot down in Vietnam). Tanks powered by turbine engines with a separate turbine (the American Abrams M1A1 with the AGT-1500 engine or the Russian T-80U powered by the GTD-1250 engine) have the ability of fast position changing after shooting, which impedes their "positioning" and destruction by the enemy.

The high costs of design development and new engine implementation caused the search for solutions enabling the extension of manufactured engine series. This was the way the new variants of the same structure designated to power aircraft (propeller) or choppers (chopper) were constructed. The only difference between them is the air intake structure, power outlet, exhaust manifold and some functions of the control systems. Fig. 5 presents the flowcharts of both variants of such structure. They are fitted with identical initial gear from which the drive is led to the reducer of the chopper main rotor or to the aircraft propeller reducer.

It is worth noting that the rotating speeds of turbine engine rotors are significantly higher than those of piston engine drive shafts (usually not exceeding 3000 rpm in aircraft engines). For example, the drive turbine of the GTD-350 engine (of the Mi-2 chopper) rotates with 24,000 rpm speed within the takeoff range, the rotating speed of the drive shaft is ca. 6000 rpm (after the initial reducer), while the rotating speed of the chopper carrying rotor does not exceed 400 rpm.

The main advantage of choppers (vertical takeoff) is the ability to take off from and land on small landing fields (most frequently incidental). One should remember that a turbine engine needs almost four times as much air as a piston engine of similar power. The military application of choppers, especially in dry, desert areas causes rise of dust from the landing ground, then sucked in by the engine together with air. Therefore, the search for effective ways of cleaning the intake air from dust, with possibly the lowest flow resistance, was already begun



Rys. 6. Schematy urządzeń oczyszczających powietrze wlotowe silników turbinowych: a) filtr włókninowy, b) odpylacz promieniowy, c) odpylacz osiowy, d) odpylacz promieniowo-osiowy; 1 – kierownice zawirowywacza wlotowego, 2 – centralna ściana odchylająca strumień wlotowy, 3 – kierownice wylotowe odpylacza, 4 – kolektor zbiorczy odpylacza, 5 – wlotowe kierownice sprężarki, 6 – żebra nośne,  $\eta$  – porównawcza skuteczność oczyszczania

Fig. 6. Flowcharts of dedusters cleaning turbine engine intake air: a) unwoven fabric filter, b) radial deduster, c) axial deduster, d) radial-axial deduster; 1 – intake swirler vanes, 2 – central wall inclining the intake jet, 3 – deduster outler vanes, 4 – deduster collector, 5 – compressor intake vanes, 6 – carrying ribs,  $\eta$  – comparative cleaning effectiveness

Sea King, PZL Mi-2), osiowego w postaci palet multicyklonowych (np. śmigłowce Bell 412) oraz zintegrowane z silnikiem promieniowo-osiowym (np. GE T700-GE-701C na śmigłowcu UH-60 Black Hawk). Odpowiednie schematy takich odpylaczy przedstawiono na rys. 6.

Szerokie badania różnych filtrów i odpylaczy prowadzono już w latach siedemdziesiątych w Instytucie Pojazdów Mechanicznych WAT dla tłokowych silników dużej mocy (są tam nadal kontynuowane) oraz w Instytucie Techniki Lotniczej WAT dla turbinowych silników śmigłowcowych. Zdobyte doświadczenie można pożytecznie wykorzystać w zastosowaniu do silników użytkowanych nie tylko w lotnictwie czy w pojazdach wojskowych, ale i w innych warunkach: polowych, przemysłowych, morskich.

#### 4. Silniki okrętowe

Okrętowe turbinowe silniki spalinowe wzorowane są na wypróbowanych konstrukcjach lotniczych – śmigłowych i śmigłowcowych. Obecnie staje się już niemal zasadą, że powstają na drodze ich odpowiedniej modernizacji (tzw. marynizacji) związanej z koniecznością przystosowania do zasilania olejem napędowym i pracy w agresywnym środowisku morskim [8].

Odrębnym zagadnieniem jest niezbędne zapotrzebowanie mocy. W przypadku napędów okrętów wojennych różni się ono zasadniczo od wszystkich innych jednostek pływających, a jeszcze bardziej od zastosowań w transpor-

fifty years ago. At first patches of unwoven fabric were used, unwound on appropriate racks installed before engine intakes – replaced after each flight [3]. Then appeared the self-cleaning inertial dedusters of radial type (e.g. in the Sikorsky SH-3 Sea King, PZL Mi-2 choppers), axial, in the form of multi-cyclone pallets (e.g. the Bell 412 choppers) and radial-axial integrated with the engine (e.g. GE T700-GE-701C on the UH-60 Black Hawk chopper). The corresponding flowcharts of such dedusters are presented in Fig. 6.

The extensive tests on various filters and dedusters were carried out at the Motor-Vehicle Institute of Military University of Technology back in the 1970's (and are still continued) and at the Aviation Engineering Institute of Military University of Technology for chopper turbo engines. The experience gained can be efficiently applied to the engines used not only in aviation or military vehicles, but also in other conditions: field, industrial, marine.

#### 4. Marine engines

The marine turbine combustion engines are based on the proven aviation structures – those of a propeller and a chopper. At present this is almost a principle that they appear by way of appropriate modernization (so-called marinization) related to the necessity to adapt them to Diesel oil combustion and operation within the aggressive sea environment [8].

The necessary power demand is a separate issue. In case of warship propulsion, it principally differs from all the other vessels, even more from the applications in air or land transport. Cargo ships, like most airplanes (i.e. mainly cargo and passenger ones) and numerous motor-vehicles and rail cars are designed for traffic with fixed operating speed (excluding maneuvering, obviously). Warships are characterized by a varying power demand, designating even 90% of the total floating time for cruising and minimum speeds. However, there must be a possibility of reaching much higher speeds immediately at any time, up to the maximum speed, in order to accomplish a combat task or avoid collision. The difference between the cruising and maximum speed has existed almost ever since ships got rid of sails. The maximum speed is determined by combat demands on the one hand and restricted by common sense on the other, compromising between tactical demands and engineering capacities in this scope. In the 1990's the giving up of the „speed pursuit” at all cost was observed. The speed was fixed on the level of 30÷32

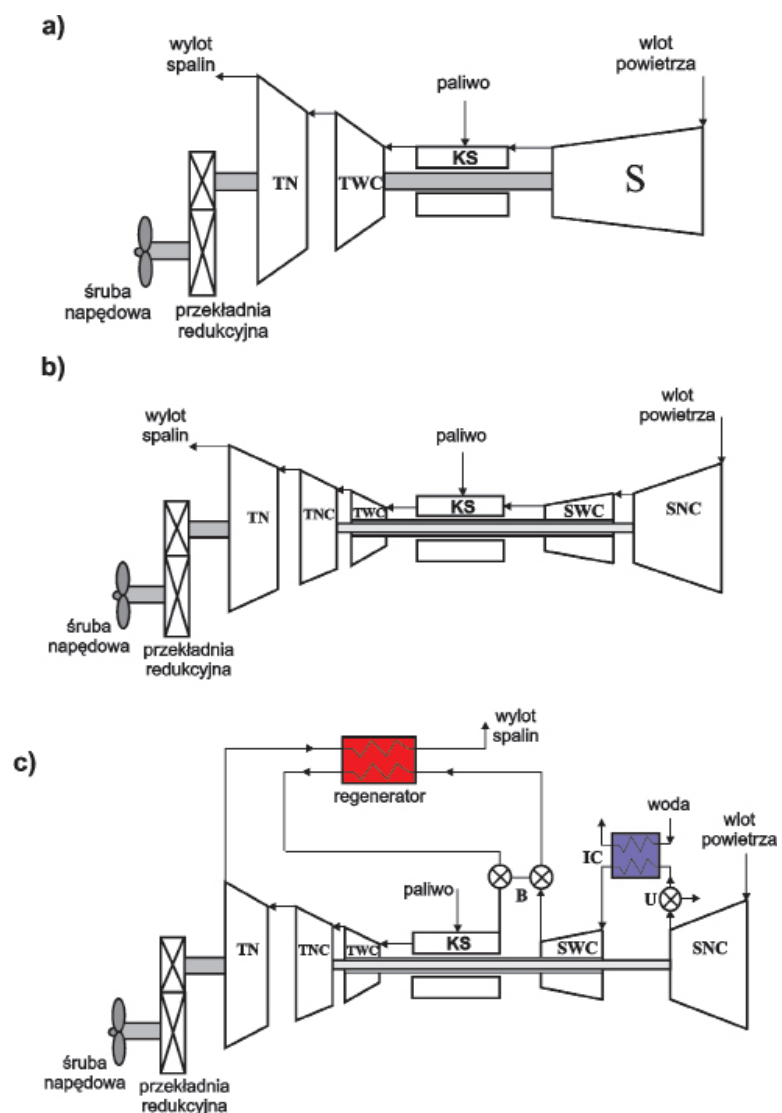
cie powietrznym czy lądowym. Statki towarowe podobnie jak większość samolotów (tj. głównie transportowych i pasażerskich) i wiele pojazdów drogowych oraz szynowych projektuje się do ruchu z ustaloną prędkością eksploatacyjną (oczywiście poza manewrowaniem). Okręty wojenne charakteryzuje zmienne zapotrzebowanie na moc, z przeznaczeniem nawet 90% ogólnego czasu pływania na prędkości krążownicze i minimalne. Musi jednak istnieć w każdej chwili możliwość natychmiastowego rozwinięcia dużo większych prędkości, aż do maksymalnej, w celu wykonania zadania bojowego lub uniknięcia kolizji. Różnica pomiędzy prędkością krążowniczą, a maksymalną istnieje bez mała od czasu, kiedy okręty wojenne pozbyły się żagli. Prędkość maksymalna jest z jednej strony określana przez wymagania bojowe, z drugiej zaś ograniczana przez zdrowy rozsądek, na drodze kompromisu między wymaganiami taktycznymi i możliwościami konstrukcyjnymi w tym względzie. W latach dziewięćdziesiątych ubiegłego stulecia można zaobserwować odejście od „pogoni za prędkością” uzyskaną za wszelką cenę. Ustaliła się ona na poziomie 30÷32 węzłów. Z kolei prędkość krążownicza, która wynika z przeznaczenia okrętu, podyktowana jest przede wszystkim wymaganiami w zakresie wykonywanych przez niego zadań. Obecnie określa się ją na poziomie 12÷18 węzłów.

Analizując różnicę prędkości pomiędzy wartościami 18 i 32 węzły, w kryteriach tylko i wyłącznie możliwych osiągnięć okrętu wojennego, nie jest ona imponująca. Biorąc jednak pod uwagę fakt, że dla jednostki pływającej zapotrzebowanie mocy wzrasta w przybliżeniu do trzeciej potęgi prędkości pływania sytuacja diametralnie się zmienia. Okazuje się bowiem, że w przypadku okrętu wojennego dla mniej niż 10% ogólnego czasu pływania z prędkością maksymalną instaluje się kilka, a nawet kilkanaście megawatów mocy nadmiarowej. W przypadku zastosowania do napędu okrętu łokowych silników spalinowych, zazwyczaj średnio- i szybkoobrotowych, należy liczyć się ze znacznym zwiększeniem masy i gabarytów siłowni, nawet o kilkadziesiąt ton i kilkanaście metrów sześciennych. Pojawienie się turbinowych silników spalinowych dużej mocy, przy jednocześnie małej masie i wymiarach głównych, to niewątpliwie zalety coraz częściej skłaniające konstruktorów współczesnych okrętów wojennych do ich szerokiego wykorzystania.

Oprócz zalet turbinowe silniki spalinowe mają też wady, przy czym najistotniejszą z nich jest stosunkowo duże jednostkowe zużycie paliwa przy pracy na obciążeniach częściowych. W takiej sytuacji możliwe są dwa sposoby rozwiązania problemu. Pierwszy, to stosowanie kombinowanych układów napędowych, o różnej konfiguracji, zapewniających ekonomiczne wykorzystanie

knots. The cruising speed, in turn, resulting from the ship's designation is most of all the consequence of requirements related to the tasks accomplished by such ship. At present it is determined on the level of 12÷18 knots.

Analyzing the difference between the values 18 and 32 knots, within the criteria of warship performances only, it is not impressive. However, considering the fact that the power demand of a vessel increased approximately to one third of the sailing speed power, the situation changes dramatically. It appears then that in case of a warship several or even more than a dozen of megawatt excess power is installed for less than 10% of the total floating time at the maximum speed. If piston combustion engines are applied to drive a ship, usually medium or high-speed, a significant growth of weight and size of the marine power plant, by several dozen tons and more than a dozen of cubic meters, should be considered.



Rys. 7. Współczesne konfiguracje okrętowych turbinowych silników spalinowych: a – silnik dwururkowy, b – silnik trójwurkowy, c – silnik trójwurkowy z chłodzeniem międzystopniowym i utylizacją ciepła spalin wylotowych, U – upust, B – obejście (by-pass), IC – chłodzenie międzystopniowe (intercooler)

Fig. 7. Modern configurations of marine turbine combustion engines: a – two-rotor engine, b – three-rotor engine, c – three-rotor engine with intercooler and outlet exhaust heat neutralization, U – bleed, B – by-pass, IC – intercooler

silników w całym zakresie zmian prędkości pływania [9]. Drugi kierunek działań zmierza do ciągłego doskonalenia obiegu cieplnego silnika. Tak między innymi zrodziła się pierwotna idea obiegu ICR (*Inter-Cooled Regenerative*) z chłodzeniem międzystopniowym i utylizacją ciepła spalin wylotowych [9].

Najogólniej rzecz ujmując można stwierdzić, że obecnie w technice napędów okrętów wojennych najbardziej rozpoznane są następujące formy konstrukcyjne silników turbinowych:

- turbinowy silnik spalinowy z jedną sprężarką osiową i jedną turbiną stanowiącą tzw. wytwornicę spalin napędzającą oddzielną (nie związaną mechanicznie) turbinę napędową (rys. 7a),
- turbinowy silnik spalinowy z dwuwirnikową wytwornicą spalin i oddzielną turbiną napędową (rys. 7b),
- turbinowy silnik spalinowy o konstrukcji trójwirnikowej z chłodzeniem międzystopniowym i utylizacją ciepła (rys. 7c).

W każdym z powyższych rozwiązań dla zmiany kierunku ruchu stosuje się nawrotne konfiguracje silników (z wewnętrznymi kanałami odwracającymi kierunek ruchu wirnika turbiny napędowej – rys. 8), śruby napędowe o skoku nastawnym, bądź nawrotne przekładnie redukcyjne.

Pierwsze rozwiązanie jest najkorzystniejsze ze względu na właściwości manewrowe okrętu, jednak odbywa się to kosztem obniżenia sprawności silników napędowych nawet o około 3÷6% [8]. Zmianę kierunku przepływu spalin przez dolną lub górną palisadę łopatek wirnikowych realizuje się przez obrót łopatek kierowniczych 1 (rys. 8a) lub jednoczesny obrót łopatek kierowniczych i uniesienie taśmy upustowej spalin (rys. 8b). Łopatkę biegu wstecz, których jest około dwukrotnie więcej niż łopatek biegu naprzód, mają odwrócone profile i są oddzielone półką 3 od palisady dolnej pracującej na bieg naprzód. Równoczesne, częściowe otwarcie obu kanałów przepływowych daje efekt równoważący momenty gazodynamiczne w wirniku turbiny napędowej, zapewniając płynność manewrowania okrętem. Maksymalna moc silnika przy pracy turbiny napędowej na wstecz wynosi około 10% mocy przy biegu naprzód. Czas przesterowania turbiny i zmiana kierunku ruchu z biegu naprzód na wstecz (i odwrotnie) wynosi 4÷7 s.

Śruby nastawne upraszczają układ transmisji momentu obrotowego, niestety emitują wysoki poziom szumów podwodnych ograniczający ich szerokie wykorzystanie.

Coraz mniej popularne są również przekładnie nawrotne. Skomplikowany technologicznie układ kinematyczny wymagający precyzyjnego, a zatem rozbudowanego systemu sterowania, przy znacznej masie i gabarytach przekładni są przyczyną odchodzenia od tego typu rozwiązań.

The appearance of high-power turbine combustion engines, combined with low weight and major dimensions, are the indisputable advantages inducing the structural engineers of modern warships to use them extensively.

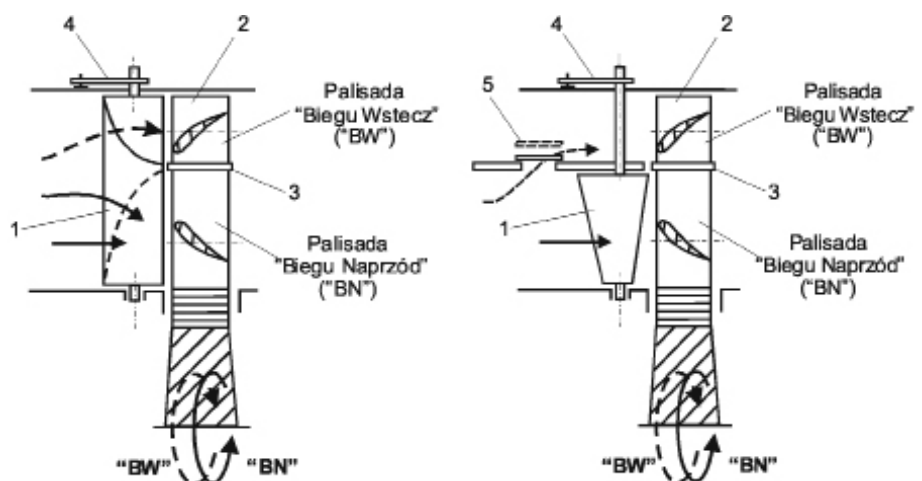
Apart from the advantages, there are also disadvantages of turbine combustion engines, whereby the most significant disadvantage is the relatively high unit fuel consumption during the operation with part loads. In such situation there are two methods of solving the issue. The first one is the application of hybrid driving units of varying configuration, providing the economic use of engines throughout the whole range of sailing speed changes [9]. The other way of action tends to the permanent improvement of the thermal circulation in the engine (*Inter-Cooled Regenerative ICR*) with intercooling and neutralization of the outlet exhaust heat [9].

Most generally speaking, the following structural forms of turbine engines are most commonly used in the warship power technology at present:

- Turbine combustion engine with one axial compressor and one turbine being the so-called exhaust generator powering the separate (standalone) power turbine (Fig. 7a),
- Turbine combustion engine with two-rotor exhaust generator and a separate power turbine (Fig. 7b),
- Turbine combustion engine with a three-rotor structure, intercooling and heat neutralization (Fig. 7c).

In each of the above solutions, the reversible engine configurations are applied to change the traveling direction (with internal ducts, reversing the power turbine rotor movement direction – Fig. 8), adjustable torque screw propellers, or reversible reduction gears.

The first solution is the most advantageous one, due to the maneuvering properties of the ship, however, this is done at the cost of reducing the power efficiency by up to ca. 3÷6% [8]. The upper or the lower deck of a double-deck blade rotor change the exhaust flow direction by rotating the guide vanes 1 (Fig. 8a) or rotating the guide vanes simultaneously and lifting the exhaust bleed tape (Fig. 8b). The reverse run vanes,



Rys. 8. Schemat nawrotnej turbiny napędowej: a) rozwiązanie „General Electric”, b) rozwiązanie „Zaria”; 1 – kierownica nastawna, 2 – pięciopiętrowa palisada łopatek wirnikowych, 3 – półka, 4 – mechanizm obracający kierownice nastawne, 5 – taśma upustowa

Fig. 8. Reverse power turbine flowchart: a) „General Electric solution”, b) „Zaria” solution; 1 – adjustable guide vane, 2 – multi level rotor vane palisade, 3 – shelf, 4 – mechanism rotating adjustable guide vanes, 5 – bleed belt

Eksploatacja układów napędowych z turbinowymi silnikami spalinowymi w warunkach morskich stawia przed użytkownikiem szereg specyficznych wymagań gwarantujących ich długotrwałą i bezawaryjną pracę. Użytkowanie w warunkach morskich wymaga zdolności do kontynuowania pracy układu napędowego podczas długotrwałych przechyłów, przegłębień i permanentnych kołysań okrętu w szorstkich warunkach pogodowych. Podczas intensywnego falowania morza, oprócz oddziaływania na węzły łożyskowe wirników silnika znacznych obciążeń mechanicznych, równie istotne zagrożenie stanowi możliwość bezpośredniego przedostawania się wody morskiej do części przepływowej, nawet w dość znacznych ilościach [7, 8, 9].

Zasysany przez silnik czynnik roboczy, tzw. pyrozol morski (suche powietrze zawierające stałe cząsteczki pochodzenia mineralnego oraz ciekłe cząsteczki wody, w których rozpuszczona jest sól wody morskiej), niosąc ze sobą w głąb kanałów przepływowych różnorodne substancje w nim zawarte, staje się przyczyną powstawania osadów. Pyrozol morski powstaje w wyniku oddziaływania wiatru i ruchu okrętu na powierzchnię morza. Zupełnie inny problem stanowi możliwość obecności spalin w pyrozolu zasysanym przez silnik. Pochodzą one z samego silnika (dysfunkcja uszczelnień labiryntowych), bądź też ich źródłem może być inny okrętowy silnik spalinowy napędu głównego lub pomocniczego okrętu. W konsekwencji wskaźniki energetyczne okrętowych turbinowych silników spalinowych, a tym samym ich charakterystyki zewnętrzne i wewnętrzne ulegają ciągłym zmianom wraz z upływem czasu eksploatacji. Jest to proces nieunikniony, którego dynamika i charakter przebiegu jest ściśle uzależniony od szeroko pojętych warunków eksploatacji. O skali tego zjawiska decydują również względy konstrukcyjne przyjętych rozwiązań wlotów powietrza, kanałów dolotowych i wylotowych, zastosowanych odpylaczy oraz zakresach pracy silnika. Obowiązującą zasadą przy projektowaniu kadłuba okrętu z napędem turbinowym jest usytuowanie wlotów powietrza możliwie najbliżej płaszczyzn diametralnej i owręza okrętu, na wysokości ponad warstwę przywodną (8 metrów nad poziomem morza). Ich kształt i usytuowanie powinno ograniczyć do minimum prawdopodobieństwo przedostania się do kanałów silnika masy wody rozbryzgiwanych przez kadłub i spalin wylotowych pracujących maszyn okrętowych. Współczesne szybkie okręty wojenne (i nie tylko) z napędem turbinowym wyposażane są w urządzenia oczyszczania powietrza (odpylacze), które zainstalowane na okręcie, pomiędzy wolną atmosferą i przekrojem wlotowym silnika, zmniejszają ilość wody, a tym samym ilość soli morskich przedostających się do kanałów międzyłopatkowych silnika. Ich konstrukcja, geometria i charakterystyki uwarunkowane są przeznaczeniem i możliwościami okrętu.

Warunki eksploatacji okrętowych turbinowych silników spalinowych podzielić można na dwie zasadnicze grupy [7, 8]:

- 1) warunki otoczenia, tj.:
- miejsce eksploatacji okrętu (baseny portowe, charakterystyka akwenu pływania itp.),

twice as many as forward run vanes, have reverted profiles and are separated by shelf 3 from the lower palisade operating on the forward run. The simultaneous, partial operating of both flow ducts gives an effect balancing the gas-dynamic torques in the power turbine rotor, providing the ship maneuver flexibility. The maximum power of the engine with reverse power turbine operation is ca. 10% of the forward run power. The turbine redirecting time and change of traffic direction from forward to reverse run (and vice versa) is 4÷7 s.

The adjustable screws simplify the torque transmission system, at the same time, unfortunately, emitting high level of underwater noises, which restricts any wide application.

The reverse gears become less and less popular, as well. The technologically complex kinetic layout requiring a precise, i.e. extended control system, with the big weight and large size of the gear cause the fact that such solutions are more and more frequently dropped.

The operation of propulsion systems with turbine combustion engines in the sea conditions sets a range of specific requirements with the user, guaranteeing a long-running and faultless work of such engines. Operation under sea conditions requires the ability to continue the function of the propulsion system during persistent tilts, trims and permanent swaying of the ship in stormy weather conditions. During intensive sea waves, in addition to the impact on the engine rotor bearings and large mechanical loads, there is a risk of large volumes of seawater getting into the passage [7, 8, 9].

The working medium sucked in by the engine, the so-called sea pyrosol (dry air containing solid particles of mineral origin and liquid water particles with sea water salt dissolved in them), becomes the source of sediments while carrying along various substances contained therein into the flow ducts. The sea pyrosol is created as a result of wind and ship movement effect on the sea surface. The possibility of exhaust presence in the pyrosol sucked in by the engine is another issue. They originate from the engine itself (labyrinth sealing dysfunction), or another marine combustion engine of the main or auxiliary power of the ship can be the source of such exhaust. In consequence, the energetic indexes of marine combustion turbine engines and their external and internal characteristics at the same time, are subject to continuous changes as the operation time goes by. This process is inevitable, the dynamics and nature thereof being closely dependent on the operating conditions, in the widest meaning thereof. The scale of this phenomenon is also decided upon by the structural terms of accepted air intake solutions, inlet and outlet ducts, dedusters applied and engine operation ranges. The principle applicable in designing the turbine powered ship hull is the location of air intakes as close to the diametral plain and the midship section as possible, on the level above the water layer (8 m above the sea level). Their form and situation should restrict to the minimum the probability of water masses splashed around by the hull and the outlet exhaust of working ship machines. The contemporary turbo powered fast warships (and not only) are fitted with air cleaning devices (dedusters) installed on the ship between the free atmosphere and engine intake section, reduce the

- parametry atmosfery w kontekście ich odchylenia od tzw. atmosfery wzorcowej (ISA),
- 2) zmiana geometrii kanałów przepływowych i stanu powierzchni spowodowana:
  - odwracalnym procesem zanieczyszczenia kanałów przepływowych i nieodwracalnym korozyjno-erozyjnym procesem zużycia ich powierzchni,
  - deformacją kształtu kadłubów zewnętrznych silnika (zmiana luzów promieniowych i osiowych w zespołach wirnikowych),
  - uszkodzeniami w następstwie przypadkowego przedostania się do części przepływowej tzw. obcych przedmiotów,
  - uszkodzeniami konstrukcji podzespołów regulacji geometrii części przepływowej (upust powietrza, elementy mechanizmu nawrotu oddzielnej turbiny napędowej, regulowana kierownica wlotowe etc.).

Zagadnienie szczególnej wrażliwości okrętowych turbinowych silników spalinowych na zmienność szeroko rozumianych morskich warunków eksploatacji nie straciło na aktualności od czasu pierwszych aplikacji tego typu napędu, kiedy w 1947 roku silnik „Gatric” produkcji British Associated Electrical Industries Ltd., oznaczony symbolem G1 (1840 kW) wykorzystano jako silnik mocy szczytowej do napędu kutra torpedowego Royal Navy o numerze taktycznym M.G.B.2009 [5, 6]. Stanowił on morską adaptację silnika odrzutowego Metropolitan – Vickers, do którego „dostawiono” oddzielną (swobodną) turbinę napędową. Pierwsze próby okrętu w morzu kompletnie zaskoczyły konstruktorów silną wrażliwością silnika na zanieczyszczenia osadami soli kanałów międzyłopatkowych sprężarki. Po około 20 godzinach pracy spadek osiągniętych przez okręt był tak duży, iż przerwano dalsze testy. Zaobserwowaną niedoskonałość udało się wówczas rozwiązać tylko częściowo, poprzez wtrysk wody destylowanej do powietrza na wlocie do sprężarki.

## 5. Inne zastosowania silników turbinowych

Główne cechy współczesnych lotniczych silników turbinowych: małe wymiary gabarytowe i masa odnoszone do jednostki mocy, jednostkowe zużycie paliwa porównywalne już z wartościami osiąganymi przez użytkowane silniki tłokowe o zapłonie iskrowym, wielopaliwowość, zdolność do prawie natychmiastowego obciążenia po rozruchu – powodują postępujące wykorzystywanie ich w innych dziedzinach techniki niż lotnictwo. Wielkoseryjnie produkowany w Polsce silnik GTD-350 (będący kopią wczesnej wersji silnika Allison 250 według licencji z „drugiej ręki”) – stanowiący napęd śmigłowców Mi-2 – był badany z zamiarem zastosowania go do napędu polowego agregatu prądowłórczego awaryjnie zasilającego instalacje lotniskowe (ITWL) oraz jako niskotoksyczny silnik zasilany zamiennie różnymi paliwami ciekłymi i gazem (Instytut Lotnictwa) [10].

Już we wczesnych latach drugiej połowy ubiegłego wieku opracowano wiele różnych konstrukcji turbinowych silników odrzutowych (jako wytwornic spalin) w zastosowaniu do napędzania szczytowych elektrowni stacjonarnych, okrętów i statków morskich, a wersje silników śmigłowcowych do napędu np. lokomotyw busterowych i ciężkich

woluminu wody i w tym samym czasie soli morskich dostających się do kanałów międzyłopatkowych silnika. Ich struktura, geometria i charakterystyki są warunkowane przez przeznaczenie i pojemności okrętu.

The marine combustion turbine engine operation conditions can be divided into two principal groups [7, 8]:

- 1) Ambient conditions, i.e.:
  - Ship operation place (harbor area, sailing water area characteristics, etc.),
  - Atmosphere parameters in the context of their deviations from the International Standard Atmosphere (ISA),
- 2) Change of flow duct geometry and surface condition caused by:
  - Reversible process of flow duct contamination and irreversible corrosion-erosion process of their surface wear,
  - Deformation of the shape of the external engine blocks (change of radial and axial clearances in the rotor assemblies),
  - Damage in consequence of accidental penetration of the so-called impurities into the flow part,
  - Damage of subassembly structure of flow part geometry (air bleed, reverse mechanism elements of separate power turbine, adjustable intake vane, etc.).

The issue of the particular sensitivity of marine turbine combustion engines to the variability of widely understood sea operation condition has never become out of date since the first applications of this type of power in 1947, i.e. when the „Gatric” engine manufactured by British Associated Electrical Industries Ltd., marked G1 (1840 kW) was used as the peak power engine to power the Royal Navy motor torpedo boat with tactical number M.G.B.2009 [5, 6]. It was the marine adaptation of the Metropolitan – Vickers jet engine, with separate (free) power turbine “added” to it. The first tests of the ship in the sea completely surprised the constructors with the strong sensitivity of the engine to contamination with salt sediments of the compressor intervanes. After ca. 20 hours of operation the drop of the ship performances was so significant that the further tests were interrupted. The imperfection observed was solved partially only by injection of distilled water into the air at the compressor’s intake.

## 5. Other applications of turbine engines

The major characteristics of modern turbine engines: small size and light weight against the unit of power, unit fuel consumption comparable with the values achieved by piston spark-ignition engines, multifuel characteristics, immediate load capacity after start-up – cause their progressive application in other fields of technology than aviation. The GTD-350 produced in long series in Poland (copy of the early version of the Allison 250 engine, under a „second hand” license) – powering the Mi-2 helicopters – was tested with the intention to apply it in a field generator set, powering airfield systems (ITWL) in emergency and as a low-toxicity engine interchangeably supplied with various liquid fuels (Institute of Aviation) [10].

Numerous turbine structures of jet engines (as exhaust generators) applied to power stationary power plants, warships and sea-boats, and the versions of chopper engines – to power

wozów bojowych. Próbowano wdrożyć silniki turbinowe do napędu samochodów ciężarowych dużej ładowności, a w nowoczesnych armiach wykorzystuje się je w agregatach prądowców samodzielnej artylerii lufowej i rakietowej. Wydaje się także sensowne zastosowanie silników turbinowych w napędach hybrydowych samochodów ciężarowych dużej ładowności. W omal niezmienionej postaci wykorzystuje się śmigłowe silniki turbinowe jako napęd desantowych poduszkiowców w przodujących technicznie armiach świata.

## 6. Podsumowanie

Wszystkie części silników turbinowych odpowiedzialne za prawidłowe działanie i trwałość ich zespołów są wykonywane z materiałów szlachetnych lub pokrywane zewnątrz takimi materiałami, co powoduje, że silniki jako całość są szczególnie odporne na agresywne składniki otaczającej atmosfery wraz ze znajdującymi się w niej zanieczyszczeniami. Elementy konstrukcji wymagające smarowania: łożyska toczne stanowiące podpory wirników sprzężarek i turbin oraz osi kół zębatach przekładni redukcyjnych do odbiornika mocy i przekładni napędu agregatów oraz samych kół zębatach decydują o ilości przepływającego oleju ze względu na potrzeby odprowadzania ciepła od tych części i zespołów. W lotnictwie i okrętownictwie stosuje się prawie wyłącznie oleje syntetyczne zachowujące swe właściwości w znacznie szerszym zakresie temperatur niż oleje mineralne stosowane jeszcze niekiedy w starszych silnikach.

Od pewnego czasu w transporcie naziemnym i w lotnictwie czynione są próby stosowania tzw. paliw odtwarzalnych ze szczególnym zwróceniem uwagi na zachowanie trwałości, niezawodności i bezpieczeństwa działania napędów z użyciem tego rodzaju paliw (i przekonania o tym szeregu oponentów). Dotychczasowe badania profesjonalne (jak i „półamatorskie” np. użytkowników brazylijskich) dotyczą głównie silników tłokowych – silniki turbinowe są „z natury” wielopaliwowe. Z uwagi na konieczność ograniczania ilości gazów cieplarnianych wprowadzanych do atmosfery należałoby upowszechnić wiedzę dotyczącą własności różnych paliw pod względem ilości energii uzyskiwanej przy wyemitowaniu podobnej masy dwutlenku węgla. Okazuje się na przykład, że dla paliw ropopochodnych 1 kg dwutlenku węgla powstaje przy wytworzeniu (przez spalanie paliwa) ok. 720 kJ energii, dla etanolu ten wskaźnik jest korzystniejszy i wynosi 960 kJ, a dla metanolu blisko 1200 kJ/kg<sub>CO2</sub>.

W silnikach intensywnie eksploatowanych, np. szybkich okrętów wojennych, a także w lotnictwie pasażerskim i transportowym (silniki o dużych nalotach godzinowych w krótkim czasie), stosuje się już powszechnie od niemal ćwierćwiecza okresowe mycie kanałów przepływowych wtryskiwanymi do wlotów cieczami rozpuszczającymi osady, przy jednoczesnym obracaniu wirników silnika z prędkościami obrotowymi „zimnego” rozruchu [4]. Takie okresowe mycie wypłukuje osady zanieczyszczeń na profilach łopatek sprzężarek i turbin oraz w otworach komory spalania przywracając sprawność tym zespołom silnika.

Wszystkie działania prowadzące do unowocześniania silników turbinowych jak minimalizacja zużycia paliwa,

booster locomotive engines and heavy combat vehicles were developed in the mid twentieth century. There were attempts to implement turbine engines to power large load-carrying capacity trucks and they are used in generating sets of independent barrel and missile artillery of modern armies. It also seems reasonable to apply turbine engines to hybrid drives of large load-carrying capacity trucks. Turbine chopper engines are used almost unmodified as the drive of hovercraft in the technologically leading armies of the world.

## 6. Summary

All the parts of turbine engines responsible for the proper operation and durability of their assemblies are made with noble materials or plated with such noble materials, in consequence the engines as a whole are particularly resistant to the aggressive components of the ambient atmosphere, together with the contaminants it contains. The structure elements demanding lubrication: roller bearings being the supports of compressor and turbine rotors and axes of the reduction gears to the power receiver and generator set drive gears as well as the gears alone decide on the volume of oil flowing through in terms of disposal of heat from those parts and assemblies. In aviation and shipbuilding synthetic oils are used in almost all cases as they maintain their properties at a larger temperature range than the mineral oils sometimes used in older engines.

For some time attempts have been made in land transport and aviation to apply renewable fuels with particular attention to maintaining durability, unfailing performance and safety of the functioning of various drives using this type of fuels (and convincing a number of opponents of the same). The professional research made so far (as well as the „semi-amateur”, e.g. by Brazilian users) mainly concerns piston engines – the turbine engines being multifuel “by nature”. Due to the necessity to restrict the volume of greenhouse gases emitted to the atmosphere, the knowledge related to the properties of various fuels should be disseminated, considering the amount of power obtained when emitting a similar amount of carbon dioxide. It appears, for example, that for oil derivative fuels 1 kg of carbon dioxide is generated by production of ca. 720 kJ of power (by burning the fuel), the index is better for ethanol i.e. 960 kJ, while it is almost 1200 kJ/kg<sub>CO2</sub> for methanol.

In the intensively used engines, e.g. of fast warships, and in passenger and cargo aviation (the engines with large amounts of flight hours within a short period of time), the regular washing of the flow ducts with sediment solving liquids injected in them has been commonly applied for almost a quarter of a century, with simultaneous rotating of the engine rotors at “cold” start speeds [4]. Such regular washing rinses the contaminant sediments on the compressor vane and turbine profiles and in the combustor openings restoring the efficiency of those engine assemblies.

All the actions leading to the modernization of turbine engines and the fuel consumption minimization, their technical condition diagnosing systems, increasing the subassembly durability by the application of intake air dedusters, appropriate situation and formation of intakes [13], as well as the

systemy diagnozowania ich stanu technicznego, zwiększanie trwałości podzespołów poprzez stosowanie odpylaczy powietrza wlotowego, odpowiednie umieszczanie i kształtowanie wlotów [13], a także stosowanie ejektorów gazów wylotowych czy nawet mycie kanałów przepływowych – są działaniami proekologicznymi. Ograniczają bowiem do-  
 różnie emisję hałasu i szkodliwych składników spalin oraz zmniejszają ilość energii koniecznej do wyprodukowania nowych silników dzięki wydłużeniu okresu bezpiecznej eksploatacji tych, już użytkowanych.

Staje się ważne (w odniesieniu do każdego urządzenia i rzeczy użytkowanej) minimalizowanie niezbędnej energii do ich wytworzenia, eksploatacji... aż do utylizacji. Wydaje się już koniecznością zmiana sposobu oceny opłacalności wykorzystywania wszelkich urządzeń technicznych nie według poniesionych kosztów ich wytworzenia i iluzorycznych oszczędności użytkowania na system oceny, w którym kryterium byłby stopień obciążenia środowiska naturalnego np. ilość wytwarzanego dwutlenku węgla od momentu rozpoczęcia produkcji, aż po proces utylizacji po złomowaniu.

application of outlet gas ejectors or even washing the flow ducts – are environment friendly actions. They restrict the noise and toxic exhaust component emission and reduce the amount of power necessary to produce new engines, thanks to the extension of safe operating period of those being already in use.

The minimization of the power necessary (in relation to every device and object used) to produce, operate and scrap them in the end becomes important. It seems necessary now to replace the valuation methods of using any technological equipment, not in terms of their production costs incurred and some illusive savings of use with a valuation system with the environment load extent, e.g. the amount of carbon dioxide produced since the production start until neutralization after scrapping, as a criterion.

*Artykuł recenzowany*

## Bibliografia/Bibliography

- [1] Balicki W., Szczeciński S., Kawalec K., Pągowski Z., Szczeciński J.: Historia i perspektywy rozwoju napędów lotniczych. Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, 2005.
- [2] Balicki W., Szczeciński S.: Diagnostyka lotniczych silników turbinowych. Zastosowanie symulacyjnych modeli silników do optymalizacji zbioru parametrów diagnostycznych. Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, 2001.
- [3] Dzierżanowski P., Kordziński W., Otyś J., Szczeciński S., Wiatrek R.: Turbinowe silniki śmigłowe i śmigłowcowe. Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa 1985.
- [4] Głowacki P., Michalak B., Szczeciński S.: Mycie kanału przepływowego. *Wojsk. Przegl. Techn. Z. 3*, 1990.
- [5] Hemingway B.E.: Surge and its implications in gas turbines. *The Oil Engine and Gas Turbine*. October 1961.
- [6] Hemingway B.E.: A new british naval gas turbine. *The Oil Engine and Gas Turbine*. October, England 1959.
- [7] House E.M.: Experience with the TF40B engine in the LCAC fleet. *International Gas Turbine and Exposition Cologne, Germany*, June 1-4, 1992.
- [8] Korczewski Z.: Metoda diagnozowania części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego w eksploatacji. Akademia Marynarki Wojennej (rozprawa doktorska), Gdynia 1992.
- [9] Korczewski Z.: Identyfikacja procesów gazodynamicznych w zespole sprężarkowym okrętowego turbinowego silnika spalinowego dla potrzeb diagnostyki. Monografia. Akademia Marynarki Wojennej, Gdynia 1999.
- [10] Niedziałek B., Balicki W., Gryglewski W.: Możliwości zastosowania silnika GTD-350 do celów nielotniczych. Ref. konfer. "Silwoj", Jurata 2003.
- [11] Sweetman B.: The most advanced jet fighter. *Popular Science*, Vol. 270, April 2007.
- [12] Szczeciński S. I in.: Turbinowe napędy samochodów. Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa 1985.
- [13] Szczepanik R., Szczeciński S.: Badanie warunków zasysania zanieczyszczeń mechanicznych do wlotów turbinowych silników odrzutowych. *Techn. Lotn. i Astron. Z. 3*, 1978.
- [14] Opisy silników F100 – PW – 220/220E/229 Growth, Materiały firmy Pratt and Whitney.

Kmdr dr hab. inż. Zbigniew Korczewski – Dziekan Wydziału Mechaniczno-Elektrycznego, Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni.

*Mr Zbigniew Korczewski, DSc., DEng. – Commodore and Professor in the Polish Naval Academy in Gdynia.*



Dr inż. Włodzimierz Balicki – adiunkt w Zakładzie Napędów, Instytut Lotnictwa Warszawa.

*Mr Włodzimierz Balicki, DEng. – assistant professor in the Institute of Aviation, Warsaw.*



Prof. dr hab. inż. Stefan Szczeciński – profesor konsultant, Instytut Lotnictwa Warszawa.

*Prof. Stefan Szczeciński, DSc., DEng. – professor in the Institute of Aviation, Warsaw.*



## Wpływ parametrów sekwencyjnego wtrysku ciekłego LPG na wybrane parametry użytkowe silnika spalinowego

*W pracy przedstawiono wybrane wyniki badań dotyczących wpływu parametrów sekwencyjnego wtrysku ciekłego LPG na parametry użytkowe silnika spalinowego. Badania realizowano w Zakładzie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych na silniku ZI typu MD-111E, który przystosowano do zasilania paliwem LPG w systemie wielopunktowego wtrysku paliwa do kanałów kolektora dolotowego. W badaniach realizowano wtrysk sekwencyjny pojedynczy i podwójny. Uzyskane wyniki badań świadczą o bardzo dużym wpływie parametrów wtrysku (początku wtrysku i wielkości dawki) na parametry użytkowe silnika, takie jak: moc, moment obrotowy i sprawność silnika.*

*Słowa kluczowe: system zasilania silnika spalinowego, zasilanie LPG, wtrysk sekwencyjny, wtrysk LPG w fazie ciekłej*

### The effect of injection timing parameters for liquid LPG fuel on selected operating parameters of the internal combustion engine

*This article presents selected results of scientific research concerning the influence of the LPG fuel sequential injection parameters on the operating parameters of the internal combustion engine. Research was performed in the Department of Vehicles and IC Engines on SI MD-111E engine, which has been adapted to LPG fuel supply in multi-point injection system to the branches of the inlet manifold. During the research the sequential single and double injection were performed. The tests results obtained show very significant influence of the injection parameters (onset of injection and size of the dose) on the engine operating parameters such as: engine power, torque and efficiency.*

*Key words: LPG fuelling systems, sequential fuel injection, liquid phase LPG injection*

## 1. Wprowadzenie

Równoległe do rozwoju układów zasilania olejem napędowym silników wysokoprężnych oraz układów zasilania benzyną silników o zapłonie iskrowym [8, 10] rozwijają się układy zasilania LPG [1, 2, 5, 9]. Schematycznie rozwój ten ilustruje rys. 1. Konstrukcja układów zasilania LPG silników o zapłonie iskrowym musi być odpowiednia w relacji do układów zasilania benzyną, ze względu na konieczność spełnienia limitów emisji związków toksycznych, jak również ze względu na możliwość współpracy z systemami sterowania pracą silnika i autodiagnostyki pokładowej OBD.

Uzyskanie poprawy w zakresie ograniczenia emisji związków toksycznych przez silnik benzynowy przy zasilaniu gazem LPG wymaga znacznego wysiłku przy doborze i regulacji układu sterującego pracą silnika [6, 7]. Dla zapewnienia poprawnego zaopatrzenia w paliwo we wszystkich warunkach pracy silnika niezbędne jest stosowanie elektronicznego sterowania dawką podawanego paliwa indywidualnie dla każdego cylindra, co jest stosowane przez nowe systemy zasilania.

Oferowane na rynku systemy wtryskowego zasilania LPG w fazie ciekłej do kolektora dolotowego realizują proces wtrysku analogicznie do zastosowanego procesu wtrysku benzyny [14]. Działają one na zasadzie „master-slave”, tzn. sterownikiem nadrzędnym jest sterownik systemu wtrysku benzyny, natomiast sterownik LPG jest sterownikiem podrzędnym. Proces wtrysku LPG jest zatem uzależniony od

## 1. Introduction

Simultaneously to the development of the diesel oil fuelling systems for diesel engines and gasoline fuelling systems [8, 10] for spark ignition engines LPG fuelling systems [1, 2, 5, 9] are developed. This development is presented schematically in Fig. 1. The design of the LPG fuelling systems for spark ignition engines has to be appropriate in relation to gasoline fuelling systems, because of the need to keep the compliance with the emission limits for toxic components, as well as because of the possible cooperation with engine control systems and OBD (on-board diagnostic systems).

Obtaining the improvement in the field of limiting of the toxic compounds emission by the gasoline engine while fuelling with the LPG requires a lot of effort during the selection and adjustment of the engine control system. It is necessary to assure the correct supply of the fuel in all conditions of engine operation using the electronic control of the dose of the fuel supplied individually to each cylinder, which is applied in new fuelling systems.

Systems of injection fuelling with LPG in the liquid phase to the inlet manifold offered today on the market accomplish the process of injection analogically to the process of the injection of gasoline [14]. These systems operate based on the „master-slave” principle, meaning that the controller of the gasoline injection system is the superior controller, and the LPG controller is the subordinate controller. Process of the LPG injection is in this way made dependent

parametrów wtrysku benzyny, tj. głównie od czasu wtrysku i początku wtrysku. Z uwagi na odmienne właściwości fizykochemiczne paliwa LPG w relacji do benzyny wymagane są niezbędne korekty w realizacji procesu wtrysku [2, 3, 4, 12].

W Zakładzie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Rzeszowskiej przeprowadzono szeroki zakres badań dotyczących wpływu parametrów sekwencyjnego wtrysku ciekłym LPG na wybrane parametry użytkowe i ekologiczne silnika spalinowego [4, 5, 6, 7]. W prezentowanej publikacji zawarto wyniki badań i ich ocenę w aspekcie parametrów użytkowych.

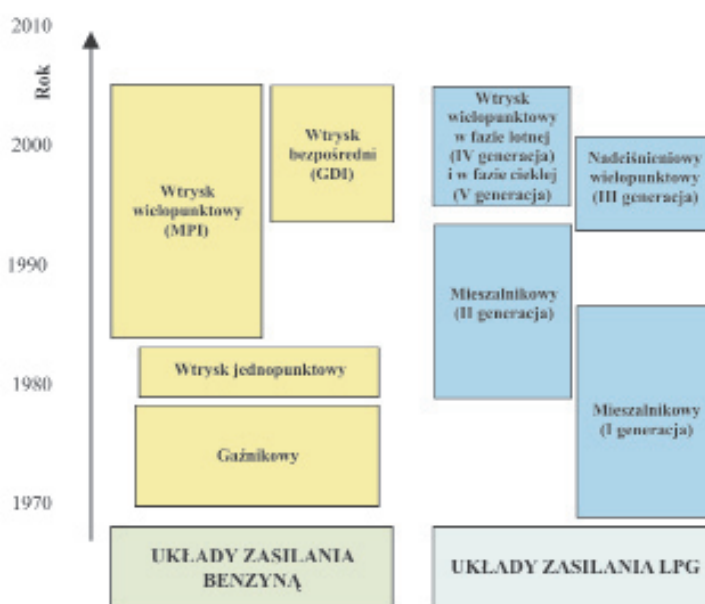
Analizując dane prezentowane w literaturze dotyczące wyników uzyskiwanych parametrów użytkowych przy zasilaniu benzyną w relacji do zastosowanego systemu wtrysku, okazuje się, że w przypadku wtrysku pośredniego benzyny wtrysk sekwencyjny jest znacznie korzystniejszy od wtrysku symultanicznego [11, 13]. Silnik pracujący pod obciążeniem przy wtrysku sekwencyjnym, w porównaniu z zasilaniem z wtryskiem jednoczesnym, charakteryzuje się zmniejszonym zużyciem paliwa i niższą zawartością składników szkodliwych w spalinach. W systemach z wtryskiem sekwencyjnym paliwo podawane jest do każdego cylindra podczas jednego wtrysku (wtrysk pojedynczy) lub dwóch wtrysków (wtrysk podwójny) realizowanych w określonej fazie.

Przy zasilaniu w systemie wtrysku symultanicznego (jednoczesnego) paliwo podawane jest jednocześnie do wszystkich cylindrów w tej samej chwili. Wyróżnia się wtrysk synchroniczny, w którym paliwo podawane jest do kolektora w fazie otwarcia zaworu dolotowego oraz wtrysk asynchroniczny, realizowany w okresie zamknięcia zaworu dolotowego.

## 2. Obiekt i zakres badań eksperymentalnych

Obiektem wykorzystywanym do badań był sześciocylindrowy turbodoładowany silnik z zapłonem iskrowym typu MD-111ET<sup>1)</sup> z turbosprężarką Čz K36 przeznaczony do agregatu prądotwórczego. Silnik ten jest zmodyfikowaną konstrukcją silnika wysokoprężnego typu MD-111E.1 produkcji Wytwórni Silników Wysokoprężnych „PZL Mielec”. W wersji zasilania ciekłym LPG zastosowano system wtrysku sekwencyjnego firmy Vialle (rys. 2). W silniku zasilanym LPG w relacji do wersji wysokoprężnej MD-111E.1 dokonano szeregu zmian konstrukcyjnych, m.in.: obniżono stopień sprężania z 16,5 do 9 przez zmianę komory spalania w tłoku, zamontowano układ zasilania LPG firmy Vialle, zabudowano układ zapłonowy (świece zapłonowe zamontowano w miejscu wtryskiwaczy) oraz wprowadzono przepustnicę mieszanki w kolektorze dolotowym. Podstawowe dane techniczne silnika zawiera tab. 1.

Badania eksperymentalne realizowano pod kątem analizy zależności pomiędzy parametrami wtrysku sekwencyjnego



Rys. 1. Rozwój systemów zasilania benzyną i LPG

Fig. 1. Development of gasoline and LPG fuelling systems

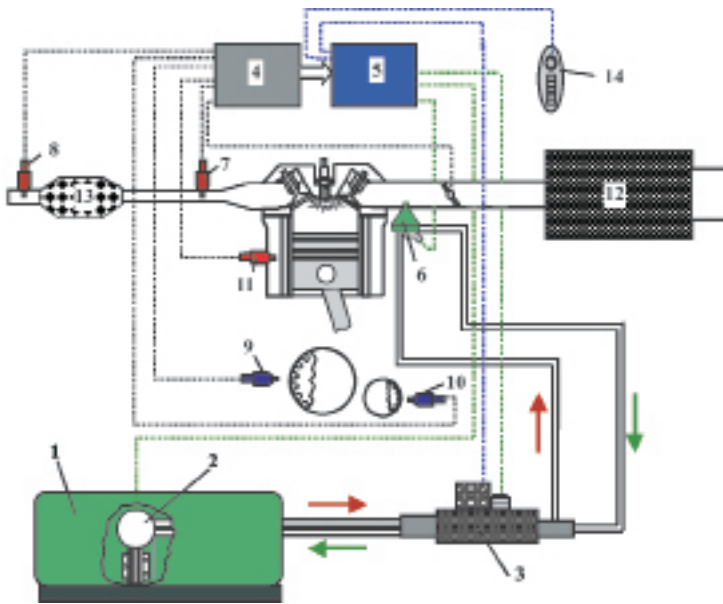
on parameters of the gasoline injection, which means, it is mainly dependent on the injection time and the onset time of the injection. With regard to different physical and chemical properties of the LPG fuel in relation to gasoline during the realization of the injection process appropriate corrections are required [2, 3, 4, 12].

In the Department of Automotive Vehicles and Internal Combustion Engines of Rzeszów University of Technology a wide range of research was carried out regarding the influence of sequential injection of liquid LPG fuel parameters on selected operating and ecological parameters of the internal-combustion engine [4, 5, 6, 7]. In the presented publication results of the conducted research and their assessment in the aspect of operating parameters was included.

During the analysis of the data presented in the literature and referring to the effects of the obtained operating parameters in the case of fuelling with gasoline in relation to the applied injection system, it was emerged, that in the case of indirect injection of gasoline the sequential injection is significantly more profitable than the simultaneous injection [11, 13]. Engine running under the load with sequential injection, in comparison to fuelling with simultaneous injection, is characterized by a reduced consumption of fuel and lower contents of toxic components in the exhaust gases. In the sequential injection systems the fuel is being delivered to each of the cylinders during one injection (single injection) or during two injections (double injection) accomplished in the specified phase.

When fuelling in the system of the simultaneous injection (concurrent), the fuel is being delivered simultaneously to all cylinders at the same moment. Synchronous injection in which the fuel is being delivered to the manifold in the phase of the inlet valve opening is the distinctive one as well as the asynchronous injection, which takes place during the period of the inlet valve closure.

<sup>1)</sup>Oznaczenie zmodyfikowanego silnika zostało ustalone przez WSW „PZL-Mielec”.



ciekłej mieszaniny propanu i butanu a wskaźnikami pracy silnika [4]. Zrealizowano względnie dużą liczbę pomiarów, aby osiągnąć założony cel badań doświadczalnych. Podstawowymi parametrami, które podlegały rejestracji były m.in.:

Rys. 2. Schemat instalacji firmy VIALLE: 1 – zbiornik paliwa LPG, 2 – pompa LPG, 3 – regulator ciśnienia, 4 – sterownik benzyny, 5 – sterownik LPG, 6 – wtryskiwacz LPG, 7 – pierwszy czujnik tlenu, 8 – drugi czujnik tlenu, 9 – czujnik prędkości obrotowej, 10 – czujnik położenia wałka rozrządu, 11 – czujnik temperatury cieczy chłodzącej, 12 – filtr powietrza, 13 – katalizator spalin, 14 – przełącznik wyboru paliwa

Fig. 2. Schematics of the VIALLE system: 1 – LPG fuel tank, 2 – LPG pump, 3 – pressure controller, 4 – gasoline controller, 5 – LPG controller, 6 – LPG injector, 7 – first oxygen sensor, 8 – second oxygen sensor, 9 – engine speed sensor, 10 – camshaft position sensor, 11 – coolant temperature sensor, 12 – air filter, 13 – catalytic converter, 14 – switch for changing fuel type

## 2. Subject of research and range of experimental works

The object used during the tests was a six-cylinder turbocharged spark ignition engine of MD-111ET type with the Čz K36 turbocharger intended for the power generator. This engine is the modified design of the MD-111E.1 type diesel engine produced by „PZL Mielec” Diesel Engines Factory. The system of the sequential injection of the VIALLE company was applied to the version fuelling with LPG in a

Tabela 1. Podstawowe dane techniczne silnika MD-111ET

Table 1. Basic technical data of the MD-111ET engine

Parametr/Parameter	Wielkość/Quantity
Obieg pracy/Engine work circulation	czterosuwowy/four-stroke-cycle
Średnica cylindra/Bore	127 mm
Skok tłoka/Stroke	146 mm
Pojemność skokowa/Displacement	11 097 cm <sup>3</sup>
Liczba i układ cylindrów/Number and arrangement of cylinders	6-cylindrowy, rzędowy/six cylinder in-line engine
Kolejności zapłonu/Ignition order	1-5-3-6-2-4
Układ spalania/Combustion system	zapłon iskrowy/spark ignition
Stopień sprężania/Compression ratio	9
Układ chłodzenia/Cooling system	cieczowy/liquid
Kąty otwarcia i zamknięcia zaworów/Valve opening and closure angles: dolotowego (otwarcie, zamknięcie)/of inlet valve (opening, closure) wylotowego (otwarcie, zamknięcie)/of outlet valve (opening, closure)	8° przed ZZ, 232° po ZZ/8° before clos., 232° after clos. 134° po ZZ, 20° po ZZ/134° before clos., 20° after clos.
Układ zasilania LPG/LPG fuelling system	wtryskowy z wielopunktowym wtryskiem sekwencyjnym ciekłej mieszaniny LPG do kolektora dolotowego/injection system, with multipoint sequential injection of liquid LPG mixture to the inlet manifold
Zbiornik LPG/LPG fuel tank	– ciśnieniowy firmy Stako/pressure vessel from Stako co.
Pompa z wielozaworem/Pump with multi-valve	– przeponowa firmy VIALLE/VIALLE diaphragm pump
Silnik napędu pompy/Pump drive motor	– bezszczotkowy prądu przemiennego/brushless AC motor
Regulator ciśnienia/Pressure controller	– z mechanicznym modulem regulacji ciśnienia i elektrozaworem odcinającym utrzymujący stałe nadciśnienie zasilania 0,5 MPa w stosunku do ciśnienia w zbiorniku/with mechanical pressure regulation module and electromagnetic shut-off valve, keeping constant fuelling overpressure of 0.5 MPa in relation to the tank pressure
Wtryskiwacze/Injectors	– elektromagnetyczne firmy VIALLE/electromagnetic of VIALLE co.
Oporność cewki wtryskiwacza/Injector coil resistance	– 1,8 Ω/1,8 Ω
Mocowanie wtryskiwaczy/Injectors fixing	– w korpusie z adapterem/in holder with adaptor
Układ sterowania/Management system	– sterownik firmy VIALLE współpracujący z układem sterowania wtryskiem firmy Delta Tech Electronics/controller of VIALLE co. interoperating with the injection control system of Delta Tech Electronics company

- ilość zasysanego powietrza,
- zużycie paliwa,
- czas sygnału wtrysku sterownika nadrzędnego sterującego wtryskiem,
- czas sygnału wtrysku sterownika LPG,
- prędkość obrotowa i położenie wału korbowego,
- parametry determinujące przebieg wtrysku paliwa: ciśnienie wtrysku, początek wtrysku, temperatura paliwa, gęstość paliwa,
- przebieg ciśnienia w komorze spalania,
- wznios zaworu dolotowego i wydechowego,
- temperatura otoczenia, cieczy chłodzącej, spalin,
- stężenie węglowodorów HC, tlenku węgla CO, tlenków azotu NO<sub>x</sub> w spalinach.

Pomiary przeprowadzono dla różnych warunków obciążenia silnika i prędkości obrotowej (tab. 2 i 3).

Tabela 2. Plan badań dla wtrysku pojedynczego

Table 2. Research plan for single injection

Prędkość obrotowa/ engine speed	Obciążenie*/load*			
	20%	40%	60%	100%
900	–	•	•	•
1500	•	–	•	•

\* obciążenie odniesione do maksymalnego możliwego do uzyskania przy wtrysku pojedynczym/load in relation to max load possible to obtain with single-point injection

Wybrano dwie prędkości obrotowe: 900 obr/min (prędkość maksymalnej sprawności napełniania) oraz 1500 obr/min (prędkość robocza silnika wynikająca z zastosowania do napędu prądnicy w elektrowni kontenerowej). W badaniach realizowano wtrysk sekwencyjny pojedynczy oraz podwójny. Możliwy zakres zmian początku wtrysku, dla ustalonego położenia czujnika tarczy sygnałowej, wynosił 360° (łącznie z czasem wtrysku). W procesie wtrysku dokonywano m.in. zmian czasu sygnału wtrysku, kąta opóźnienia wtrysku (wyznaczającego początek wtrysku), czasu sygnału wtrysku pilotującego<sup>2)</sup> i opóźnienia przed wtryskiem pilotującym dla wtrysku podwójnego sekwencyjnego oraz prędkości obrotowej silnika pompy LPG (która miała wpływ na ciśnienie wtryskiwanego LPG).

### 3. Stanowisko badawcze i procedura badań

Konfiguracja stanowiska badawczego była następująca (rys. 3):

- hamulec hydrauliczny Schenck D-630E, pozwalający na płynną zmianę obciążenia silnika w całym zakresie prędkości obrotowej i mocy użytecznej,
- zautomatyzowany system masowego pomiaru zużycia paliwa firmy AVL z dwoma czujnikami pomiarowymi firmy Micro Motion F025M oraz F010M,
- system masowego pomiaru zużycia powietrza firmy AVL, pozwalający na bieżąco śledzić zmiany współczynnika napełniania,

<sup>2)</sup> Przez wtrysk pilotujący należy rozumieć w tym opracowaniu pierwszą część dawki w układzie podwójnego wtrysku sekwencyjnego.

liquid form (Fig. 2). In the LPG fuelled engine in relation to the MD-111E.1 diesel version a number of changes was made, among other things: compression ratio was lowered from 16.5 to 9 through changes in the combustion chamber in the piston, the Vialle LPG fuelling system was installed, ignition system was fitted (in the place of the injectors the spark plugs were installed) and the mixture throttling valve was installed in the inlet manifold. Basic technical data are presented in Table 1.

Experimental tests were realized with the consideration of the analysis of dependencies between the sequential injection parameters of the liquid propane butane mixture and the indicators of the engine operation [4]. Relatively large number of measurements was performed in order to reach the assumed purpose of experimental tests. Basic parameters, among other, which were recorded are as follows:

- amount of sucked air,
- fuel consumption,
- time of the signal from parent controller, which controls the fuel injection,
- time of the signal of the LPG controller,
- engine speed and position of the crankshaft,
- parameters which determine the course of the fuel injection: injection pressure, onset of injection, fuel temperature, fuel density,
- time course of pressure in the combustion chamber,
- valve lift of the inlet and outlet valves,
- temperature: ambient, coolant and exhaust gas temperature,
- concentration of hydrocarbons (HC), carbon monoxide (CO) and nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) in exhaust gas.

Measurements were performed for various conditions of the engine load and various speeds (Tables 2 and 3).

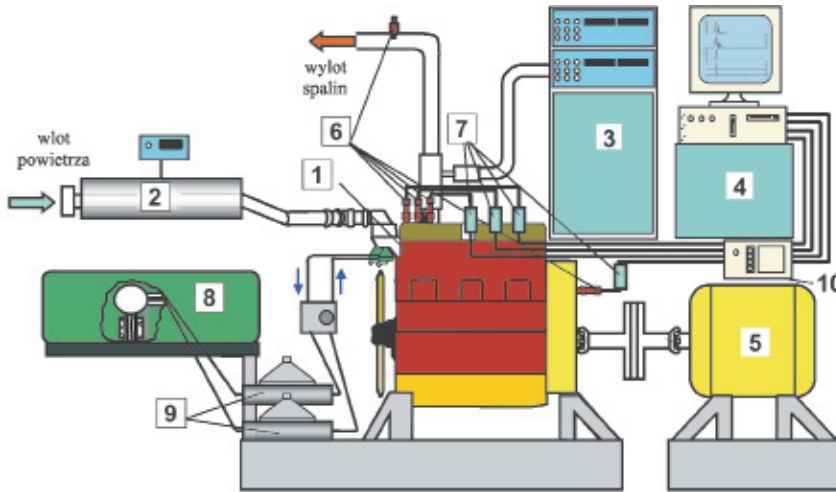
Tabela 3. Plan badań dla wtrysku podwójnego

Table 3. Research plan for double injection

Prędkość obrotowa/ engine speed	Obciążenie/load			
	25%	50%	75%	100%
900	–	•	•	•
1500	•	–	•	•

Two engine speeds were selected: 900 rpm (maximum filling efficiency speed) and 1500 rpm (working speed resulting from the use of the engine to drive a generator in a container – mounted power plant). During this research the sequential single and double injection was realized. Possible range of changes of the injection onset for specified position of the signal disc sensor was 360° (including time of injection). During the injection the following parameters were modified: injection signal time, injection delay angle (which determines the onset of injection), time of the piloting injection<sup>2)</sup> signal and the time of delay before the piloting injection for sequential double injection and the speed of the LPG pump motor (which had an impact on the pressure of injected LPG fuel).

<sup>2)</sup> The pilot injection shall mean the first part of the dose in the sequential, double injection system.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego: 1 – silnik, 2 – system pomiaru zużycia powietrza, 3 – analizatory spalin, 4 – komputer sterujący z kartą rejestrującą, 5 – hamulec, 6 – czujniki pomiarowe wielkości szybkozmiennych, 7 – wzmacniacze pomiarowe, 8 – zbiornik LPG, 9 – miernice zużycia paliwa, 10 – separator sygnału

Fig. 3. Diagram of the testing station: 1 – engine, 2 – system for air consumption measurement, 3 – exhaust gas analyzers, 4 – controlling computer with recording card, 5 – brake, 6 – sensors for measuring of dynamic values (fast changing values), 7 – measuring amplifiers, 8 – LPG fuel tank, 9 – fuel consumption gauges, 10 – signal separator

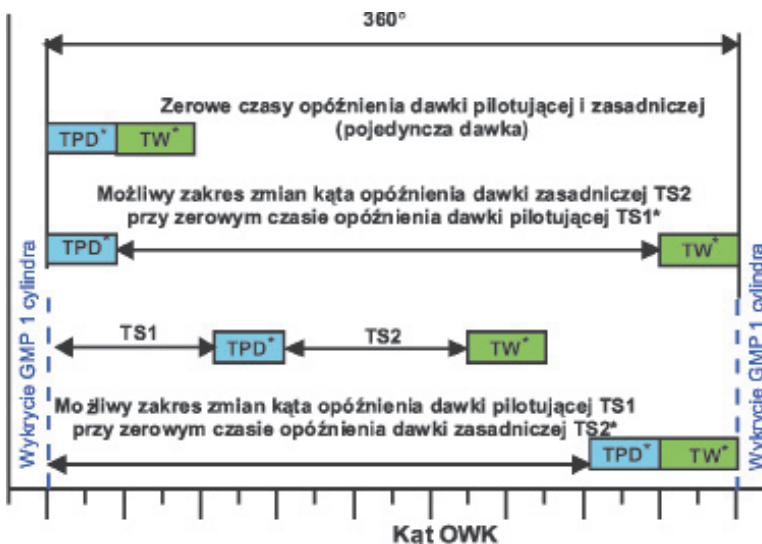
### 3. Testing station and testing procedure

Configuration of the testing station was as follows (Fig. 3):

- hydraulic brake by Schenck, type D-630E, enabling a smooth change of engine load in the entire range of engine speed and power output,
- automated system by AVL designed for the mass measurement of the fuel consumption equipped with 2 sensors of Micro Motion: F025M and F010M,
- system by AVL for mass measurement of air consumption, which allows tracing the changes of the cylinder filling ratio on an on-going basis,
- exhaust gas analysis system of AMA 2000 type by PIERBURG, intended for the measurement of the hydrocarbons and nitric oxides concentration in the exhaust gases,
- exhaust-gas analyzer type BEA-350 by BOSCH co. intended for the measurement of the carbon monoxide concentration in exhaust gas and for analysis of the  $\lambda$  air excess coefficient,

- system analizy spalin firmy PIERBURG typu AMA 2000 do pomiaru stężenia węglowodorów i tlenków azotu w spalinach,
- analizator spalin typu BEA-350 firmy BOSCH do pomiaru stężenia tlenku węgla w spalinach oraz do analizy współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ ,
- komputerowy system rejestracji wielkości szybkozmiennych, wykorzystany do pomiaru przebiegu sygnałów sterujących otwarciem wtryskiwaczy, ciśnienia w kolektorze dolotowym, wzniosu zaworów silnika, przebiegu ciśnień w cylindrach 1 i 6 oraz położenia znacznika wału korbowego;

- computer system for recording fast changing values, used for the measurement of the course of injector opening controlling signals, for measuring pressure in the inlet manifold, valve lift of the engine valves, pressure course in the cylinders 1 and 6 and for determination of the crankshaft marking. The system is based on National Instruments AT-MIO-16E-1 measuring card (sampling frequency of 1.25 MHz) with signal separator of NI SCXI 1125 type.



Rys. 4. Zakres możliwości sterowania wtryskiem wynikający z ograniczeń sterownika: TPD\* – kąt wtrysku dawki pilotującej, TW\* – kąt wtrysku dawki zasadniczej, TS1 – kąt opóźnienia dawki pilotującej, TS2 – kąt opóźnienia dawki zasadniczej

Fig. 4. Range of the injection control possibilities resulting from constraints of the controller: TPD\* – piloting dose injection angle, TW\* – main dose injection angle, TS1 – piloting dose delay angle, TS2 – main dose delay angle

The control of the injection onset was tied with the angle limit resulting from the injection controller properties. The Sum of the assigned injection angle (injection angles) and the injection delay angle (angles) cannot exceed 360 CA. The range of the possible changes in the injection onset and in the time of injection in the function of the CA angle was illustrated in Fig. 4.

Tests were realized for two settings of the sensor of signaling disc position signal. In the first case, the onset of the single injection was realized with respect to TDC in the filling stroke, in the following points:  $-200^\circ$ ,  $-130^\circ$ ,  $-60^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $100^\circ$ . The value of  $100^\circ$  angle was realized with the lowest dose of the fuel.

In case of the double injection, for each of the measuring points the changes were made in the onset of the injection of the main dose 4-times, with the constant onset of the injection of the piloting dose of  $200^\circ$  before TDC in the filling stroke. The onset of the main dose injection in relation to TDC in the suction stroke was:

system oparty na karcie pomiarowej National Instruments AT-MIO-16E-1 (o częstotliwości próbkowania 1,25 MHz) z separatorem sygnału typu NI SCXI 1125.

Sterowanie początkiem wtrysku związane było z ograniczeniem kątowym wynikającym z właściwości sterownika wtrysku. Suma zadanego kąta (kątown) wtrysku oraz kąta (kątown) opóźnienia wtrysku nie mogła przekraczać 360°OWK. Zakres możliwych zmian początku wtrysku i czasu jego trwania w funkcji kąta OWK zilustrowano na rys. 4.

Badania realizowano dla dwóch ustawień czujnika sygnału położenia tarczy sygnałowej. W pierwszym przypadku początek wtrysku pojedynczego realizowany był względem GMP w suwie napełniania w punktach: 200°, -130°, 60°, 0°, 40°, 100°. Wartość kąta 100° była realizowana przy najmniejszej dawce paliwa.

W przypadku wtrysku podwójnego, dla każdego punktu pomiarowego dokonywano zmian początku wtrysku dawki zasadniczej 4-krotnie, przy stałym początku wtrysku dawki pilotującej 200° przed GMP w suwie napełniania. Początek wtrysku dawki zasadniczej względem GMP w suwie ssania, w przypadku wtrysku podwójnego, wynosił: 140° + TPD\*° (kąt obrotu wału korbowego odpowiadający czasowi wtrysku dawki pilotującej), -80° + TPD\*°, -20° + TPD\*°, 40° + TPD\*°.

Przypadek pierwszego ustawienia czujnika umożliwił analizę wpływu początku wtrysku realizowanego przed otwarciem zaworu dolotowego oraz w zakresie jego początkowego otwarcia na parametry silnika (rys. 5).

Dla drugiego ustawienia czujnika położenia tarczy sygnałowej początek wtrysku przy wtrysku pojedynczym wynosił: -20°, 20°, 60°, 100°, 140°, 180°, 220°. W przypadku wtrysku podwójnego początek wtrysku pilotującego był stały i wynosił -20°, natomiast zasadniczego wynosił: 60° + TPD\*°, 100° + TPD\*°, 140° + TPD\*°, 180° + TPD\*°, 220° + TPD\*°. Wartość kąta 220° była realizowana przy najmniejszej dawce paliwa z uwagi na ograniczenia sterownika. W tym przypadku celem była realizacja początków wtrysku w całym zakresie otwarcia zaworu dolotowego (rys. 6).

**4. Wybrane wyniki badań eksperymentalnych**

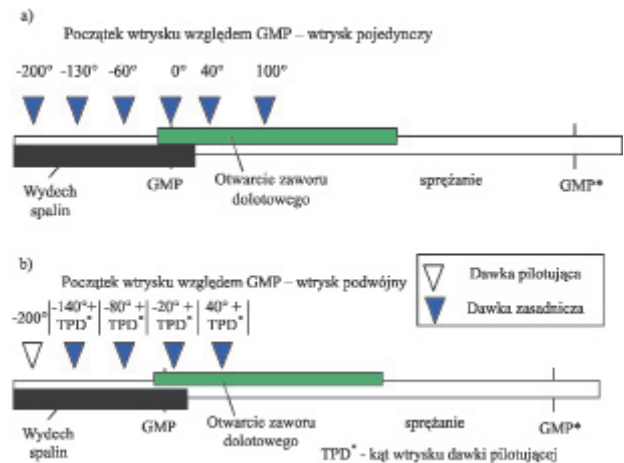
Wybrane wyniki badań odnośnie wpływu parametrów wtrysku na parametry użytkowe silnika przedstawiono na wykresach (rys. 7÷26).

Zmiana parametrów wtrysku ma istotny wpływ na użytkiwane parametry użytkowe. Zasadniczym parametrem jest początek wtrysku. Zmiana początku wtrysku paliwa pociągała za sobą niewielką zmianę sprawności napełniania cylindra, w związku z czym niewielkim wahaniom ulegał również ogólny współczynnik nadmiaru powietrza ( $\lambda \approx 0,98-1,02$ ). Wyniki badań wskazują, że wtrysk realizowany z początkiem wtrysku od ok. 20 do ok. 100°OWK po GMP w suwie ssania zapewnia uzyskanie większych wartości momentu obrotowego silnika, mocy użytecznej oraz sprawności ogólnej i cieplnej. Szczególnie istotny jest ten parametr dla wtrysku pojedynczego, przy mniejszych dawkach wtryskiwanego paliwa (dla mniejszych obciążeń). Zmiana początku wtrysku do wartości 140°OWK po GMP w suwie ssania, przy wtrysku pojedynczym, dla n = 1500 obr/min oraz czasu wtrysku 4,4 ms, spowodowała spadek momentu obrotowego nawet o ok. 45%.

- 140 + TDC\*° (crankshaft angle corresponding to the time of the piloting dose injection), -80 + TDC\*°, -20° + TDC\*°, 40° + TDC\*° in the case of the double injection.

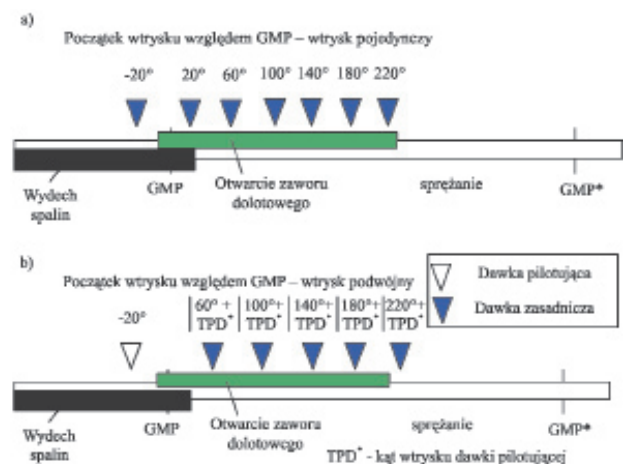
The case of the first setting of the sensor enabled the analysis of the impact of the injection onset realized before the opening of the inlet valve and in the range of initial valve opening on the parameters of the engine (Fig. 5).

For the second setting of the signal disc position sensor, the onset of the injection at the single injection was: -20°, 20°, 60°, 100°, 140°, 180°, 220°. In the case of the double injection the onset of the piloting injection was constant and was of -20°, and for the main injection was: 60° + TDC\*°, 100° + TDC\*°, 140° + TDC\*°, 180° + TDC\*°, 220° + TDC\*°. The value of the angle of 220° was realized at the lowest dose of the fuel with regard to controller limitations. In this case the purpose was the realization of the injection onsets in the whole range of the inlet valve opening (Fig. 6).



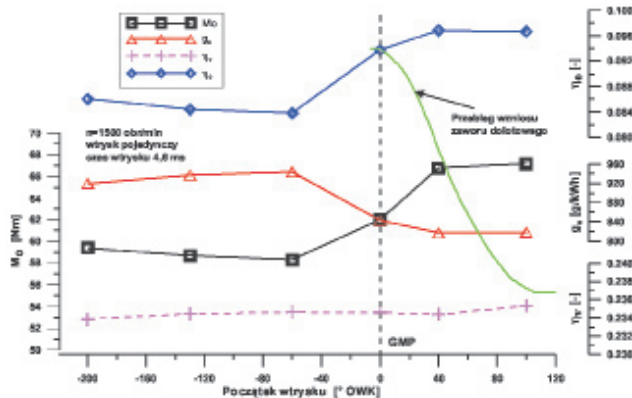
Rys. 5. Testowane początki wtrysku przy pierwszym ustawieniu czujnika położenia tarczy sygnałowej: a) przy wtrysku pojedynczym, b) przy wtrysku podwójnym

Rys. 5. Tested onsets of the injection with first setting of the signal disc position sensor: a) at single injection, b) at double injection



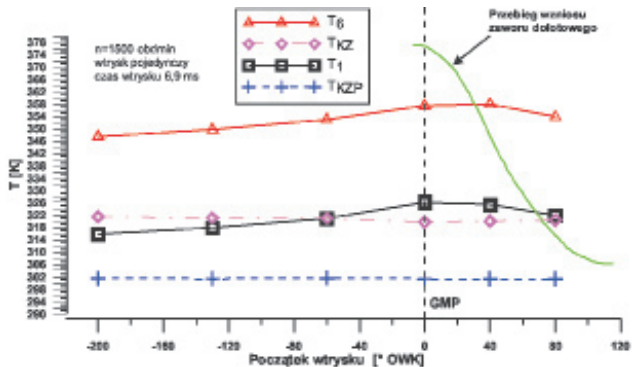
Rys. 6. Testowane początki wtrysku przy drugim ustawieniu czujnika położenia tarczy sygnałowej: a) przy wtrysku pojedynczym, b) przy wtrysku podwójnym

Fig. 6. Tested onsets of the injection with the second setting of the signal disc position sensor: a) at single injection, b) at double injection



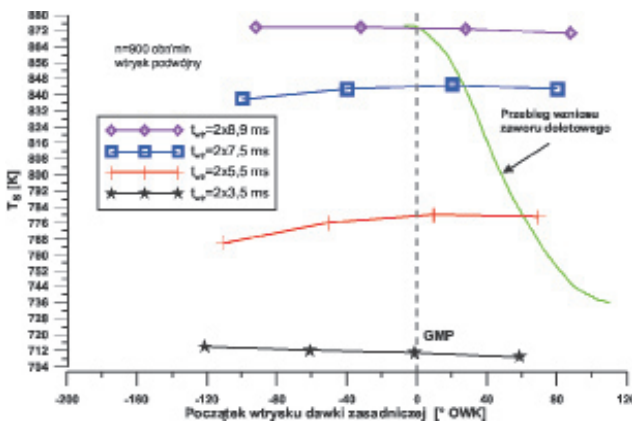
Rys. 7. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na moment obrotowy  $M_o$ , sprawność napełniania  $\eta_v$ , sprawność ogólną  $\eta_0$  i jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$  (wtrysk pojedynczy,  $n = 1500$  obr/min, czas wtrysku 4,6 ms)

Fig. 7. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on the torque  $M_o$ , filling efficiency  $\eta_v$ , total efficiency  $\eta_0$  and fuel rate  $g_e$  (single injection,  $n = 1500$  rpm, injection time 4.6 ms)



Rys. 9. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na temperatury w kolektorze dolotowym:  $T_1$  – temperatura przed zaworem dolotowym 1 cylindra,  $T_6$  – temperatura przed zaworem dolotowym 6 cylindra,  $T_{KZ}$  – temperatura w kolektorze zbiorczym,  $T_{KZP}$  – temperatura za przepustnicą (wtrysk pojedynczy,  $n = 1500$  obr/min, czas wtrysku 6,9 ms)

Fig. 9. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on temperatures in the inlet manifold:  $T_1$  – temperature before the inlet valve of the 1<sup>st</sup> cylinder,  $T_6$  – temperature before the inlet valve of the 6<sup>th</sup> cylinder,  $T_{KZ}$  – temperature in the collective manifold,  $T_{KZP}$  – temperature behind the throttling valve (single injection,  $n = 1500$  rpm, injection time 6.9 ms)

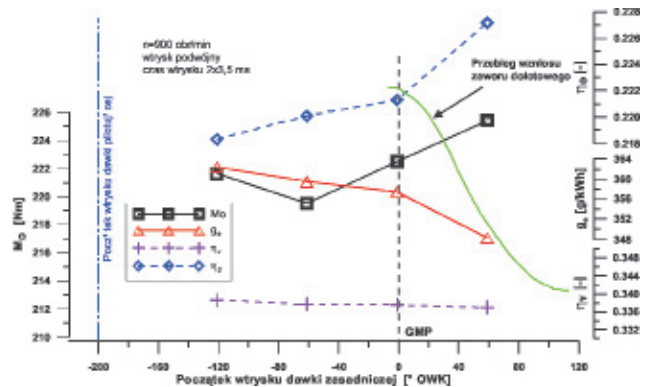


Rys. 12. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na temperaturę spalin (wtrysk podwójny,  $n = 900$  obr/min)

Fig. 12. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on the temperature of exhaust gases (double injection,  $n = 900$  rpm)

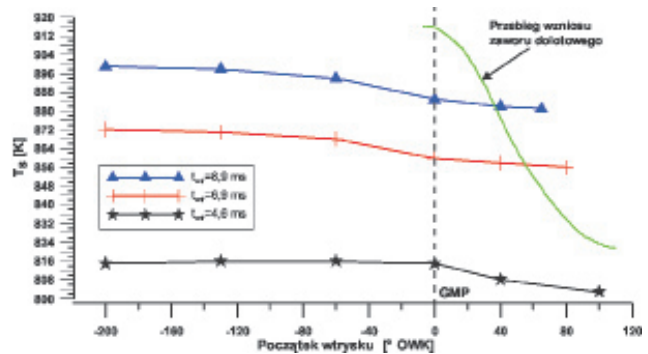
#### 4. Selected results of experimental studies

Selected results of the studies regarding the injection parameters impact on the operating parameters of the engine were presented on charts (Fig. 7-26).



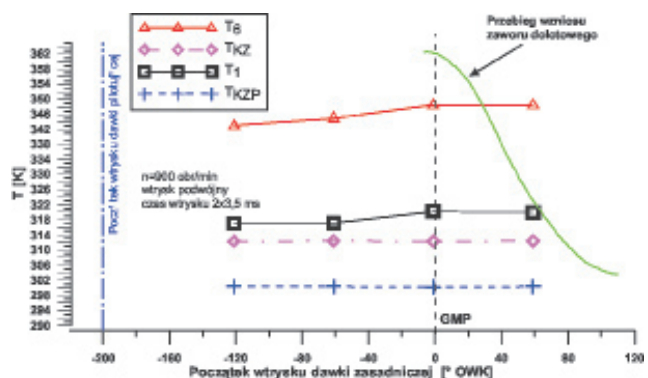
Rys. 8. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na moment obrotowy  $M_o$ , sprawność napełniania  $\eta_v$ , sprawność ogólną  $\eta_0$  i jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$  (wtrysk podwójny,  $n = 900$  obr/min, czas wtrysku  $2 \times 3,5$  ms)

Fig. 8. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on the torque  $M_o$ , filling efficiency  $\eta_v$ , total efficiency  $\eta_0$  and fuel rate  $g_e$  (double injection,  $n = 900$  rpm, injection time  $2 \times 3.5$  ms)



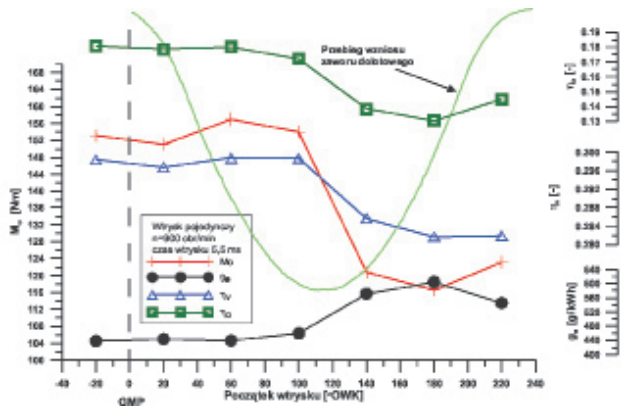
Rys. 10. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na temperaturę spalin (wtrysk pojedynczy,  $n = 1500$  obr/min)

Fig. 10. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on the temperature of exhaust gases (single injection,  $n = 1500$  rpm)



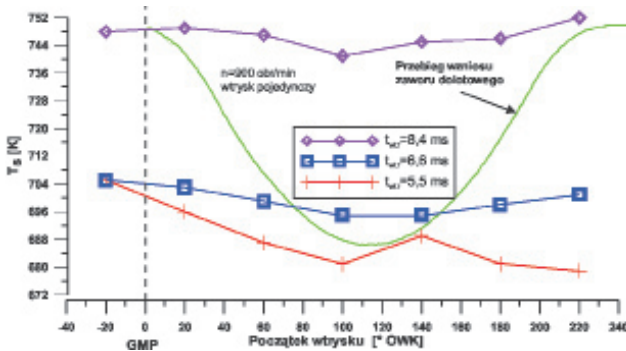
Rys. 11. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na temperatury w kolektorze dolotowym:  $T_1$  – temperatura przed zaworem dolotowym 1 cylindra,  $T_6$  – temperatura przed zaworem dolotowym 6 cylindra,  $T_{KZ}$  – temperatura w kolektorze zbiorczym,  $T_{KZP}$  – temperatura za przepustnicą (wtrysk podwójny,  $n = 900$  obr/min, czas wtrysku  $2 \times 3,5$  ms)

Fig. 11. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on temperatures in the inlet manifold:  $T_1$  – temperature before the inlet valve of the 1<sup>st</sup> cylinder,  $T_6$  – temperature before the inlet valve of the 6<sup>th</sup> cylinder,  $T_{KZ}$  – temperature in the collective manifold,  $T_{KZP}$  – temperature behind the throttling valve (double injection,  $n = 900$  rpm, injection time  $2 \times 3.5$  ms)



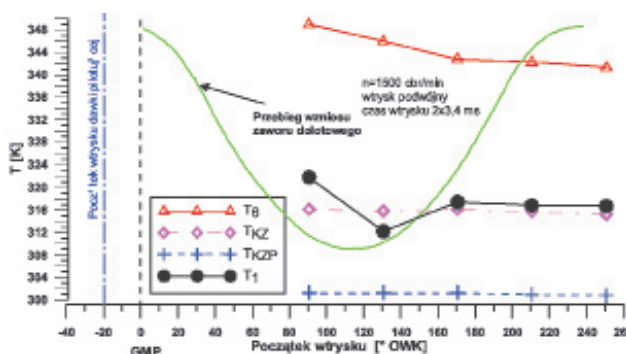
Rys. 13. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na moment obrotowy  $M_0$ , sprawność napełniania  $\eta_v$ , sprawność ogólną  $\eta_0$  i jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$  (wtrysk pojedynczy,  $n = 900$  obr/min, czas wtrysku 5,5 ms)

Fig. 13. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on the torque  $M_0$ , filling efficiency  $\eta_v$ , total efficiency  $\eta_0$  and fuel rate  $g_e$  (single injection,  $n = 900$  rpm, injection time 5.5 ms)



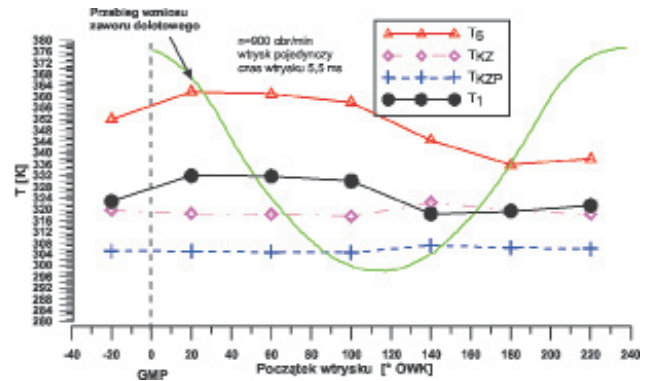
Rys. 15. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na temperaturę spalin (wtrysk pojedynczy,  $n = 900$  obr/min)

Fig. 15. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on the temperature of exhaust gases (single injection,  $n = 900$  rpm)



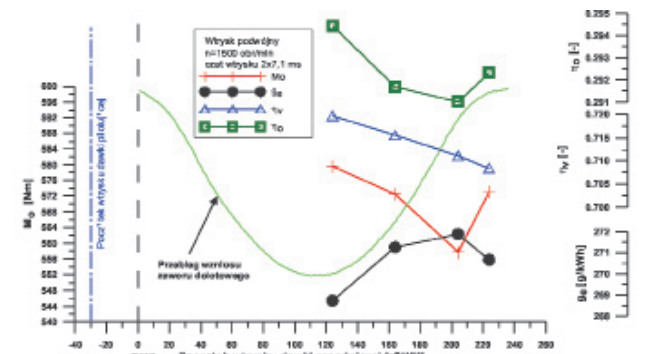
Rys. 17. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na temperatury w kolektorze dolotowym:  $T_1$  – temperatura przed zaworem dolotowym 1 cylindra,  $T_6$  – temperatura przed zaworem dolotowym 6 cylindra,  $T_{KZ}$  – temperatura w kolektorze zbiorczym,  $T_{KZP}$  – temperatura za przepustnicą (wtrysk podwójny,  $n = 1500$  obr/min, czas wtrysku  $2 \times 3,4$  ms)

Fig. 17. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on temperatures in the inlet manifold:  $T_1$  – temperature before the inlet valve of the 1<sup>st</sup> cylinder,  $T_6$  – temperature before the inlet valve of the 6<sup>th</sup> cylinder,  $T_{KZ}$  – temperature in the collective manifold,  $T_{KZP}$  – temperature behind the throttling valve (double injection,  $n = 1500$  rpm, injection time  $2 \times 3,4$  ms)



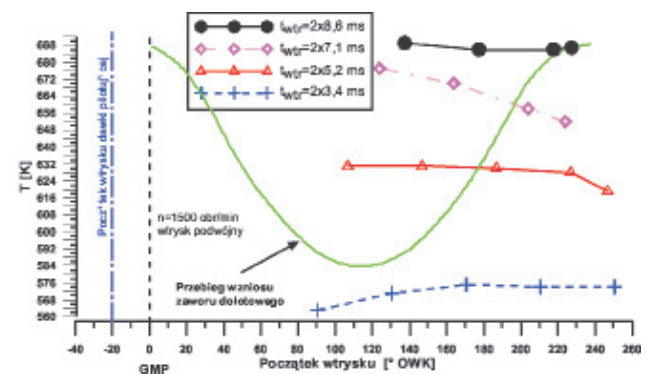
Rys. 14. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na temperatury w kolektorze dolotowym:  $T_1$  – temperatura przed zaworem dolotowym 1 cylindra,  $T_6$  – temperatura przed zaworem dolotowym 6 cylindra,  $T_{KZ}$  – temperatura w kolektorze zbiorczym,  $T_{KZP}$  – temperatura za przepustnicą (wtrysk pojedynczy,  $n = 900$  obr/min, czas wtrysku 5,5 ms)

Fig. 14. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on temperatures in the inlet manifold:  $T_1$  – temperature before the inlet valve of the 1<sup>st</sup> cylinder,  $T_6$  – temperature before the inlet valve of the 6<sup>th</sup> cylinder,  $T_{KZ}$  – temperature in the collective manifold,  $T_{KZP}$  – temperature behind the throttling valve (single injection,  $n = 900$  rpm, injection time 5.5 ms)



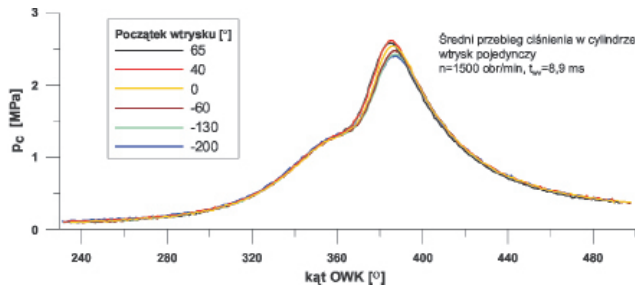
Rys. 16. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na moment obrotowy  $M_0$ , sprawność napełniania  $\eta_v$ , sprawność ogólną  $\eta_0$  i jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$  (wtrysk podwójny,  $n = 1500$  obr/min, czas wtrysku  $2 \times 7,1$  ms)

Fig. 16. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on the torque  $M_0$ , filling efficiency  $\eta_v$ , total efficiency  $\eta_0$  and fuel rate  $g_e$  (double injection,  $n = 1500$  rpm, injection time  $2 \times 7,1$  ms)



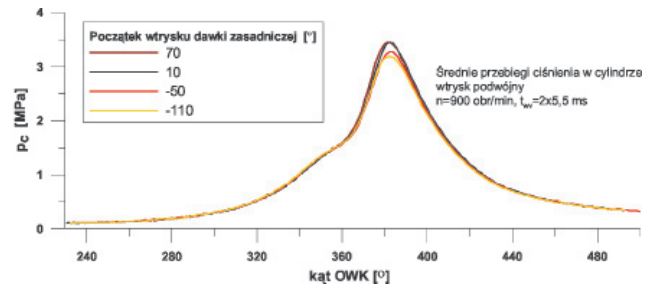
Rys. 18. Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na temperaturę spalin (wtrysk podwójny,  $n = 1500$  obr/min)

Fig. 18. Impact of the onset of the liquid LPG fuel injection on the temperature of exhaust gases (double injection,  $n = 1500$  rpm)



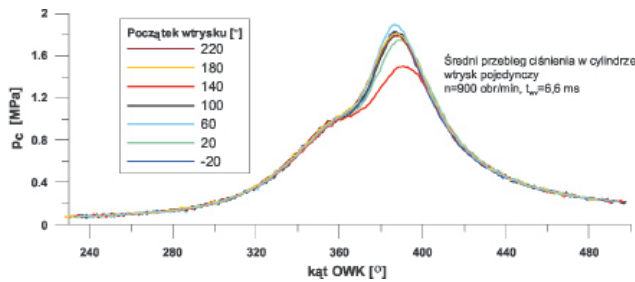
Rys. 19. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk pojedynczy, n = 1500 obr/min, czas wtrysku 8,9 ms)

Fig. 19. Averaged pressure courses in the cylinder (single injection, n = 1500 rpm, injection time 8.9 ms)



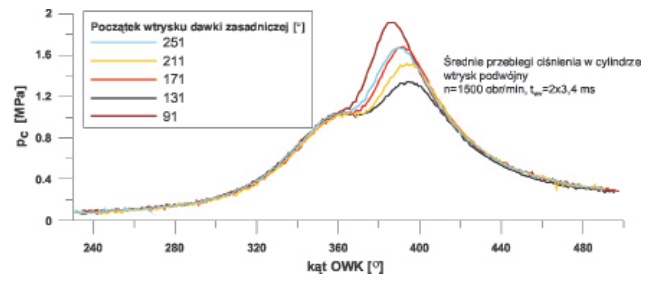
Rys. 20. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk podwójny, n = 900 obr/min, czas wtrysku 2x5,5 ms)

Fig. 20. Averaged pressure courses in the cylinder (double injection, n = 900 rpm, injection time 2x5.5 ms)



Rys. 21. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk pojedynczy, n = 900 obr/min, czas wtrysku 6,6 ms)

Fig. 21. Averaged pressure courses in the cylinder (single injection, n = 900 rpm, injection time 6.6 ms)



Rys. 22. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk podwójny, n = 1500 obr/min, czas wtrysku 2x3,4 ms)

Fig. 22. Averaged pressure courses in the cylinder (double injection, n = 1500 rpm, injection time 2x3.4 ms)



Rys. 23. Procentowe zmiany momentu obrotowego silnika w zależności od początku wtrysku (n = 900 obr/min, wtrysk pojedynczy, czas wtrysku 5,5 ms)

Fig. 23. Percentage changes in the engine torque in relation to the onset of the fuel injection (n = 900 rpm, single injection, injection time 5.5 ms)



Rys. 24. Procentowe zmiany momentu obrotowego silnika w zależności od początku wtrysku (n = 1500 obr/min, wtrysk pojedynczy, czas wtrysku 4,4 ms)

Fig. 24. Percentage changes in the engine torque in relation to the onset of the fuel injection (n = 1500 rpm, single injection, injection time 4.4 ms)



Rys. 25. Procentowe zmiany momentu obrotowego silnika w zależności od początku wtrysku (n = 900 obr/min, wtrysk podwójny, czas wtrysku 2x5,4 ms)

Fig. 25. Percentage changes in the engine torque in relation to the onset of the fuel injection (n = 900 rpm, double injection, injection time 2x5.4 ms)



Rys. 26. Procentowe zmiany momentu obrotowego silnika w zależności od początku wtrysku (n = 1500 obr/min, wtrysk podwójny, czas wtrysku 2x3,4 ms)

Fig. 26. Percentage changes in the engine torque in relation to the onset of the fuel injection (n = 1500 rpm, double injection, injection time 2x3.4 ms)

The change of the injection parameters has significant influence on the obtained operating parameters. The onset of the injection is the parameter of fundamental importance. Change in the onset of the fuel injection involved a small change in the efficiency of the filling of the cylinder and the cause of this fact, the general air excess coefficient was also subject to minor fluctuations ( $\lambda \approx 0.98-1.02$ ). The results of the research point that the injection realized with the onset of the injection starting from approx. 20° to approx. 100 CA after TDC during the suction stroke ensures obtaining higher values of the torque, operating power and operating and thermal efficiency. In particular, this parameter is essential for the single injection in the case of fuel being injected at smaller doses (when smaller charges takes place). Change in the timing of the onset of fuel injection to 140 CA after TDC during the suction stroke (at single injection) for n = 1500 rpm and the injection time of 4.4 ms caused the drop in the torque up to 45%.

Averaged pressure courses in the cylinder (Fig. 19÷22) show that the change in the onset of the fuel injection influ-

Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (rys. 19÷22) wskazują, że zmiana początku wtrysku wpływa na szybkość spalania mieszanki. Przy wtrysku synchronicznym realizowanym z początkiem wtrysku w zakresie od ok. 20°OWK do ok. 100°OWK występuje większa szybkość spalania niż przy wtrysku asynchronicznym. Najniższe szybkości spalania uzyskano przy wtrysku pojedynczym realizowanym z początkiem wtrysku ok. 140°OWK po GMP w suwie napełniania.

Zmiany temperatur w kanałach dolotowych przed zaworami dolotowymi mogą świadczyć o częściowym odparowywaniu wtryskiwanego LPG w cylindrze silnika. Przy wtrysku LPG realizowanym przy otwartym zaworze ssącym mierzone temperatury w kanałach dolotowych rosną. W czasie wtrysku realizowanego przy zamkniętym zaworze, jak również w końcowej fazie otwarcia zaworu, temperatury są niższe, co świadczy o odparowywaniu paliwa w kolektorze. Przy wtrysku LPG na otwarty zawór dolotowy zaobserwowano w większości przypadków obniżenie temperatury spalin (rys. 10 i 15).

## 5. Podsumowanie

Zasilanie silnika o zapłonie iskrowym w systemie sekwencyjnego wtrysku ciekłego LPG, w zależności od parametrów wtrysku, umożliwia uzyskanie różnych parametrów użytkowych. Wyraźna jest różnica pomiędzy wtryskiem synchronicznym a wtryskiem asynchronicznym. Zauważalny jest duży wpływ początku wtrysku paliwa na moment obrotowy silnika i jego sprawność.

Realizacja tematu badawczego oraz analiza uzyskanych wyników obliczeń i badań eksperymentalnych pozwala na sformułowanie następujących wniosków o charakterze poznawczym:

- przy zasilaniu silnika w systemie wtrysku LPG w fazie ciekłej do kolektora dolotowego istnieje wyraźna zależność pomiędzy parametrami wtrysku a parametrami użytkowymi silnika,
- wpływ początku wtrysku na parametry użytkowe silnika maleje ze wzrostem obciążenia,
- zmiana początku wtrysku w warunkach ustalonej pracy silnika (stałe obciążenie, stała prędkość obrotowa) wpływa na proces tworzenia mieszanki, również przy współczynniku nadmiaru powietrza  $\lambda \approx 1$ ,
- zmiana odległości kątowej dawek pilotującej i zasadniczej w układzie wtrysku podwójnego wpływa na parametry użytkowe silnika,
- aby uzyskać wyższe wartości parametrów użytkowych przy wtrysku podwójnym należy przyjmować taki początek wtrysku dawki pilotującej, aby wtrysk tej dawki realizowany był przed otwarciem zaworu dolotowego oraz taką odległość kątową dawki zasadniczej od dawki pilotującej, aby początek wtrysku dawki zasadniczej realizowany był w zakresie otwierania zaworu dolotowego,
- wtrysk podwójny umożliwia uzyskanie większych wartości parametrów użytkowych niż wtrysk pojedynczy, niezależnie od przyjętego początku wtrysku i odległości kątowej dawek,

ences the combustion speed of the mixture. During a synchronous injection performed with the onset of the injection in the range from ca. 20 CA to approx. 100 CA higher speed of the combustion occurs than in the case of the asynchronous injection. The lowest combustion speed was obtained during single injection performed with the injection onset of approx. 140 CA after TDC in the filling stroke.

The changes occurring in temperatures in the intake passages of the engine before the intake valves, which may be a proof of the evaporation of the injected LPG partially in the cylinder of the engine. In case of the LPG fuel injection realized near to the opened suction valve, temperatures measured in the intake passages increase. During the injection performed at the closed valve, as well as in the final phase of the opening of the valve, temperatures are lower which is a proof showing that the fuel evaporates in the manifold. A decrease in the temperature of the exhaust gases was observed in most cases during the LPG fuel injection into the opened inlet valve (Fig. 10 and 15).

## 5. Summary

Fuelling a sequential injection spark ignition engine with liquid LPG fuel, (depending on the parameters of the injection) makes it possible to obtain various operating parameters. Dissimilarity between the synchronous injection and the asynchronous injection is striking. Significant influence of the fuel injection onset on the engine torque and its efficiency is perceptible.

Implementation of the research topic and the analysis of the computational results obtained and the results of the experimental tests make it possible to express the following conclusions of the cognitive character:

- when fuelling the engine (in the system of the LPG fuel injection in the liquid phase) to the inlet manifold there exists an explicit dependence between parameters of the injection and operating parameters of the engine,
- the influence of the injection onset on the operating parameters of the engine is decreases with the increase in the load of the engine,
- a change of the injection onset in fixed engine running conditions (constant load, constant engine speed) influences the mixture preparation, also in the case of the air excess coefficient of  $\lambda \approx 1$ ,
- a change in the angular distance of piloting and main doses in the double injection system influences the operating parameters of the engine,
- in order to obtain higher values of operating parameters during double injection it is necessary to accept such an onset of the piloting dose injection so that the injection of this dose is realized before the opening of the inlet valve and such an angular distance of the main dose from the piloting dose, that the onset of the main dose injection is performed in the opening range of the inlet valve,
- double injection makes it possible to obtain higher values of operating parameters than in the case of a single injection, independently of the determined injection onset and the angular distance of doses,

- zmiana temperatury LPG i związany z nią wzrost ciśnienia znacząco wpływają na dawkę paliwa, od której zależą parametry użytkowe,
  - znaczny wpływ na proces tworzenia mieszanki ma wydatek przepływającego powietrza w procesie napełniania, który zapewnia uzyskanie mieszanki bardziej zbliżonej do homogenicznej,
  - wtrysk podwójny jest korzystnym sposobem zasilania umożliwiającym stosowanie wtryskiwacza o mniejszym wydatku do silnika o dużej objętości skokowej (wtrysk pojedynczy byłby w tym przypadku zbyt długi, co z uwagi na nagrzewanie cewki elektromagnesu wpływa na stabilność dawkowania oraz trwałość wtryskiwacza).
- alteration of the LPG temperature and the increase in the pressure tied with this alteration significantly influence the dose of the fuel on which the operating parameters depend,
  - the amount of air flowing in the process of cylinder filling has considerable influence on the process of mixture preparation, which assures obtaining a near homogenous mixture,
  - double injection is the favorable method of supplying the fuel, which makes it possible to apply injectors with smaller flow rate to an engine with high cylinder capacity (single injection would in this case be too long, which in turn, due to the warming up of the electromagnet coil influences the stability of dosage and durability of the injector).

Artykuł recenzowany

## Literatura/Bibliography

- [1] Brzeżański M., Golec K.: Nowoczesne systemy zasilania silników spalinowych paliwami gazowymi. Mat. VI Międzynarodowej Konferencji Naukowej Silniki Gazowe 2003. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2003.
- [2] Burnicle D.: Gas attack. Gas – powered vehicles into the future. Engine Technology International 6/2000.
- [3] Enju Lee, Jinwoo Park, Kang Y. Huh, Jaejoon Choi, Choongsik Bae: Simulation of Fuel/Air Mixture Formation for Heavy Duty Liquid Phase LPG Injection (LPLI) Engines. SAE 2003-01-0636.
- [4] Jaworski A.: Wpływ parametrów wtrysku sekwencyjnego układu zasilania ciekłym LPG na wybrane parametry użytkowe silnika spalinowego. Rozprawa doktorska. Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Rzeszów 2005.
- [5] Jaworski A., Lejda K.: Analiza możliwości poprawy parametrów użytkowych silnika zasilanego w systemie wtrysku ciekłego LPG. Międzynarodowa Konferencja: SAKON'04 nt. „Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji”, Rzeszów 2004.
- [6] Jaworski A., Kuszewski H., Lejda K., Woś P.: Niektóre problemy związane z adaptacją silnika do zasilania LPG w systemie wtrysku ciekłego do kolektora dolotowego. Visnik Nacionalnogo Transportnogo Univeristetu Ta Transportnoj Akademii Ukraini, t.10, Kiev 2005.
- [7] Jaworski A., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A.: Analiza obliczeniowa i badania eksperymentalne silnika wysokoprężnego MD-111 przystosowanego do zasilania gazem LPG. Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych, Kongres Silników Spalinowych, Szczyrk 25-28.09.2005, P05-096.
- [8] Lejda K.: Systemy wtryskowe szybkoobrotowych silników wysokoprężnych. Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych, Silniki Spalinowe nr 4, 2005.
- [9] Majerczyk A., Taubert S.: Układy zasilania gazem propanbutan. WKŁ, Warszawa 2003.
- [10] Merksiz J.: Tendencje rozwojowe Silników Spalinowych. Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych, Silniki Spalinowe nr 1, 2004.
- [11] Mikulic L. i in.: Sequentielle Einspritzstrategien für verbrauchsoptimierte Ottomotorkonzepte. MTZ Motortechnische Zeitschrift 51, 1990.
- [12] Seungmook Oh, Seungyu Kim, Choongsik Bae, Changup Kim, Kernyong Kang: Flame propagation characteristics in a heavy duty LPG engine with liquid phase port injection. SAE 2002-01-1736.
- [13] Wendeker M.: Sterowanie wtryskiem benzyny w silniku samochodowym. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999.
- [14] Materiały szkoleniowe firmy Vialle, Kielce 2005.

## Skróty i oznaczenia/Nomenclature

- GDI Silniki ZI z wtryskiem bezpośrednim/*Gasoline Direct Injection*
- MPI wtrysk wielopunktowy/*Multi-Point Injection*
- OBD diagnostyka pokładowa pojazdów/*On-Board Diagnostic*
- LPG skroplone paliwo węglowodorowe/*Liquified Petroleum Gas*

Dr hab. inż. Kazimierz Lejda – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.  
*Mr Kazimierz Lejda, DSc., DEng. – professor in Department of Machine Design and Aviation in Rzeszów University of Technology.*



Dr inż. Adam Ustrzycki – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.  
*Mr Adam Ustrzycki, DEng. – assistant professor in Department of Machine Design and Aviation in Rzeszów University of Technology.*



Dr inż. Artur Jaworski – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.  
*Mr Artur Jaworski, DEng. – assistant professor in Department of Machine Design and Aviation in Rzeszów University of Technology.*



## Nowe metody kształtowania powierzchni cylindrów silników spalinowych

*Artykuł zawiera opis metod obróbki powierzchni cylindrów silników spalinowych, w tym opis obróbki metodą tradycyjną oraz opis nowych metod obróbki stosowanych aktualnie w przemyśle samochodowym. Szczególną uwagę poświęcono metodzie obróbki z użyciem lasera. Przedstawiono również wyniki badań struktury powierzchni cylindrów po obróbce laserem, metodą mikroskopii elektronowej z zastosowaniem mikroskopu skaningowego.*

*Słowa kluczowe: powierzchnia cylindrów, honowanie, obróbka konwencjonalna, obróbka laserem*

### New methods of internal combustion engine cylinder surface forming

*This article comprises a description of methods of internal combustion engine cylinder machining including a description of traditional machining method and a description of some new machining methods – being in use in the motor industry. Special attention has been given to a laser beam treatment method. Results of cylinder surface structure examination after laser-beam treatment with an electron microscopy method and with the use of a scanning microscope have been always presented.*

*Key words: cylinder surface, honing, conventional working, laser working*

### 1. Wstęp

Główne kierunki zmian w konstrukcji silników są wyznaczane w ostatnich latach przez wymagania przepisów prawnych dotyczących emisji toksycznych składników w spalinach, jak również emisji CO<sub>2</sub>. W związku z tym producenci silników spalinowych, jak i dostawcy elementów silnikowych wprowadzają i doskonalą rozwiązania techniczne. Jednym z podstawowych obszarów, który podlega bardzo intensywnym pracom rozwojowym jest węzeł tłok–pierścienie tłokowe–cylinder (TPC), głównie w celu zmniejszenia zużycia oleju przez silnik i dalej z tym związanej emisji toksycznych składników.

Wielkość zużycia oleju jest jednym z parametrów służącym do oceny stopnia nowoczesności konstrukcji silnika spalinowego. Parametr ten świadczy również o staranności z jaką wyprodukowany był silnik i jest wskaźnikiem jego prawidłowej pracy oraz prawidłowości i wielkości zużycia poszczególnych części. Ponadto małe zużycie oleju ma wpływ na ocenę silnika nie tylko pod względem ekonomicznym ze względu na wysokie ceny nowoczesnych syntetycznych olejów silnikowych, ale również na fakt wpływu zużycia oleju na ochronę środowiska. Badania przeprowadzone w OBR SM BOSMAL wykazały, że w nowoczesnych silnikach samochodowych około 95% oleju zużytego w silniku ulega spaleni w cylindrze [14], co powoduje dodatkowy wzrost emisji cząstek stałych w spalinach rzędu 30% [10].

Norma Euro 4 dla samochodowych osobowych (PC) ograniczyła emisję cząstek stałych (PM) do poziomu 0,025 g/km [3]. Natomiast wymagania proponowane w normie Euro 5 (które będą wprowadzone prawdopodobnie w roku 2008), ograniczą jeszcze emisję PM do bardzo niskiego poziomu 0,005 g/km [1].

W celu spełnienia tych ostrych wymagań producenci silników spalinowych dążą do uzyskania zużycia oleju w

### 1. Introduction

Lately, main directions of changes in construction of engines have been determined by the requirements of the legal regulations relating emission of toxic components of exhaust gases and emission of CO<sub>2</sub> as well. In this connection the manufacturer of internal combustion engines, as well as the engine components suppliers implement and improve their technical designs. A piston–piston rings–cylinder joint (PPC) is one of the main area which is subject to very intensive development activities in order to reduce oil consumption by an engine and further connected with this an emission of toxic components.

The oil consumption value is one of the parameter used for evaluation of internal combustion engine design up-to-dateness factor. This parameter always evidences about an engine manufacturing accuracy and is an indicator of its proper work and correctness and consumption value for its particular parts. Additionally, low oil consumption has an influence over an engine appraisal, not only in economical aspect in respect to the high price of the new synthetic engine oils but for the fact of effect of oil consumption on the environment protection as well. The examinations carried out in OBR SM BOSMAL have proved that in the modern car engines about 95% of oil consumed by an engine is burnt inside a cylinder [14] which results in additional increase of solid particles emission in exhaust gases by 30% [10].

The Euro 4 standard for passenger cars (PC) has limited emission of particles of matter (PM) up to the level of 0.025 g/km [3]. On the other hand, requirements proposed in the Euro 5 standard (which will be implemented probably in 2008), will further limit the PM emission up to the very low level of 0.005 g/km [1].

In order to meet these rigorous requirements engine manufacturers seek to obtain an oil consumption in an engine

silnika na poziomie poniżej  $0,07 \text{ dm}^3/1000 \text{ km}$  [11], lub jednostkowego zużycia oleju wynoszącym poniżej  $0,4 \text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$  [14].

Producenci silników spalinowych prowadzą również ciągły nadzór w trakcie produkcji silnika w zakresie:

- prawidłowości wykonania części silnika zgodnie z dokumentacją konstrukcyjną,
- wysokiej czystości montowanych części i całego procesu montażu silnika,
- prawidłowej selekcji części i ich odpowiedniego doboru podczas montażu silnika, w celu uzyskania prawidłowych luzów współpracujących części,
- odpowiedniej jakości uszczelnień, zaślepek, korków w celu prawidłowego i trwałego zabezpieczenia przed przedostawaniem się oleju na zewnątrz silnika.

Wycieki oleju na zewnątrz silnika spowodowane wadliwym uszczelnieniem są łatwe do wychwycenia i zdiagnozowania. W przypadku stosowania uszczelnień renomowanych firm wycieki oleju na zewnątrz silnika nie występują lub występują bardzo rzadko po dużych przebiegach.

Jednak nawet w bardzo dobrze skonstruowanym i wyprodukowanym silniku straty oleju są nieuniknione, jak również nieuniknione jest spalanie tego oleju w komorze silnika.

Z badań przeprowadzonych w OBR SM BOSMAL wynika, że węzeł TPC odpowiedzialny jest w największym stopniu za przedostawanie się oleju do komory spalania. W nowoczesnym silniku o zapłonie samoczynnym z turbodoładowaniem węzeł ten może być odpowiedzialny za straty oleju nawet w 97% [14]. Z tego względu przemysł motoryzacyjny stale udoskonala technologie obróbkowe oraz wprowadza nowe metody obróbki powierzchni cylindrów.

## 2. Opis metod obróbki powierzchni cylindrów

### 2.1. Proces obróbki powierzchni cylindrów metodą tradycyjną

Tradycyjna mechaniczna obróbka powierzchni cylindrów odbywa się w kilku operacjach: toczenia, wytaczania, gładzenia (honowania) i mycia. Operacje końcowe wytaczania, honowania i mycia są decydujące w jakości eksploatacyjnej powierzchni w układzie TPC.

Proces wytaczania otworu cylindrów odbywa się na precyzyjnych wytaczarkach pozwalających na uzyskanie właściwej tolerancji wymiaru średnicy wewnętrznej i tolerancji geometrycznych kształtu otworu cylindra z pozostawieniem nadmiaru technologicznego na proces honowania.

Proces honowania jest typową obróbką powierzchniową ścierną stosowaną do obróbki wykańczającej powierzchni cylindrów silników spalinowych. Proces ten polega na działaniu ściernym osełek ceramicznych lub diamentowych umieszczonych osiowo na obwodzie głowicy honującej co przedstawia schemat procesu zawarty na rys. 1.

Głowica honująca wykonuje ruch obrotowy z prędkością obrotową  $V_o$  i równocześnie ruch posuwisto-zwrotny z prędkością  $V_h$  a przedmiot blok cylindrowy-tuleja cylindrowa jest w spoczynku. Osełki ściernie w trakcie procesu obróbki są dociskane do powierzchni otworu cylindra nadając powierzchni charakterystyczny obraz i kierunkowość rys.

on the level of lower than  $0.07 \text{ dm}^3/1000 \text{ km}$  [11], or unit oil consumption lower than  $0.4 \text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$  [14].

The engine manufacturers also carry out continuous inspection in the course of the engine manufacturing within the range of:

- correctness of manufacturing of the engine parts in accordance with the constructional documentation,
- high cleanliness of the assembled parts and the entire engine assembly process,
- correct selection of parts and their proper choice during engine assembly in order to obtain correct clearances of the co-acting parts,
- appropriate quality of seals, plugs, stoppers in order to obtain proper and durable protection against oil leakage outside an engine.

The oil leakage outside an engine, caused by a defective seal is easy to find, repair and diagnosing. In case of use of seals from any renowned companies there are no oil leakage outsider an engine or they occur very rarely after a long mileage.

However, even in an engine of a very good design and manufacturing some oil loss is inevitable and combustion of this oil in an engine chamber is inevitable as well.

The examinations carried out in OBR SM BOSMAL have revealed that the PPC joint is extremely responsible for oil penetration to a combustion chamber. In an up-to date diesel turbocharged engine this joint can be responsible for the oil loss even in the amount of 97% [14]. For this reason the motor industry permanently improves machining processes and implements new methods of the cylinder surface treatment.

## 2. Description of methods of cylinder treatment

### 2.1. Cylinder surface treatment process with traditional method

The traditional cylinder surface treatment is performed in a few operations: A turning, boring, smoothing (honing) and washing, however, final operations of boring, honing and washing are the vital ones for the quality of the operational surface in the PPC system.

The process of boring of the cylinder holes is performed with the fine borers enabling to obtain a proper inside diameter dimension tolerance and geometric tolerances of the cylinder hole profile with leaving a proper allowance for the honing process.

The honing process is a typical surfacing-abrasive treatment being in use for final surface treatment of the combustion engine cylinders. This process is based on the work of ceramic or diamond abrasive hone-stones, positioned axially on a honing head circumference what is shown in the process scheme – see Fig. 1.

The honing head makes rotary motion with the speed of  $V_o$  and simultaneously reciprocating motion with the speed of  $V_h$  and the work piece – cylinder block–cylinder liner is at rest. The hone stones are pressed against the cylinder hole surface and they give the surface a characteristic appearance and the scratch lay. The traces of the resultant motion  $V_c$  give

Ślady ruchu wypadkowego  $V_c$  tworzą na obrabianej powierzchni układ pętli śrubowych krzyżujących się wzajemnie. Rozwinięcie śladów obróbki na płaszczyźnie przedstawia układ prostych linii krzyżujących się pod kątem  $\alpha$ , którego wielkość zależy od stosunku obu prędkości  $V_o/V_h$ .

Proces honowania jest wykonywany w kilku etapach w zależności od wymagań stawianych strukturze geometrycznej powierzchni cylindra:

- honowanie wstępne – w wyniku którego otrzymuje się właściwą formę otworu opisaną tolerancją kształtu (prostoliniowości, okrągłości i walcowości). Na tym etapie procesu honowania używa się oselek diamentowych o ziarnistości D 150–350 i spoiwie brązowym,
- honowanie bazowe – w wyniku którego otrzymuje się powierzchnię z dużą ilością głębokich rys. Do nacinania głębokich rys stosowane są oselki z węgla krzemu o ziarnistości 100–150, miękkim spoiwie i otwartej porowatej strukturze,
- honowanie końcowe – wykańczające typu płasko wierzchołkowego „plateau”. Ten etap honowania wymaga stosowania oselek ceramicznych drobnoziarnistych o ziarnistości 320–500 wyjątkowo nawet i 1000. Ta operacja honowania ma na celu ścięcie ostrych wierzchołków chropowatości z operacji honowania bazowego z jednoczesnym pozostawieniem wcześniej ukształtowanej bazy głębokich rys–dolin, które stanowią zasobniki dla oleju smarującego w trakcie współpracy z pierścieniami i tłokiem.

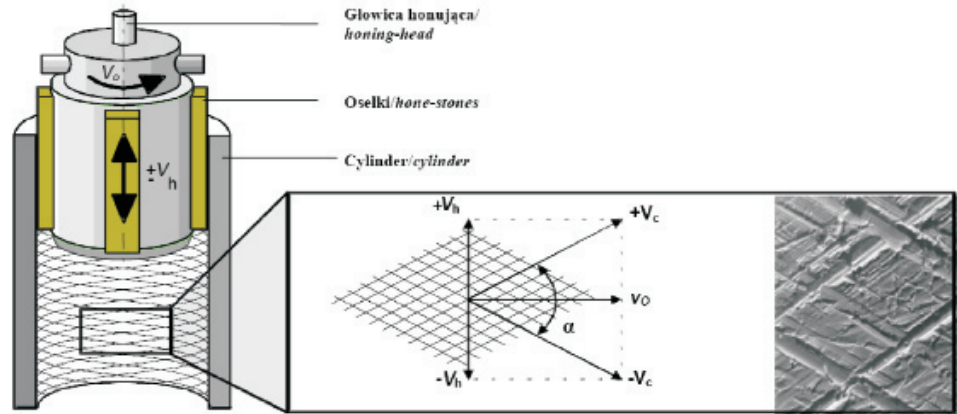
Dla scharakteryzowania obrazu struktury geometrycznej powierzchni cylindra po procesie honowania a w szczególności po honowaniu typu płasko wierzchołkowego „plateau” zarówno dla potrzeb produkcyjnych jak i również analiz i badań trybologicznych przyjmuje się następujące wymagania:

- parametry chropowatości,
- kąt przecięcia rys honowniczych,
- udział powierzchni nośnej,
- opis stanu powierzchni a w szczególności geometria rozłożenie rys honowniczych,
- odkształcenie plastyczne warstwy wierzchniej.

Wymagania te bardzo często są różnicowane zarówno co do samych wartości, przyjmowanych parametrów chropowatości jaki i również opisu struktury. Można przyjąć, że są indywidualnymi wymaganiami danego producenta silników spalinowych [8, 12].

## 2.2. Nowe metody kształtowania powierzchni cylindrów

Nowe metody kształtowania powierzchni cylindrów wynikają ze zmian w konstrukcjach silników, które wyzna-



Rys. 1. Schemat procesu honowania i z tym związany charakterystyczny obraz powierzchni cylindra [15]

Fig. 1. The honing process scheme and associated characteristic cylinder surface image [15]

on the processed surface a system of crossing spiral loops. Development of the processing traces on the plane shows a system of straight lines crossing at an angle of  $\alpha$  which value depends on the ratio both of the speeds  $V_o/V_h$ .

The honing process is performed in a few stages, depending on the requirements for geometrical cylinder surface structure:

- a pre-honing – results in obtaining a proper form of a hole described with a profile tolerance (straightness, roundness, cylindricity). On this stage diamond hone-stones are in use,
- a basic honing – results in obtaining a surface with big amount of deep scratches. The silicon carbide or diamond hone-stones are in use for cutting these deep scratches,
- a final honing – finishing flat-top land „plateau”. This type of honing requires the use of ceramic fine-grained hone-stones. This honing operation purposes to cut the sharp roughness tops from the basic honing with simultaneous leaving the earlier formed basis of the deep scratches-valleys which create magazines of the lubricating oil in the course of co-acting with piston-rings and a piston.

The requirements as follows are taken in order to characterize the geometric structure image of the cylinder surface after honing process, especially after flat-top land „plateau” type honing for the production needs and for the analyses and tribology examinations and research as well:

- roughness parameters,
- an angle of intersection of honing scratches,
- a bearing surface fraction,
- a surface state description, especially honing scratches distribution geometry of the honing scratches,
- plastic strains of surface layer.

These requirements are very often differentiated for values themselves, taken roughness parameters and for the structure image description as well. It can be assumed that they set the individual requirements of the given combustion engine manufacturer [8, 12].

## 2.2. New methods of cylinder surface forming

The new methods of the cylinder surface forming result from changes in engine design which lay down main require-

czają głównie wymagania dotyczące zmniejszenia zużycia oleju oraz przepisów prawnych dotyczących zawartości toksycznych składników w spalinach jak i również emisji CO<sub>2</sub> [1, 14].

Aktualnie w procesach produkcyjnych obróbki powierzchni cylindrów dominuje kierunek procesu honowania konwencjonalnego wielostopniowego ze strukturą geometryczną powierzchni typu płasko wierzchołkowego „plateau”, zbliżonej swoim obrazem jak i parametrami chropowatości do powierzchni po okresie docierania silnika [4, 8].

Dla opisanie obrazu takiej struktury powierzchni cylindra przyjmuje się parametry chropowatości według wymagań normy ISO 13565-2 [7].

Są to parametry, które opisują profil powierzchni na bazie krzywej udziału materiałowego tzw. krzywej Abbotta (rys. 2):

- Rk [μm] – głębokość rdzenia chropowatości,
- Mr1 [%] – udział materiałowy w procentach, wyznaczony przez linię przecięcia oddzielającą wystające wzniesienia od profilu rdzenia chropowatości,
- Mr2 [%] – udział materiałowy w procentach, wyznaczony przez linię przecięcia oddzielającą głębokie wgłębienie od profilu rdzenia chropowatości,
- Rpk [μm] – średnia wysokość wzniesień wystających ponad profil rdzenia chropowatości,
- Rvk [μm] – średnia głębokość wgłębienia wystających poniżej profilu rdzenia chropowatości.

Zmiana profilu chropowatości w kierunku powierzchni gładziej w strukturze geometrycznej powierzchni cylindrów oznaczają powierzchnie charakteryzujące się mniejszymi parametrami chropowatości zarówno w strefie „plateau”

(Rpk < 0,3 μm) jak i również w strefie struktury bazowej (Rk < 0,8 μm) i w strefie zasobników olejowych (Rvk < 1,5 μm) [4, 8, 12].

Przykładem takiej powierzchni są zawarte na rysunku 3 profilogramy powierzchni struktury geometrycznej po honowaniu płasko wierzchołkowego „plateau” typu gładkiego oraz typu tradycyjnego „plateau”. W obu tych typach powierzchni występują różnice zarówno w wartościach parametrów chropowatości jak również w ich udziale nośnym.

Również inne nowe metody obróbki powierzchni cylindrów oparte są na bazie honowania konwencjonalnego wielostopniowego ze strukturą geometryczną powierzchni typu płasko-wierzchołkowego „plateau”.

Są to procesy typu:

- honowania ślizgowo-spiralnego (ang. slide honing) polegający na zmianie kąta honowania  $\alpha > 90^\circ$  (ok. 135°) [6, 11, 12],

ments concerning of:

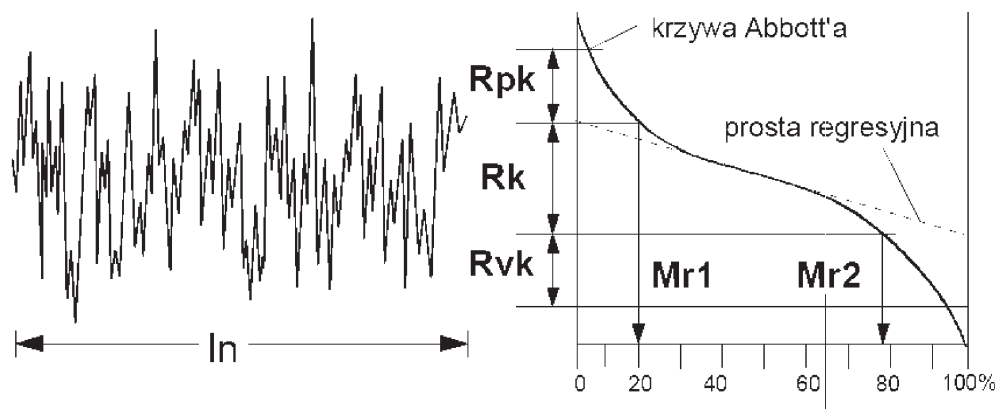
- an oil consumption decrease,
- legal regulations relating content of toxic components in exhaust gases and also CO<sub>2</sub> emission [1, 14].

Currently, a multistage conventional honing process with a geometrical surface structure of flat top-land „plateau” near with its image and roughness parameters to the surface after an engine running-in period are the dominating directions in manufacturing processes of the cylinder surface treatment [4, 8].

In order to describe the image of such a cylinder surface structure the roughness parameters in accordance with the ISO 13565-2 requirements are assumed [7].

These parameters describe the surface profile on the grounds of the material fraction curve, so called Abbott's curve (Fig. 2):

- Rk [μm] – a roughness core depth,
- Mr1 [%] – a percentage material fraction determined by the intersection line, separating the protruding hillocks from the roughness core profile,
- Mr2 [%] – a percentage material fraction determined by



Rys. 2. Parametry chropowatości Rpk, Rk, Rvk, Mr1, Mr2 według normy ISO 13565-2 oparte na wykorzystaniu krzywej udziału materiałowego Abbotta [7]

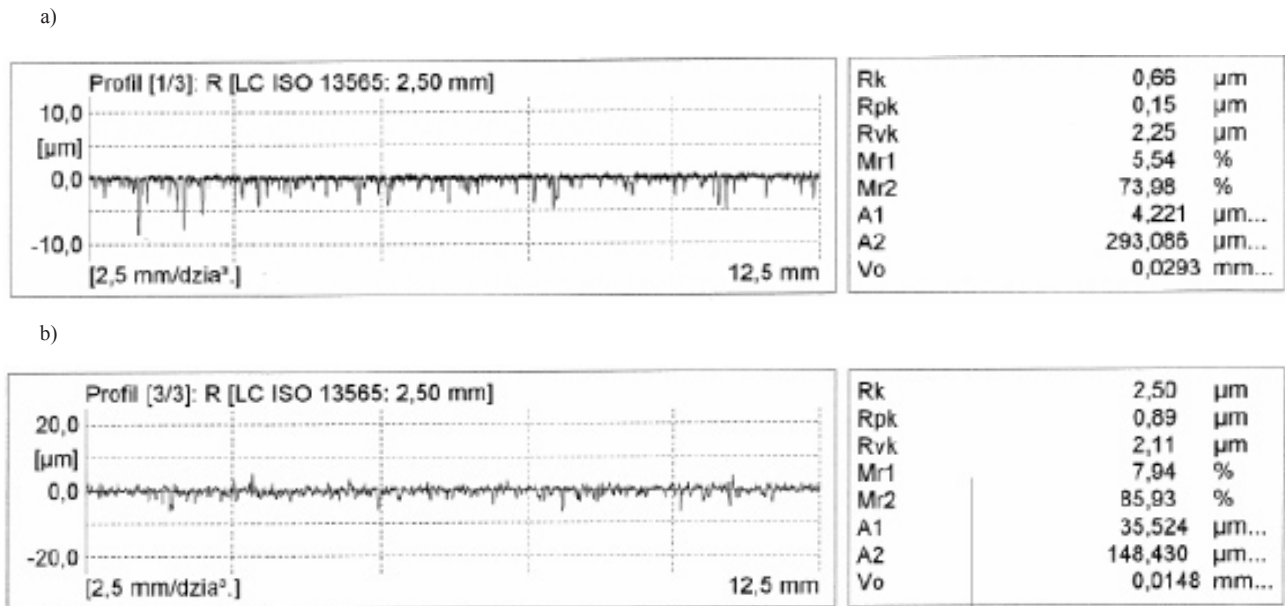
Fig. 2. The roughness parameters Rpk, Rk, Rvk, Mr1 and Mr2 according to the ISO 13565-2 standard based on the use of the Abbott's material fraction curve [7]

the intersection line, separating the deep cavities from the roughness core profile,

- Rpk [μm] – an average height of hillocks protruding above the roughness core profile,
- Rvk [μm] – an average depth of cavities protruding beneath the roughness core profile.

The change of the roughness profile in direction of smoother surfaces in the geometrical cylinder surface structure spells the surfaces bearing the stamp of smaller roughness parameters both in the „plateau” zone (Rpk < 0.3 μm) and in the basic structure zone as well (Rk < 0.8 μm) and in the zone of the oil magazines (Rvk < 1.5 μm) [4, 8, 12].

The profilograms of the geometric structure after flat top-land honing of smooth „plateau” type and of traditional type „plateau” honing from the Fig. 3 are the example of such a surface. The differences, both to the roughness parameter values and in their bearing surface as well exist for both the surface types.



Rys. 3. Przykłady profilogramów struktury geometrycznej powierzchni po honowaniu płasko-wierzchołkowym „plateau” a) typu gładkiego i b) typu tradycyjnego

Fig. 3. The examples of the profilograms of the geometrical surface structure after flat top-land „plateau” honing a) of smooth type and b) of traditional type

- honowania strumieniowego (ang. *fluid-jet honing*) polegające na zastosowaniu czwartego etapu honowania w postaci obróbki powierzchni cylindra cieczą wysokim ciśnieniem [6, 11, 12, 13],
- honowania laserowego zapewniające nacięcie głębokich rys lub wykonanie laserem kieszeni olejowych w formie systemu mikro-komór (pkt. 2.3, 3), względnie poddanie obróbce laserem powierzchni po procesie honowania metodą tzw. „abłacji” [2, 6, 12].

**2.3. Metoda obróbki powierzchni cylindrów z wykorzystaniem lasera**

Najnowsze technologie obróbki powierzchni cylindrowych firmy Gehring [9, 11, 12] są połączeniem obróbki konwencjonalnej honowania z obróbką laserem i obejmują następujące operacje:

- honowanie konwencjonalne-wstępne i bazowe według zasad opisanych w punkcie 2.1,
- obróbka laserowa polegająca na wypalaniu wąskich, głębokich rowków lub kieszeni w górnej części tulei cylindrowej (rys. 4, 5),
- honowanie końcowe-wykańczające mające na celu usunięcie nadtopionych warstw materiału (osadów i wypływek) powstałych w wyniku wypalania laserem rys/kieszeni olejowych oraz utworzenie płaskiej powierzchni typu „plateau”.

Zasada honowania laserowego jest taka sama jak w honowaniu konwencjonalnym. Wrzeciono z głowicą optyczną i laserową wykonuje w zależności od kształtu struktury (krzyżowa, kieszeni olejowych) ruch obrotowy i posuwisto-zwrotny. Znaczącymi elementami głowicy laserowej (rys. 4) jest:

- źródło światła laserowego,
- system prowadzenia promienia,
- głowica optyczna.

Also other new methods of cylinder surface treatment are based on the multistage conventional honing with the geometrical surface structure of the flat top-land “plateau” type.

Types of these processes:

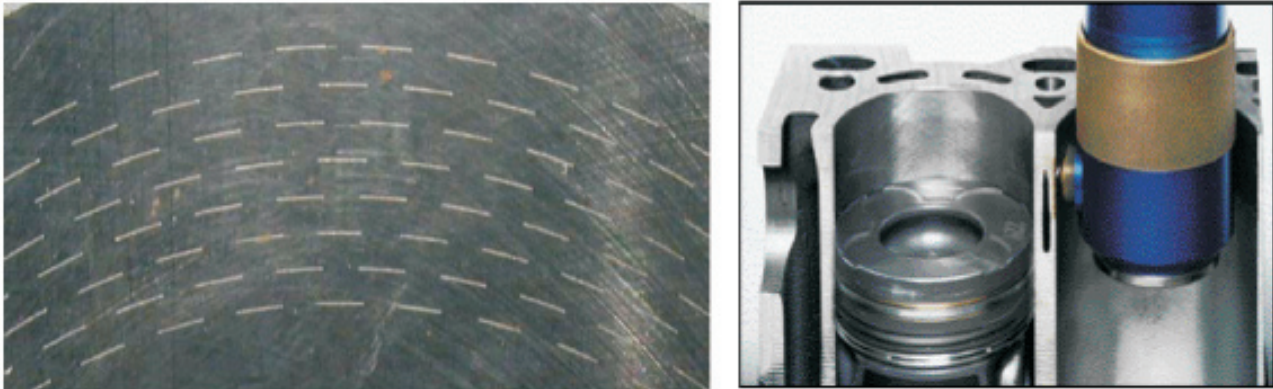
- a slide honing based on the change of the honing angle  $\alpha > 90^\circ$  (approx.  $135^\circ$ ) [6, 11, 12],
- fluid-jet honing base on the use of the fourth honing stage with treatment of the cylinder surface with liquid under the high pressure [6, 11, 12, 13],
- a laser-beam honing ensuring cutting of deep scratches or oil pockets in the form of micro-chambers (items 2.3, 3), or laser-beam treatment of the surfaces after honing process with so called “ablation” method [2, 6, 12].

**2.3. Cylinder surface treatment method with the use of laser**

The latest cylinder surface treatment processes of Gehring company [9, 11, 12] compose a combination of the conventional honing treatment with the laser-beam treatment and comprise the following operations:

- a conventional pre-honing and basic honing in accordance with the rules described in the item 2.1,
- a laser-beam treatment consists in burning of narrow, deep grooves or oil pockets in the top part of the cylinder liner (Fig. 4, 5),
- a finish honing in order to remove of partial melted layers of material (deposit and fin), resulted from a laser-beam burning of scratches/oil pockets and forming the flat “plateau” type surface.

The laser-beam honing is based on the same rule as the conventional honing. A spindle with an optical and laser head makes the rotary and reciprocating motions according to a structure profile (cruciform, oil pockets). The laser head has got the following significant elements (Fig. 4):



Rys. 4. Głowica laserowa w trakcie wykonywania zasobników oleju w górnej części powierzchni cylindra [9]

Fig. 4. The laser head in the course of making the oil magazines in the top part of the cylinder surface [9]

W czasie procesu wysoka energia promieniowania laserowego kierowana jest na obrabianą powierzchnię, częściowo jest odbijana i pochłaniana przez materiał cylindra. Energia pochłonięta jest tak duża, że powoduje podgrzanie materiału do stanu lotnego i następuje wypalenie określonego rowka lub kieszeni. Kształt struktury laserowej jest zapewniany w cyklu sterowanym numerycznie.

Ilość wypalanego materiału uzależniona jest od parametrów promieniowania takich jak:

- częstotliwość impulsów,
- moc,
- rodzaj promieniowania,
- szybkość posuwu głowicy laserowej.

W wyniku dużego gradientu temperatury oraz bardzo skupionej wiązki promieniowania o dużej mocy, oddziaływanie promieniowania na materiał cylindra jest ograniczone do niewielkiej powierzchni, a całkowity wzrost temperatury obrabianej powierzchni jest nieznaczny. Dzięki temu następuje zahartowanie materiału w okolicy wypalanego rowka i wzrost twardości.

#### 2.4. Badania struktury powierzchni cylindrów po obróbce laserem

Badania struktury powierzchni cylindrów po procesie obróbki laserem według technologii firmy Gehring przeprowadzono na bazie 4-cylindrowego żeliwnego bloku silnikowego o średnicy cylindra 70 mm (rys. 5).

Na rysunku 5 widoczna jest ukształtowana laserem struktura typu kieszeniowego na bazie struktury honowanej w górnej strefie powierzchni cylindra.

Badaniom poddano strukturę geometryczną powierzchni metodą profilometrii stykowej, strukturę warstwy wierzchniej metodą mikroskopii elektronowej oraz przeprowadzono badania składu chemicznego materiału bloku silnikowego metodą spektrometrii (rys. 6a i b).

Metodą mikroskopii elektronowej z zastosowaniem mikroskopu skaningowego wykonano analizy obrazu powierzchni cylindra w strefie oddziaływania lasera i poza tym obszarem. Pomiarom poddano strukturę geometryczną rozmieszczenia nacięć laserowych (rys. 7, 8).

Na rysunku 7 przedstawiono geometrię rozmieszczenia kieszeni olejowych, a na rys. 8 zilustrowano typowe obrazy

- a laser light source,
- a ray guidance system,
- an optical head.

During the process the high laser rays energy is guided on the treated surface and it is partially reflected and absorbed by the cylinder material. The absorbed energy is so large that it causes overheating of the material to the volatile state in which the burning of a specific groove or a pocket takes place. The laser structure profile is assured by the numerical control cycle.

The amount of the burnt out material depends on the rays parameters, such as:

- impulse frequency,
- power,
- type of rays,
- laser head feed rate.

Because of large temperature gradient and very concentrated high power rays beam the influence of the rays on the cylinder material is constrained to the little surface and the entire increase of the treated surface temperature is inconsiderable. By dint of it the hardening of the material in the area of the burnt groove and also increase of hardness take place.

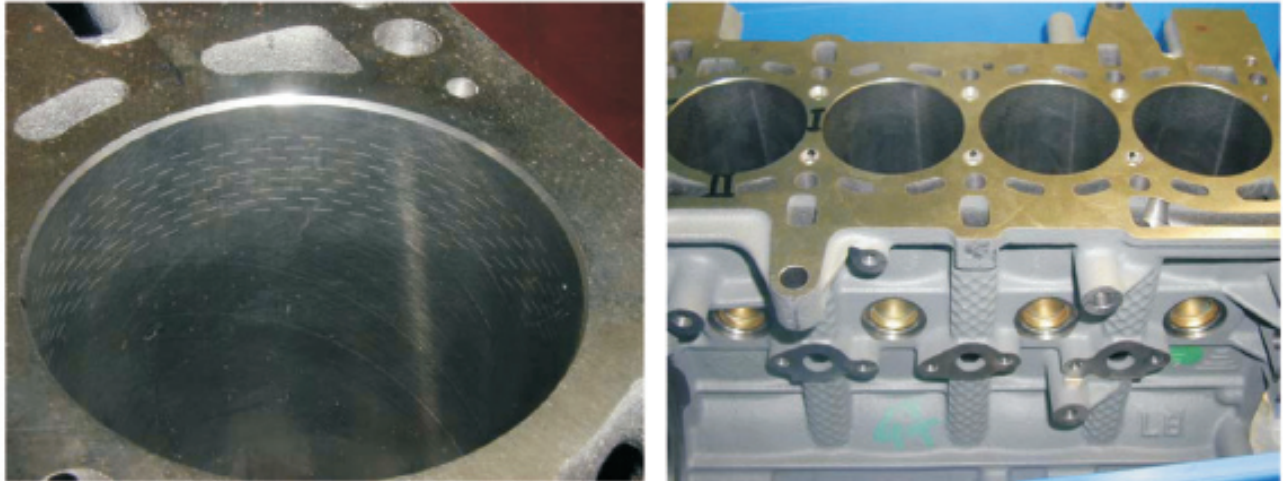
#### 2.4. Cylinder surface structure examination after the laser treatment

The cylinder surface structure examination after the laser treatment under the Gehring company process was carried out on the basis of a 4-cylinder cast iron engine block with the cylinder ID of 70 mm (Fig. 5).

The laser-formed pocket type structure on the grounds of the honed structure in the cylinder surface top area can be seen in the Fig. 5.

The examination was carried out for the geometrical surface structure with the contact profilometry method, for the outer layer structure with the electron microscopy method and for the chemical composition of the engine block with the spectrometry method (Fig. 6a, b).

The cylinder surface picture analyses in the area of laser influence and beyond the limits of this area was carried out with the electron microscopy method with the use of the scanning microscope. The measurements were made for the geo-



Rys. 5. Zdjęcie 4-cylindrowego bloku silnikowego po obróbce laserem według technologii firmy Gehrung  
 Fig. 5. The picture of the 4-cylinder engine block after the laser treatment under the Gehrung company technology

mikrostruktury w miejscu oddziaływania lasera na powierzchnię w stosunku do tradycyjnego obrazu powierzchni po honowaniu poza strefą oddziaływania lasera.

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i badań mikroskopowych strukturę geometryczną powierzchni wykonanej laserem można scharakteryzować następującymi cechami:

- wykonana jest w górnej strefie cylindra na długości 12,2 mm co odpowiada polu współpracy pakietu pierścieni tłokowych z gładzią cylindra w strefie GMP,
- pojedyncze poziome rysy nacięte laserem posiadają następujące parametry geometryczne: długość 3 mm, szerokość 80 μm, głębokość 15–20 μm,
- odstęp pomiędzy rysami zarówno po obwodzie jak i na długości jest taki sam i wynosi 2 mm,
- parametry chropowatości powierzchni w strefie oddzia-

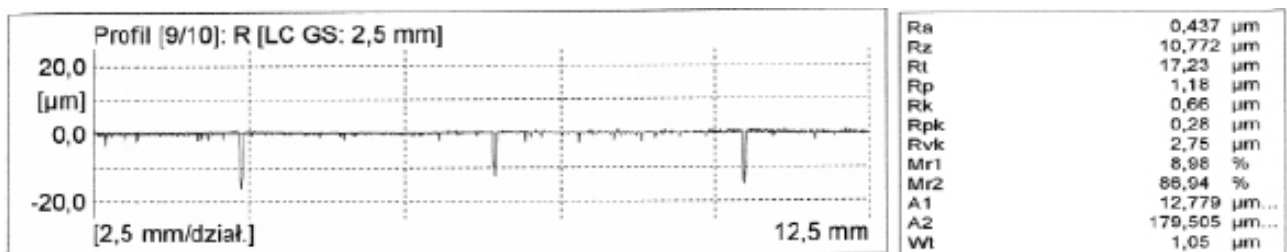
metrical structure of the laser cuts distribution (Fig. 7, 8).

The Fig. 7 shows the oil pockets distribution geometry while the Fig. 8 illustrates the typical microstructure images in the place of laser influence on the surface in relation to the traditional surface image after honing beyond the limits of the laser influence zone.

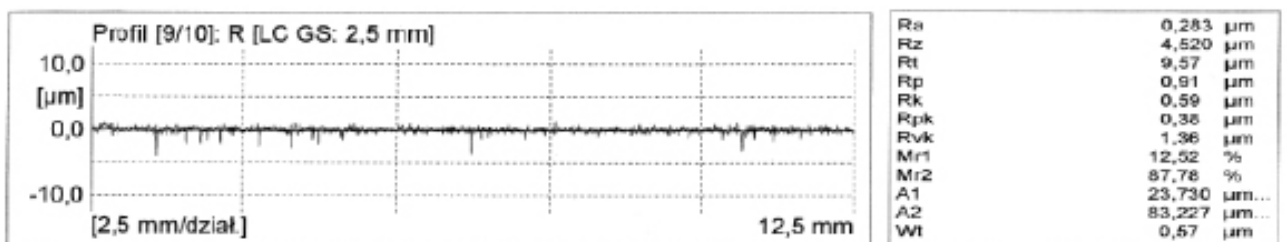
The measurements and microscopic examinations carried out allowed to characterize the geometrical structure of the surface made with laser-beam treatment by the following features:

- it is made in the top area of the cylinder at a length of 12,2 mm which corresponds with the co-acting of the piston ring package with the cylinder bearing surface in the GMP zone,
- the single horizontal scratches made with laser have got

a)

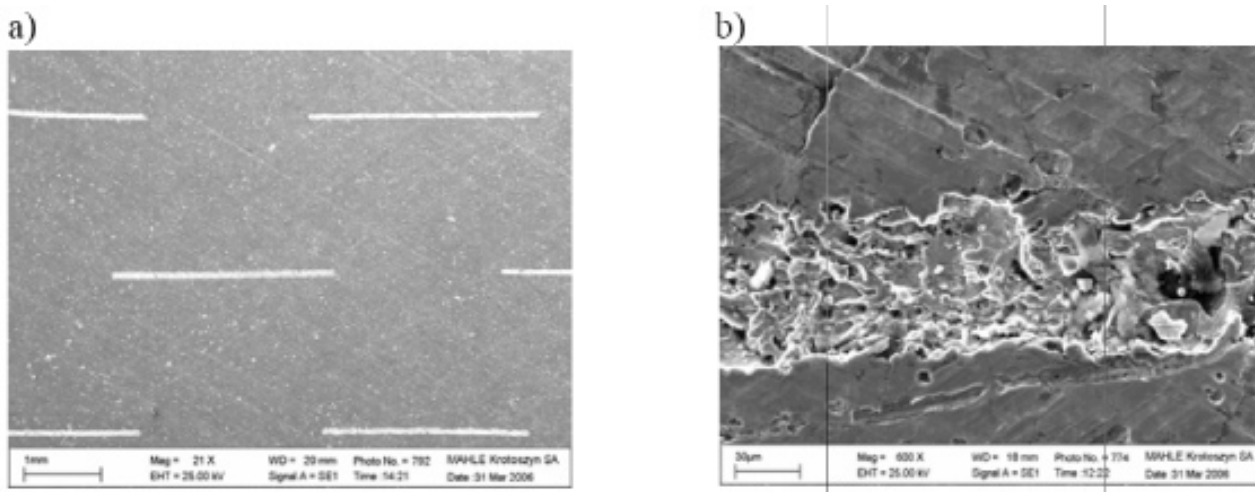


b)



Rys. 6. Typowe przebiegi profilogramów struktury geometrycznej powierzchni w strefie oddziaływania lasera (a) i poniżej tej strefy (b)

Fig. 6. The typical geometrical surface structure profilogram patterns in the zone of laser influence (a) and beneath this zone (b)



Rys. 7. Obraz struktury powierzchni cylindrów w strefie oddziaływania lasera: a) rozmieszczenie rys, b) wnętrze pojedynczej rysy

Fig. 7. The images of the cylinder surface structure in the zone of laser influence: a) distribution of scratches, b) inside of the single scratch

ływania laserem i strefie konwencjonalnego honowania są porównywalne w zakresie parametru  $R_{pk}$ ,  $R_k$  i  $Mr_2$ . Różnice występują w parametrach  $R_{vk}$  i  $Mr_1$ , co jest wynikiem geometrii rys naciętych laserem.

Analiza obrazu mikrostruktury otocznia rysy naciętej laserem charakteryzuje się zmienioną strukturą w stosunku do mikrostruktury poza strefą działania lasera. Zmianie uległa dyspersja perlitu, oraz zaobserwowano wyraźny wzrost mikrotwardości rzędu 60 HV.

### 3. Podsumowanie

Przedstawione nowe metody kształtowania powierzchni cylindrów poprzez powiązanie procesu konwencjonalnego honowania cylindrów typu płasko-wierzchołkowego „plateau” ze strukturą powierzchni gładkiej lub z udziałem dodatkowej obróbki laserem są wynikiem prac badawczych konstruktorów silników w kierunku spełnienia wymogów zużycia oleju i zawartości składników toksycznych w spalinach.

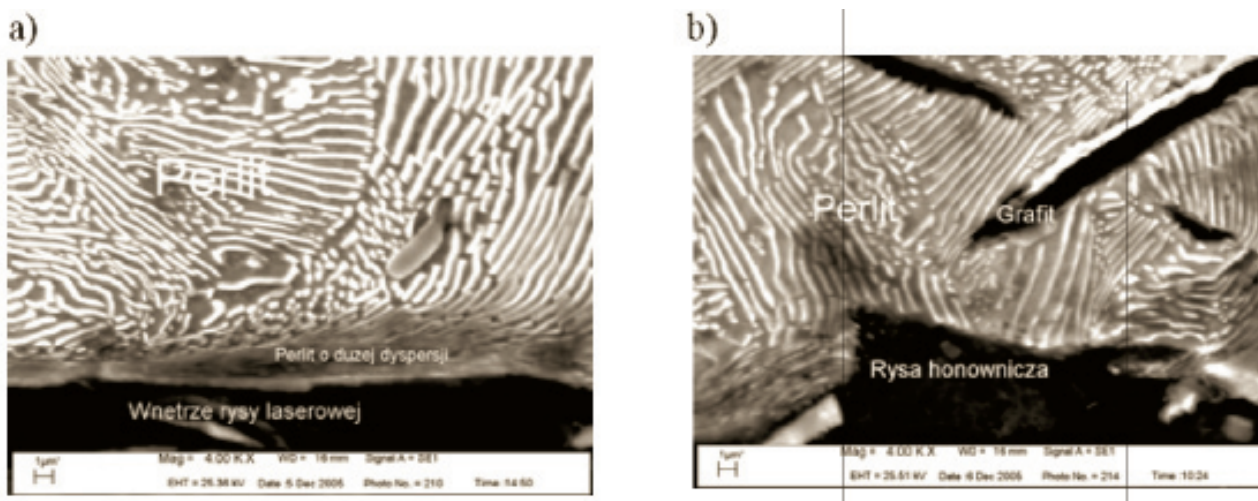
the following geometrical parameters: length 3 mm, width 80  $\mu\text{m}$ , depth 15–20  $\mu\text{m}$ ,

- the distance between the scratches both at a circumference and at a length as well is the same and amounts to 2 mm,
- the surface roughness parameters in the laser influence zone and in the conventional honing zone are comparable within the range of the parameters  $R_{pk}$ ,  $R_k$  and  $Mr_2$ . Some differences between the parameters  $R_{vk}$  and  $Mr_1$ , resulting from the geometry of scratches cut by laser exist.

Analysis of the image microstructure surroundings of the scratch made by laser is characterized by change of the structure in relation to the microstructure beyond the limits of the laser influence zone. The pearlite dispersion changed and the tangible increase of micro-hardness by about 60 HV was noticed.

### 3. Recapitulation

The presented new methods of the cylinder surface forming by connection of the conventional flat top-land „plateau” honing process with the smooth surface structure or with



Rys. 8. Obraz mikrostruktury: a) w strefie oddziaływania lasera, b) poza strefa działania lasera

Fig. 8. The image of microstructure: a) in the laser influence zone, b) beyond the limits of the laser influence zone

Przeprowadzone badania i pomiary struktur powierzchni cylindrów po procesie honowania płasko-wierzchołkowego „plateau” typu gładkiego oraz powierzchni honowanych typu płasko-wierzchołkowego „plateau” z dodatkową obróbką laserem, która kształtuje kieszenie olejowe w formie tzw. mikrokomór w strefie GMP są potwierdzeniem dużych możliwości technologicznych w przemyśle samochodowym.

Procesy dodatkowej obróbki powierzchni cylindrów po procesie honowania z użyciem lasera dają możliwości dalszego rozwoju dla tego typu powierzchni. Natomiast zalety powierzchni uzyskanej podczas obróbki z wykorzystaniem lasera dają również możliwość prowadzenia dalszych prac nad wykorzystaniem tej metody do obróbki innych powierzchni szczególnie narażonych na zużycie.

Artykuł recenzowany

additional laser-beam treatment result from research work of engine designers towards fulfillment of requirements relating to oil consumption and content of toxic components in the exhaust gases.

The carried out research work and measurements of the cylinder surface structures after the flat top-land „plateau” of smooth type honing process and the honed surfaces of the flat top-land „plateau” type with the additional laser treatment which forms the oil pockets in a form of so called micro-chambers in the GMP zone testify broad technological abilities in the motor industry.

The additional cylinder surface treatments after the honing process with use of laser offer possibilities of broad development for the surfaces such of these. On the other hand, the qualities of the surface obtained during the process with the use of laser give also possibility to conduct further work on utilization of this method for the treatment of other surfaces which are above all exposed for wear.

## Literatura/Bibliography

- [1] Amending Directive 72/306/EEC Proposal for a Regulation of European Parliament and of the council. SEC(200) 1745.
- [2] Bergmann H.W., Brandenstein C., Lang A., Lindner H., Queitsch R., Stengel E.: UV-Laserbelichtung von Grauguß Zylinderlaufbahnen von Verbrennungskraftmaschinen.VDI-Berichte nr1764, 2003.
- [3] Dyrektywa 2005/55/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 28.09.2005.
- [4] Hill S.H.: Cylinder Bore Finishes and Their Effect on Oil Consumption. Perfect Circle Div. of Dana Corp., 2001-01-33550.
- [5] Klink U.: Laserhonen für Zylinderlaufbahnen, MTZ 58 (1997) 9.
- [6] Kozaczewski W.: Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 2004.
- [7] ISO 13565-2: Struktura geometryczna powierzchni; metoda profilowa powierzchnie o warstwowych właściwościach funkcjonalnych. PKN 1999.
- [8] Lenthal J.S.: Cylinder Bore Surface Finish, its Evolution and Specification. The Tribology of Internal Combustion Engines, University of Birmingham, 1996.
- [9] Materiały firmy Gehrting GmbH&Co. KG. Laserstrukturierung-Vebesserung der tribologischen Eigenschaften von Oberflächen, 2004.
- [10] Merkisz J.: Zużycie oleju w szybkoobrotowych silnikach spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994.
- [11] Robota A., Zwein F.: Einfluss der Zylinderlaufflächentopografie auf den Ölverbrauch und die Partikelemissionen eines DI-Dieselmotors. MTZ 60 (1999) 4.
- [12] Schmid J.: Übersicht zu Honverfahren an GG-Zylinderlaufflächen. 2. Nürtinger Honsymposium Nagel, 2005.
- [13] Seck E., Strobel J.: Diamant-Fluidstrahl-Glätthonung. Ein neues Verfahren zur Bearbeitung der Zylinderlaufbahnen von Kurbelgehäusen aus Grauguss. MTZ 62 (2001) 2.
- [14] Suchecki A., Sordyl A., Bielaczyc P.: Analysis of the oil consumption in the modern, EURO 4, direct-injection, turbocharger compression-ignition automobile engines. PTNSS Kongres 2005, Paper P05-C030, Bielsko-Biała-Szczyrk 2005.
- [15] Weigmann U.P.: Grundlagen des Honens und aktuelle Entwicklungen. 2. Nürtinger Honsymposium Nagel, 2005.

Dr inż. Józef Gruszka – Kierownik Działu Zarządzania Jakością, MAHLE Polska Sp. z o.o. Krotoszyn.

Mr Józef Gruszka, DEng. – Head of Quality Management, MAHLE Polska Sp. z o.o. Krotoszyn.



Mgr inż. Andrzej Suchecki – Kierownik Pracowni Badań Stanowiskowych Silników, OBR SM BOSMAL Bielsko-Biała.

Mr Andrzej Suchecki, MSc. Eng. – Manager Engine Bench Tests Laboratory, Automotive Research and Development Center BOSMAL.



## Model systemu turbodoładowania trakcyjnego silnika o zapłonie samoczynnym

*W artykule zaprezentowano empiryczno-matematyczny model turbodoładowania dla silnika o zapłonie samoczynnym z doładowaniem zakresowym. Model oparty jest na wykorzystaniu charakterystyk silnika SW680 uzyskanych na podstawie średnich parametrów obiegu oraz charakterystyk przepływowych turbosprężarek, do opisu których wykorzystano metody regresji wielowymiarowej. Warunki współpracy turbosprężarki z silnikiem trakcyjnym uwzględnione zostały za pomocą współczynników pulsacyjności, co zapewnia wystarczającą zbieżność obliczeń numerycznych z wynikami badań eksperymentalnych*

Słowa kluczowe: silnik ZS, modelowanie, turbodoładowanie, doładowanie zakresowe

### Model of turbo-charging system of traction diesel engine

*This paper presents empirical-mathematical model of turbo-charging for the Diesel engine with sequential turbo-charging. The model is based on application of the SW 680 engine characteristics obtained on the basis of average parameters of a cycle as well as flow characteristics of turbochargers, for the description of which the methods of multiple regression have been used. The conditions of the turbocharger co-operation with the traction engine have been taken into account by means of pulsation coefficients, which ensures sufficient convergence of numerical calculations with the results of experimental testing.*

Key words: diesel engine, modeling, turbo-charging, sequential turbo-charging

### 1. Wstęp

Modelowanie trakcyjnego silnika turbodoładowanego jest zagadnieniem szczególnie skomplikowanym. Wynika to z więzi gazowej pomiędzy silnikiem o przepływie pulsacyjnym a turbosprężarką o przepływie ciągłym. W publikacjach [3, 4, 9, 10, 13, 17, 18] przedstawiono szereg alternatywnych sposobów rozwiązania tego problemu, które różnią się zarówno ideą, jak i dokładnością. Wymagane jest zastosowanie matematycznego opisu nie tylko silnika lecz również sprężarki oraz turbiny. Do opisu mogą być wykorzystane metody analityczne [1, 2, 12, 15, 16] umożliwiające obliczenie prędkości w charakterystycznych przekrojach części przepływowej turbiny i sprężarki przy uwzględnieniu strat hydraulicznych oraz cieplnych. Pozwala to na określenie wymiarów turbosprężarki i parametrów doładowania. Inna metoda polega na wykorzystaniu istniejących charakterystyk uzyskanych w czasie badań eksperymentalnych. W takim przypadku najprościej jest sformułować model matematyczny przez określenie zależności funkcyjnej, aproksymując charakterystyki silnika oraz turbosprężarki wielomianami wyższych stopni z wykorzystaniem metod regresji wielowymiarowej [4, 7, 8, 19]. Współczynniki wielomianów wyznaczyć można w oparciu o dyskretyzację posiadanych charakterystyk lub korzystając z przybliżonych zależności uzyskanych metodami identyfikacji podczas badań silnika. Uzyskane w ten sposób funkcje mogą być bezpośrednio wykorzystane do obliczeń parametrów obiegu. Dają one zadowalający obraz jakości pracy silnika o określonej regulacji w stanach ustalonych.

### 1. Introduction

Modelling of a turbocharged traction diesel engine is a particularly complex issue. This results from the gas connection between the engine with pulsating flow and the turbocharger with continuous flow. In the publications [3, 4, 9, 10, 13, 17, 18], a series of alternative methods for solving of this problem has been presented that differ in both the idea and the accuracy. It is required to apply the mathematical description not only of the engine but also of the turbocharger and the turbine. Analytical methods [1, 2, 11, 15, 16] may be used for description, enabling calculation of velocities in characteristic intersections of the flow part of the turbine and the compressor, with taking into account hydraulic and thermal losses. This allows for determination of the turbocharger dimensions and the supercharging parameters. Another method is based on use of the existing characteristics obtained during experimental tests. In such case, the simplest way is to formulate a mathematical model through determination of function dependence by approximating the characteristics of the engine and of the turbocharger with polynomials of greater degrees, with making use of the multiple regression [4, 7, 8, 19]. The coefficients of polynomials may be determined on the basis of digitisation of the characteristics being at disposal or by making use of the approximated dependences obtained through identification methods during engine testing. Functions obtained in such a way may be directly used for calculations of the cycle parameters. They provide a satisfactory image of the engine operation quality with specified adjustment in steady states.

Obliczeniowe przedstawienie warunków współpracy silnika oraz turbosprężarki wymaga również precyzyjnego określenia warunków przepływu powietrza oraz spalin przez turbosprężarkę. Przy modelowaniu turbodoładowanego silnika trakcyjnego z pulsacyjnym zasilaniem turbiny napotyka się na problemy z obliczeniami parametrów turbiny. Pulsacje ciśnienia sprawiają, że jest dość duża rozbieżność między średnimi parametrami, a ich wartościami chwilowymi, nawet w ustalonych stanach pracy silnika. Dla uzyskania wymaganej dokładności obliczeń w silnikach z turbiną pulsacyjną należy uwzględnić wpływ pulsacyjności strumienia na moc oraz sprawność turbiny.

**2. Ogólne założenia modelu systemu turbodoładowania silnika o zapłonie samoczynnym**

Do symulacji oraz oceny parametrów pracy doładowanego silnika opracowano empiryczno-matematyczny model układu silnik-turbosprężarkowy zespół doładowujący oparty na średnich parametrach obiegu silnika. Schemat funkcjonalny modelu układu przedstawiony został na rysunku 1. W modelu tym występują: podsystem silnika spalinowego, który tworzy objętość cylindra i podsystemy turbodoładowujące, które mogą być włączane do współpracy przez układ przełączający. Oddziaływania zachodzące pomiędzy poszczególnymi podsystemami turbodoładowania a podsystemem silnika (przedstawione na schemacie jako główne oraz pomocnicze kierunki obliczeń) wpływają na obliczane parametry doładowania wynikające z bilansu mocy sprężarki oraz turbiny. Wymienione elementy systemu turbodoładowania traktuje się jako obiekty o znanych i opisanych analitycznie charakterystykach. Obliczenia prowadzone są dla ustalonych warunków pracy silnika i zespołu doładowującego. Zakres obliczeń związanych z doбором zespołu doładowującego do silnika, sprowadza się do oceny dopasowania charakterystyk przepływowych poszczególnych elementów systemu turbodoładowania, uwzględniając przy tym wpływ zmian sprawności silnika, sprężarki i turbiny.

W modelu przewidziano następujące możliwe do zastosowania metody turbodoładowania, dla których przewidziano pulsacyjne zasilanie turbiny:

- a) turbodoładowanie za pomocą jednej turbosprężarki,
- b) turbodoładowanie za pomocą dwóch turbosprężarek jednakowej wielkości,
- c) turbodoładowanie za pomocą dwóch turbosprężarek różnej wielkości (typowe dla doładowania zakresowego).

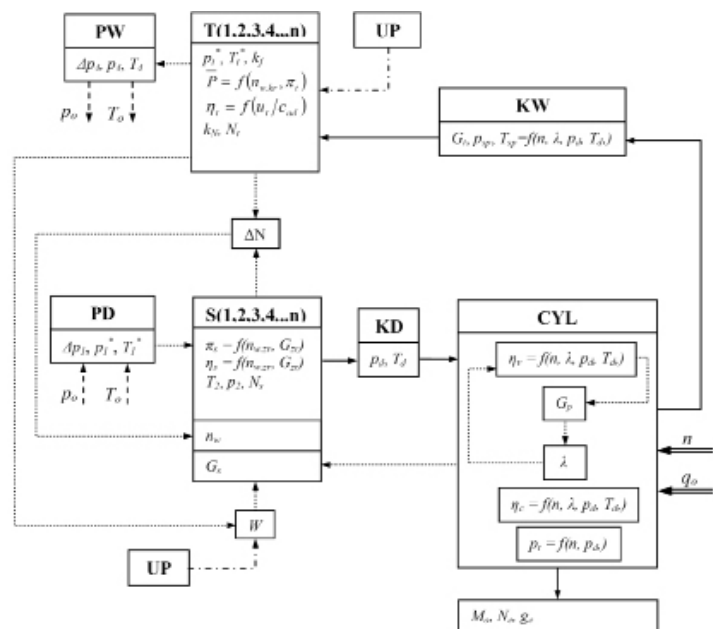
Metodyka obliczeń wskaźników obiegu silnika dla przyjętych sposobów turbodoładowania obejmuje następujące założenia powodujące uproszczenie konstrukcji modelu:

- a) stała regulacja silnika oraz jego niezmienna sprawność w danym punkcie obliczeniowym,

The computational presentation of the conditions of co-operation of the engine and the turbocharger requires also a precise determination of the air and exhaust gases flows through the turbocharger. During modelling of a turbocharged traction engine with pulsating supply of the turbine, problems with calculation of the turbine parameters are encountered. The pressure pulsations cause that there is a quite large discrepancy between the average parameters and their momentary values, even at established states of the engine operation. In order to obtain the required accuracy of calculations in the engines with pulse turbine, the influence of the stream pulsation on the power and on the efficiency of the turbine is to be taken into account.

**2. General assumptions of the model of turbo-charging of a Diesel engine**

For simulation and assessment of operation of an engine with supercharging, an empirical-mathematical model of the engine-turbo-charging unit has been elaborated, based on average parameters of the engine cycle. The functional diagram of the model of the system has been presented on Fig. 1. This model includes: subsystem of combustion engine that forms the volume of the cylinder, turbo-charging subsystems that may be engaged into co-operation by the switching system. Interactions taking place between particular turbo-charging subsystems and the engine subsystem – presented on the diagram as the main and the auxiliary directions of calculations – influence the calculated turbo-charging parameters resulting from the power balance of the compressor and the turbine. The mentioned elements of the turbo-charging



Rys. 1. Schemat systemu turbodoładowania silnika: S – sprężarka, T – turbina, CYL – cylinder, KD – kolektor dolotowy, KW – kolektor wylotowy, PD – pole dolotu, PW – pole wylotu, UP – układ przełączający metody turbodoładowania, → – główny kierunek obliczeń, - - - - - pomocniczy kierunek obliczeń

Fig. 1. Diagram of engine turbo-charging system: S – compressor, T – turbine, CYL – cylinder, KD – inlet manifold, KW – outlet manifold, PD – inlet area, PW – outlet area, UP – system for switching of turbo-charging methods, → – main direction of calculations, - - - - - auxiliary direction of calculations

- b) czynnik roboczy traktowany jest jak gaz doskonały o zadanym składzie chemicznym,
- c) pomija się wpływ temperatury na ciepło właściwe powietrza oraz spalin,
- d) przepływ gazów przyjmuje się jako quasi-ustalony,
- e) w obliczeniach parametrów turbiny uwzględnia się zmiany mocy sprawności oraz przepustowości w pulsacyjnym strumieniu gazów za pomocą współczynników bezwymiarowych,
- f) w obliczeniach sprężarki oraz turbiny uwzględniane są różnice pomiędzy parametrami statycznymi oraz parametrami spiętrzenia gazów,
- g) zjawiska falowe uwzględnia się za pomocą współczynników bezwymiarowych,
- h) pomija się wymianę ciepła oraz oddziaływanie wszelkich nieszczelności w układzie.

Podstawą obliczeń współpracy silnika z turbosprężarkowym zespołem doładowującym jest spełnienie następujących warunków:

- a) prędkości obrotowe wirników sprężarki  $n_s$  oraz turbiny  $n_t$  są jednakowe i równe prędkości wału turbosprężarki  $n_w$ :

$$n_s = n_t = n_w \quad (1)$$

- b) ilość powietrza przepływającego przez silnik  $G_p$  równa jest ilości powietrza przepływającego przez sprężarki  $G_s$  oraz ilości czynnika przepływającego przez turbiny  $G_t$  z uwzględnieniem możliwych strat czynnika roboczego przez nieszczelności  $G_n$  i zużycia paliwa  $G_e$ :

$$G_p = G_s = G_t - G_n + G_e \quad (2)$$

Uwzględniając, że zużycie paliwa oraz straty czynnika roboczego stanowią ok. 2–4% natężenia przepływu powietrza, w pierwszym przybliżeniu można założyć, że:

$$G_p = G_s = G_t \quad (3)$$

W obliczeniach z dwoma turbosprężarkami różnej wielkości zakłada się, że ilość powietrza przepływającego przez silnik równa jest sumie ilości powietrza przepływającego przez każdą sprężarkę:

$$G_p = G_s = G_{s1} + G_{s2} \quad (4)$$

- c) moce turbiny  $N_t$  oraz sprężarki  $N_s$  są równe:

$$N_s = N_t \quad (5)$$

Osadzenie na wspólnym wale turbiny spalinowej oraz sprężarki powoduje, że obliczenia poszczególnych parametrów muszą być prowadzone metodą kolejnych iteracji, pozwalających na uzyskanie bilansu mocy, masowego natężenia przepływu i prędkości obrotowej wirników sprężarki oraz turbiny z założoną dokładnością, przy obliczonych w modelu parametrach przepływu powietrza oraz spalin.

### 3. Model matematyczny podsystemu silnika

W przyjętym modelu opartym na średnich parametrach obiegu podsystem silnika traktowany jest jako objętość, którą tworzy układ komór roboczych cylindrów, o znanych charakterystykach. Do analitycznego opisu tych charakterystyk mogą zostać wykorzystane równania regresji aproksymujące

system are considered as objects of known and analytically described characteristics. The calculations are carried out for the determined conditions of the engine and the turbo-charging unit operation. The scope of the executed calculations related to the selection of a turbo-charging unit to the engine comes down to the assessment of matching of the flow characteristics of particular elements of the turbo-charging system, with taking into account the influence of changes on the efficiency of the engine, the compressor and the turbine.

In the model, the following turbo-charging methods possible to be used have been provided for, for which pulsating turbine supply has been provided for:

- a) turbo-charging by means of one turbocharger,
- b) turbo-charging by means of two turbochargers of the same size,
- c) turbo-charging by means of two turbochargers of different sizes (typical for sequential turbo-charging).

The methodology of calculations of the rates of the SW 680 engine cycle for the adopted turbo-charging methods covers the following assumptions that cause simplification of the model construction:

- a) continuous adjustment of the engine operation and its constant efficiency in a given calculation point,
- b) working medium considered as a perfect gas with determined chemical composition,
- c) the influence of temperature on specific heats of air and exhaust gases is neglected,
- d) the flow of gases is taken as quasi-determined,
- e) in the calculations of the turbine parameters, changes of the efficiency, power and output are taken into account in the pulsating stream of gases by means of non-dimensional coefficients,
- f) in the calculations for the compressor and the turbine, differences between the static parameters and the parameters of gas accumulations are taken into account,
- g) the wave phenomena are taken into account by means of non-dimensional coefficients,
- g) heat exchange and influence of all leakages in the system are neglected.

The basis for calculation of the engine co-operation with the turbo-charging unit is to meet the following conditions:

- a) rotational speeds  $n_s$  of the compressor rotors and  $n_t$  of the turbine are identical and equal to the speed of the turbocharger shaft  $n_w$ , eq. (1);
- b) the quantity of air  $G_p$  flowing through the engine is equal to the quantity of air  $G_s$  flowing through the compressors and to the quantity of medium  $G_t$  flowing through the turbines with taking into account the possible losses  $G_n$  of a working medium through the leakages and the fuel consumption  $G_e$ , eq. (2);

Taking into account that the fuel consumption and losses of the working medium constitute approximately 2% up to 4% of the air flow rate, it may be assumed in the first approximation according to eq. (3).

wyniki pomiarów otrzymanych podczas badań hamownianych silnika [4, 18]. Do wskaźników pracy silnika, które w decydujący sposób określają warunki współpracy silnika z turbosprężarkowym zespołem doładowującym należą przede wszystkim: temperatura spalin w układzie wylotowym przed turbiną –  $T_t$ , sprawność cieplna –  $\eta_c$ , współczynnik napelnienia –  $\eta_v$ , średnie ciśnienie tarcia –  $p_{tr}$ , prędkość obrotowa wału korbowego silnika –  $n$ , współczynnik nadmiaru powietrza –  $\lambda$ , ciśnienie –  $p_d$  oraz temperatura doładowania –  $T_d$ . Na podstawie analizy charakterystyk silników turbodoładowanych proponuje się aby model silnika przedstawić w postaci następujących relacji:

$$\eta_c = f(n, \lambda, p_d, T_d) \quad (6)$$

$$\eta_v = f(n, \lambda, p_d, T_d) \quad (7)$$

$$T_t = f(n, \lambda, p_d, T_d) \quad (8)$$

$$p_{tr} = f(n) \quad (9)$$

W świetle wyników analiz prezentowanych w pracy [10] oraz własnych badań [5], w przy ocenie granicy dymienia silników turbodoładowanych konieczne jest uwzględnienia temperatury oraz ciśnienia powietrza doprowadzanego do cylindrów. Świadczy to o istotnym wpływie gęstości ładunku na przebieg tworzenia mieszaniny palnej oraz spalania przy stałym nadmiarze powietrza. Daje to podstawy do stwierdzenia, że tak sformułowane zależności (6), (7), (8), (9) odzwierciedlają rzeczywiste relacje przyczynowo-skutkowe pomiędzy przedstawionymi parametrami i mogą stanowić jakościowy model matematyczny opisujący z wymaganą dokładnością grupę turbodoładowanych silników ZS z wtryskiem bezpośrednim, wyposażonych w klasyczny układ wtryskowy.

Opis matematyczny zależności (6), (7), (8), (9) przedstawiono w postaci wielomianów. Identyfikacji współczynników wielomianów dokonano na przykładzie silnika SW-680, którego podstawowe parametry i cechy konstrukcyjne przedstawiono w tablicy 1.

W celu uzyskania analitycznej postaci funkcji wyrażonych zależnościami (6), (7), (8) wyniki pomiarów aproksymowano wielomianami drugiego stopnia. Weryfikację istotności współczynników wielomianu przeprowadzono na drodze analizy niedokładności przy założonym poziomie istotności  $\alpha = 0,05$ . Opis zależności (9) ograniczono do wielomianu pierwszego stopnia, gdyż uwzględnienie wyższych stopni wielomianu nie znajdowało uzasadnienia w świetle wyników badań znanych m.in. z literatury [17, 18]. Równania regresji opisujące charakterystyki silnika SW-680 mają postać:

$$\eta_v = -1,76996 + 0,00108 \cdot n - 0,102 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + -0,029987 \cdot \lambda^2 + 0,001537 \cdot n \cdot p_d - 0,37807 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot T_d + -3,3012 \cdot \lambda \cdot p_d + 0,00174 \cdot \lambda \cdot T_d \quad (10)$$

$$\eta_c = -2,84656 + 1,02797 \cdot \lambda + 7,4439 \cdot p_d + 0,008848 \cdot T_d + +0,86 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 - 0,033883 \cdot \lambda^2 - 42,393216 \cdot p_d^2 + +2,28402 \cdot \lambda \cdot p_d - 0,003474 \cdot \lambda \cdot T_d \quad (11)$$

$$T_t = -2128,33 - 0,3356 \cdot n - 6130,22 \cdot p_d + 21,84 \cdot T_d - 0,00002 \cdot n^2 + +101,68 \cdot \lambda^2 - 0,0269 \cdot T_d^2 + 0,1163 \cdot n \cdot \lambda + 6,3263 \cdot n \cdot p_d + -1205,71 \cdot \lambda \cdot p_d - 2,0532 \cdot \lambda \cdot T_d \quad (12)$$

In the calculations with two turbochargers of different sizes it is assumed that the quantity of air flowing through the engine is equal to the sum of the quantity of air flowing through each compressor, eq. (4).

c) the powers of the  $N_t$  turbine and the  $N_s$  compressor are equal, eq. (5).

Mounting of the internal combustion turbine and the compressor on one shaft causes that the calculations of particular parameters must be carried out through the method of subsequent iterations allowing for obtaining of the power balance, mass intensity of flow and the rotational speeds of rotors of the turbocharger and the turbine with the assumed accuracy, at the parameters of flow of air and combustion gases calculated in the model.

### 3. Mathematical model of the engine subsystem

In the adopted model based on average cycle parameters, the engine subsystem is considered as a volume that forms a system of working chambers of the cylinders of known characteristics. For analytical description of these characteristics, the regression equations may be used that approximate the results of measurements obtained during the tests of the engine in the engine test house [4, 18]. The engine operation rates that in a decisive way determine conditions of the engine co-operation with a turbo-charging unit include mainly: exhaust gas temperature in the outlet system before the turbine –  $T_t$ , thermal efficiency –  $\eta_c$ , cylinder filling ratio –  $\eta_v$ , average friction pressure –  $p_{tr}$ , rotational speed of the engine crankshaft –  $n$ , combustion air factor –  $\lambda$ , pressure –  $p_d$  and supercharging temperature –  $T_d$ . The correlations taking place between particular rates have been presented in the form of the relations according to eq. (6–9).

Tablica 1. Charakterystyka obiektu badań  
Table 1. Characteristics of the object of testing

Układ cylindrów/ Arrangement of cylinders	rzędowy pionowy/ vertical in-line engine
Liczba cylindrów/Quantity of cylinders	6
Średnica cylindra/ Cylinder diameter	0,127 m
Skok tłoka/ Piston stroke	0,146 m
Pojemność skokowa/ Engine cubic capacity	11,093 dm <sup>3</sup>
Stopień sprężania/ Compression ratio	15,8
Kolejność zapłonów/ Ignition sequence	1-5-3-6-2-4
System wtrysku/ Injection system	bezpośredni do komory toroidalnej/ direct to toroidal chamber
Pompa wtryskowa/ Injection pump	P56T10

In the light of the results of analyses presented in the paper [10] and own research [5], at the assessment of the limit of smoking of turbocharged engines it is necessary to take into account the temperature and the pressure of

$$p_{tr} = 0,08829 + 0,016677 \cdot C_{sr} \quad (13)$$

Dopasowanie opisu matematycznego charakterystyk do rzeczywistych przebiegów oceniano na podstawie współczynnika korelacji wielowymiarowej  $R$ . Dla zależności (10) współczynnik korelacji wyniósł  $R = 0,97$ , dla zależności (11) uzyskano  $R = 0,96$ , dla zależności (12) –  $R = 0,99$  oraz  $R = 0,975$  dla zależności (13).

Adekwatność tak uzyskanych funkcji silnika do wyników pomiarów ogranicza się jedynie do badanego obszaru. Wartości  $\eta_c$ ,  $\eta_v$ ,  $T_t$  dla dowolnego punktu pracy obliczane są bezpośrednio z funkcji wielomianowej, nie mogą więc wychodzić poza przyjęte zakresy dopuszczalnych wartości. Przyjęto następujące zakresy wejść:

$$\begin{aligned} n &\in [1000 \div 2200]; \text{ min}^{-1} \\ p_d &\in [0,1 \div 0,2]; \text{ MPa} \\ T_d &\in [300 \div 400]; \text{ K} \\ \lambda &\in [1,3 \div 4] \end{aligned}$$

Konieczne jest przy tym uwzględnianie skojarzeń wejść, które nie mogą stać w sprzeczności z przebiegiem fizycznych zjawisk zachodzących w silniku. Dotyczy to w szczególności silnika z turbodoładowaniem, w którym ciśnienie oraz temperatura doładowania wzrastają wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej silnika. Oznacza to, że przy stałej regulacji silnika lub założonym przebiegu momentu obrotowego ciśnienie doładowania przy minimalnej prędkości obrotowej z przyjętego zakresu, zawsze będzie niższe niż przy prędkości maksymalnej. Ekstrapolacja modelu (funkcji silnika) przez przyjęcie wartości ciśnień doładowania znacznie wykraczających poza obszar objęty warunkami doświadczalnymi mogłaby prowadzić do znacznych nieścisłości. Stąd też dodatkowo przyjęto ograniczenia dotyczące maksymalnych wartości ciśnień doładowania dla minimalnej oraz maksymalnej prędkości obrotowej wału korbowego z dopuszczalnego zakresu. Pozwoli to uniknąć sytuacji, w których obliczone wartości  $\eta_c$ ,  $\eta_v$ ,  $T_t$  mogłyby przyjmować niedopuszczalne wartości.

#### 4. Matematyczny model podsystemu turbosprężarki

Pracę sprężarki odwzorowano za pomocą charakterystyk:

$$\eta_s = f(n_w, G_{zr}) \quad (14)$$

$$\pi_s = f(n_w, G_{zr}) \quad (15)$$

Zależności funkcyjne (14), (15) określono w postaci wielomianów drugiego stopnia. Równania regresji opisujące charakterystyki sprężarki o numerze katalogowym wimnika 309K turbosprężarki B3C mają postać:

$$\begin{aligned} \eta_s = & 0,46478 + 7,5582 \cdot 10^{-6} \cdot n_w - 0,33737 \cdot G_{zr} + \\ & + 0,000114 \cdot n_w \cdot G_{zr} - 1,89221 \cdot 10^{-10} \cdot n_w^2 + \\ & - 22,76364 \cdot G_{zr}^2 \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \pi_s = & 1,17438 - 9,12507 \cdot 10^{-6} \cdot n_w + 0,53369 \cdot G_{zr} + \\ & + 0,000053 \cdot n_w \cdot G_{zr} + 1,90049 \cdot 10^{-10} \cdot n_w^2 + 17,00108 \cdot G_{zr}^2 \end{aligned} \quad (17)$$

the air delivered to the cylinders. This shows a significant influence of the charge density on the course of formation of a combustible mixture and combustion with a continuous air excess. This gives bases to say that so formulated dependencies (6), (7), (8), and (9) reflect the actual cause and effect relations between the presented parameters and may form a qualitative mathematical model that describes in a required detail a group of turbocharged ZS engines with direct injection, equipped with a classical injection system.

The mathematical description of dependencies (6), (7), (8), and (9) has been presented in the form of polynomials. Identification of coefficients of polynomials has been done on the basis of the SW-680 engine, the basic parameters and constructional characteristics of which have been presented in the Table 1.

In order to obtain an analytical form of functions expressed by the dependencies (6), (7) and (8), the results of measurements have been approximated with quadratic polynomials. Verification of the significance of the polynomial coefficients has been carried out through analysis of inaccuracies with assumed level of significance  $\alpha = 0.05$ . Description of dependences (8) has been limited to the linear polynomial. Taking higher degrees of polynomials into account was not justified in the light of the research results, known from e.g. the literature of [17, 18]. The regression equations that describe the characteristics of the SW-680 engine have the form according to equations (10–13).

Matching of the mathematical description of characteristics to the actual curves was assessed on the basis of the  $R$  linear correlation coefficient. For the dependence (10), the correlation coefficient was  $R = 0.97$ , for the correlation (11) it was  $R = 0.96$ , for the correlation (12)  $R = 0.99$ , and  $R = 0.975$  for the correlation (13).

Adequacy of so obtained engine functions to the measurement results is limited only to the examined area. The values of  $\eta_c$ ,  $\eta_v$ ,  $T_t$  for any point of operation are calculated directly from the polynomial function, therefore they cannot go beyond the taken ranges of permissible values. The following input scopes have been taken:

$$\begin{aligned} n &\in [1000 \div 2200]; \text{ min}^{-1} \\ p_d &\in [0,1 \div 0,2]; \text{ MPa} \\ T_d &\in [300 \div 400]; \text{ K} \\ \lambda &\in [1,3 \div 4] \end{aligned}$$

Moreover, it is necessary to take into account the matchings of inputs that cannot be contradictory to the course of physical phenomena taking place in the engine. This in particular applies to the engine with turbo-charging, where the supercharging pressure and the temperature increase along with the increase of the engine speed. This means that with constant adjustment of the engine or the assumed torque curve, the supercharging pressure at the minimum rotational speed from the adopted range will always be lower than at the maximum speed. Extrapolation of the model (of the engine function) through taking the values

Dla uzyskanych zależności wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej wynoszą odpowiednio  $R = 0,98$  oraz  $R = 0,99$ . Spręż  $\pi_s$  oraz sprawność  $\eta_s$  dla poszczególnych punktów pracy obliczane są bezpośrednio z funkcji (16) i (17). Aby nie wyszły one poza obszar dopuszczalnych wartości wprowadzono funkcje ograniczające zbiory par wartości  $G_{zr}$  i  $n_w$ . Pozwala to uniknąć sytuacji, w których obliczone  $\pi_s$  oraz  $\eta_s$  mogłyby przyjmować wartości ujemne bądź wychodzące poza obszar charakterystyki. W obliczeniach współpracy silnika z turbosprężarką przyjęto, że wyznaczona sprawność sprężania nie powinna być mniejsza od  $\eta_s = 0,60$ . W opisie analitycznym uwzględniono również przebieg granicy pompowania sprężarki, która ogranicza obszar jej statecznej pracy. Przebieg granicy pompowania opisano zależnością funkcyjną:

$$G_{pom} = f(\pi_s) \quad (18)$$

Zależność (18) dla dysponowanych sprężarek określono odpowiednio do przebiegu granicy pompowania każdej z nich, jako funkcję liniową lub funkcję sklejaną złożoną z wielomianu pierwszego oraz drugiego stopnia. Dla sprężarki 309 K uzyskano następujące wartości współczynników wielomianów:

– granica pompowania w zakresie  $\pi_s = 1,1 \div 1,7$ :

$$G_{pom} = -0,0757 + 0,0857 \cdot \pi_s \quad (19)$$

– granica pompowania w zakresie  $\pi_s = 1,7 \div 2,5$ :

$$G_{pom} = -0,07409 + 0,6999 \cdot \pi_s - 0,1295 \cdot \pi_s^2 \quad (20)$$

Obliczona odległość linii punktów pracy silnika od granicy pompowania sprężarki oceniana wielkością  $K_{pom}$  nie powinna być mniejsza od 10–15%:

$$K_{pom} = \frac{(G_s - G_{pom})}{G_s} \quad (21)$$

W zależności (21)  $G_s$  określa wydatek powietrza w obliczonym punkcie pracy, natomiast  $G_{pom}$  – wydatek powietrza odpowiadający granicy pompowania przy tym samym sprężu.

Przy modelowaniu turbiny oparto się na opisie jej charakterystyki przepływowej. Charakterystykę turbiny promieniowej określa zależność parametru przepływu  $F_p = G_t \cdot \sqrt{T_t} / p_t$  oraz sprawności  $\eta_t$  w funkcji stopnia rozprężania  $\pi_t$  oraz kryterialnej prędkości obrotowej wirnika  $n_{w,kr}$ :

$$F_p = \frac{G_t \cdot \sqrt{T_t^*}}{p_t^*} = f(n_{w,kr}, \pi_t) \quad (22)$$

gdzie:  $T_t^*$ ,  $p_t^*$  – temperatura oraz ciśnienie spiętrzenia spalin przed turbiną, a

$$n_{w,kr} = \frac{n_w}{\sqrt{T_t}} \quad (23)$$

Dla turbiny o oznaczeniu 2,6 turbosprężarki B3C współczynniki wielomianu drugiego stopnia opisującego zależność (22) wynoszą:

$$F_p = -4,00449 + 0,00158 \cdot n_{w,kr} + 4,71602 \cdot \pi_t + -0,00205 \cdot n_{w,kr} \cdot \pi_t + 2,83 \cdot 10^{-7} \cdot n_{w,kr}^2 + 0,89058 \cdot \pi_t^2 \quad (24)$$

of supercharging pressures significantly exceeding the area covered with experimental conditions could lead to significant inaccuracies. Hence, additional limitations concerning maximum values of supercharging pressures have been assumed for the minimum and maximum rotational speeds of the crankshaft from the permissible range. This will allow avoiding the situation, where the calculated values of  $\eta_c$ ,  $\eta_v$ ,  $T_t$  could assume impermissible values.

#### 4. Mathematical model of the turbocharger subsystem

The compressor operation has been represented through the characteristics described by the equations (14) and (15). The function dependences (14) and (15) for the compressors being at disposal have been determined in the form of quadratic polynomials. The regression equations (16) and (17) describe the characteristics of the compressor of the catalogue rotor number of 309 K of the B3C turbo-compressor.

For the obtained dependencies, the values of the multiple correlation coefficient are  $R = 0.98$  and  $R = 0.99$  respectively. The values of compressor ratio  $\pi_s$  and efficiency  $\eta_s$  for particular points of operation are calculated directly from the functions (16) and (17), and – in order for them not to exceed the permissible values – functions limiting the sets of pairs of values of  $G_{zr}$  and  $n_w$  have been introduced. This will allow avoiding the situation, where the calculated  $\pi_s$  and  $\eta_s$  could assume either negative values or values exceeding the field of characteristics. It has been assumed in the calculations of the engine co-operation with turbocharger that the determined efficiency of compression should not be lower than  $\eta_s = 0.60$ . In the analytical description also the curve of the surge line of the compressor has been taken into account, which specifies the area of its stable operation. The curve of the surge line has been described by the function dependence, eq. (18).

The dependence (18) for the compressors being at disposal has been determined adequately to the curve of the surge line for each of the compressors being at disposal as a linear function or a combined function, consisting of the linear polynomial and the quadratic polynomial. For the 309 K compressor, the following values of the coefficients of polynomials have been obtained:

– surge line in the scope of  $\pi_s = 1,1 \div 1,7$ , eq. (19);

– surge line in the scope of  $\pi_s = 1,7 \div 2,5$ , eq. (20);

The calculated distance of the line of points of the engine operation from the surge line of the compressor evaluated by the  $K_{pom}$  size should not be lower than 10–15%, eq. (21).

In the dependence (21),  $G_s$  specifies the air expenditure at the calculated point of operation whereas  $G_{pom}$  – the air expenditure corresponding to the surge line at the same compression.

At modelling of the turbine, one has based on the description of its flow characteristics. The characteristic of the radial-flow turbine is determined by the dependence of the flow parameter  $F_p = G_t \cdot \sqrt{T_t} / p_t$  and the efficiency  $\eta_t$  in the function of the expansion ratio  $\pi_t$  and the criterion rotational speed of the rotor  $n_{w,kr}$ , eq. (22), where:  $T_t^*$ ,  $p_t^*$  – temperature

Sprawność turbiny opisano w zależności od liczby Macha:

$$\eta_t = f\left(\frac{u_t}{c_{ad}}\right) \quad (25)$$

i uzyskano następującą postać wielomianu drugiego stopnia:

$$\eta_t = -0,193 + 2,6836 \cdot M_u - 1,9173 \cdot M_u^2 \quad (26)$$

Wzrost mocy turbiny w pulsacyjnym strumieniu spalin można uwzględnić za pomocą współczynnika pulsacyjności określonego na podstawie badań identyfikacyjnych [14, 18]. W modelu zostało to uwzględnione za pomocą współczynnika pulsacyjności  $k_N$ , którego wartości zależne są od konstrukcji układu wylotowego silnika i dla danego silnika mogą być przyjęte za warunku podobieństwa przepływu [19]. Moc turbiny określa zależność:

$$N_t = G_t \cdot H_t^{ad} \cdot \eta_{tc} \cdot k_N \quad (27)$$

Równanie bilansu mocy z uwzględnieniem współczynnika pulsacyjności  $k_N$  określającego wzrost mocy turbiny określa zależność:

$$N_s = k_N \cdot N_t \quad (28)$$

Z warunku (28) wyznaczane jest ciśnienie doładowania podczas obliczeń iteracyjnych. Natomiast ciśnienie gazów przed turbiną wyznaczane jest z równania przepływu spalin przez turbinę przy uwzględnieniu pulsacji przepływu z zależności:

$$F_p \cdot k_f = \frac{G_t \cdot \sqrt{T_t^*}}{p_t} \quad (29)$$

Współczynnik  $k_f$  określa wzrost przepustowości turbiny przy pulsacyjnym przepływie spalin. Parametr przepływu  $F_p$  dla obliczonych wstępnie wartości temperatury spalin oraz stopnia rozprężania, określany jest z charakterystyki turbiny.

Wartości  $k_N$  w zależności od  $\pi_s$  oraz  $\pi_t$  opisano za pomocą wielomianu drugiego stopnia o postaci:

$$k_N = 2,165142 - 1,1288 \cdot \pi_s - 0,97323 \cdot \pi_t + 0,199058 \cdot \pi_s^2 + 0,094245 \cdot \pi_t^2 + 0,28578 \cdot \pi_s \cdot \pi_t \quad (30)$$

Wartości współczynnika  $k_f$  przy połączonym wylocie spalin z trzech cylindrów, co odpowiada modelowemu silnikowi SW 680 – obliczane są w zależności od sprężarki. Dla  $\pi_s < 1,5$ :

$$k_f = \sqrt{k_N} \quad (31)$$

Przy  $\pi_s > 1,5$   $k_f$  różnić się będzie od  $k_f$  obliczonego z zależności (31) tym bardziej, im wyższa jest wartość  $\pi_s$ . Dla  $\pi_s = 2,5 - 3,0$  wpływ pulsacji ciśnienia spalin na wskaźniki pracy turbiny jest znikomy i wartość  $k_f$  zbliżać się będzie do jedności. W takim przypadku  $k_f$  obliczany jest z zależności:

$$k_f = \frac{(2,75 - \pi_s) \cdot (k_f - 1)}{2,25} \quad (32)$$

and pressure of accumulation of combustion gases before turbine and  $n_{w,kr}$  expressed by eq. (23).

For the turbine with the denotation of 2,6 of the B3C turbo-compressor, the coefficients of the quadratic polynomial are defined in eq. (24).

The turbine efficiency has been described in the dependence from the Mach number according to eq. (25) and calculated from the quadratic polynomial according to eq. (26).

The increase of the turbine power in the pulsating stream of exhaust gases may be taken into account by means of pulsation coefficient determined on the basis of identification tests [14,18]. In the model, it has been included by means of pulsation coefficient  $k_N$ , the values of which are dependant on the construction of the outlet system of the engine, and may be taken for a given engine from the condition of the flow probability [19]. The turbine power is determined by the dependence according to the eq. (27).

The power balance equation with taking the pulsation coefficient  $k_N$  into account, determining the increase of the turbine power is defined by the dependence (28).

From the condition (28) the supercharging pressure is determined during the iterative calculations, whereas the pressure of gases before the turbine is determined from the following dependence from the equation (29) of exhaust gases flow through the turbine, with taking pulsation into account.

The  $k_f$  coefficient defines the increase of the flow parameter of the turbine at pulsating flow of exhaust gases. The  $F_p$  flow parameter for the preliminarily calculated value of the exhaust gases temperature and the expansion ratio is determined from the turbine characteristics.

The  $k_N$  values, depending on  $\pi_s$  and  $\pi_t$  have been described by means of quadratic polynomial having the form described by the eq. (30).

The values of the  $k_f$  coefficient, with combined outlet of exhaust gases from three cylinders, which corresponds to the model SW 680 engine, are calculated depending on the compression of the compressor. For a  $\pi_s < 1,5$  a value of  $k_f$  is calculated from the eq. (31).

At  $\pi_s > 1,5$ ,  $k_f$  will differ from  $k_f$  calculated from the dependence of (31), the more so the higher the  $\pi_s$  value is. For  $\pi_s = 2,5 - 3,0$ , the influence of pulsation of the exhaust gases pressure on the rates of the turbine operation is slight and the  $k_f$  value will be getting closer to 1. In such case,  $k_f$  is calculated from the dependence (32).

## 5. Methodology of calculations of the engine co-operation with the turbo-charging unit

On the basis of the assumptions presented above, a calculation model has been prepared that enables assessment of matching of the engine and the turbocharger characteristics and determination of average cycle parameters. In order to increase the accuracy of calculations, influence of change of the efficiencies of the compressor and the turbine – the parameters of which are determined for particular working conditions of the engine – are taken into account.

## 5. Metodyka obliczeń współpracy silnika z turbosprężarkowym zespołem doładowującym

W oparciu o przedstawione powyżej założenia opracowany został model obliczeniowy umożliwiający ocenę dopasowania charakterystyk silnika i turbosprężarki oraz wyznaczenie średnich parametrów obiegu. Dla zwiększenia dokładności obliczeń uwzględnia się wpływ zmian sprawności sprężarki oraz turbiny, której parametry wyznaczane są dla określonych warunków pracy na silniku.

Metodyka obliczeń umożliwia ocenę odległości obliczonych punktów pracy silnika od granicy pompowania zastosowanej sprężarki. Obliczenia parametrów obiegu mogą być realizowane dla charakterystyk prędkościowych oraz obciążeniowych z zastrzeżeniem, że wartości parametrów wprowadzanych w danych wejściowych oraz obliczonych nie wyjdą poza przedziały dopuszczalnych wartości.

W charakterze danych wejściowych do obliczeń przyjęto:

- wymiary geometryczne silnika;
- liczbę turbosprężarek –  $i_{TS}$ ;
- prędkość obrotową wału korbowego silnika –  $n$ ;
- dawkę paliwa spalane w cylindrze w czasie jednego obiegu –  $q_o$ .

Przyjmowanie w szerokim zakresie wartości dawki paliwa spalane w cylindrze w czasie jednego obiegu dla każdej prędkości obrotowej daje możliwość wyznaczenia praktycznie dowolnego przebiegu zależności  $M_o = f(n)$  dla obliczanej charakterystyki prędkościowej. Obliczenia mogą być realizowane dla różnych wartości prędkości znamionowej, różnych typorozmiarów turbosprężarek oraz konfiguracji pracy zespołu doładowującego (z jedną turbosprężarką oraz z dwoma turbosprężarkami w układzie równoległym o jednakowych rozmiarach lub różnej wielkości).

W pierwszym przybliżeniu w charakterze danych wejściowych przyjmowane są: współczynnik nadmiaru powietrza oraz temperatura spalin przed turbiną, których wartości przyjmowane są orientacyjnie z zależności  $\lambda = f(q_o, n)$ ,  $T_t = f(q_o, n)$ . Wprowadzenie ich ma na celu zawężenie obszaru poszukiwań rozwiązania optymalnego i nie mają one wpływu na końcowy wynik. Ponadto orientacyjnie zadawane są: ciśnienie spalin przed turbiną –  $p_p$ , ciśnienie doładowania –  $p_d$ , prędkość obrotowa wirnika turbosprężarki –  $n_w$ . Wartości te są w trakcie iteracyjnych obliczeń precyzowane aż do uzyskania założonej zbieżności parametrów.

Dla przyjętych wartości  $q_o$  oraz  $\lambda$  obliczane jest zapotrzebowanie na powietrze  $G_p$ , a następnie ilość powietrza przepływającego przez każdą ze sprężarek, która określana jest z uwzględnieniem liczby zastosowanych turbosprężarek  $i_{TS}$  oraz ich typorozmiarów. Dla turbosprężarek jednakowej wielkości, ilość powietrza przepływającego przez każdą ze sprężarek określa zależność:

$$G_s = \frac{G_p}{i_{TS}} \quad (33)$$

Przy dwóch turbosprężarkach różnych typorozmiarów  $G_p$  jest sumą ilości powietrza przepływającego przez każdą ze sprężarek:

$$G_p = G_{s1} + G_{s2} \quad (34)$$

The methodology of calculations enables assessment of the distances of the calculated points of the engine operation from the pumping limit of the used compressor. Calculations of the cycle parameters may be carried out for the speed and load characteristics with the reservation that the values of parameters entered in the input data and the calculated data will not exceed the ranges of permissible values.

As the input data, the following have been taken for calculations:

- geometrical dimensions of the engine;
- number of turbochargers –  $i_{TS}$ ;
- rotational speed of the engine crankshaft –  $n$ ;
- dose of fuel combusted in the cylinder during one cycle –  $q_o$ .

Taking – in the wide scope of values – a dose of fuel combusted in the cylinder during one cycle for each rotational speed, gives a possibility to determine practically any curve of dependences  $M_o = f(n)$  for the calculated speed characteristic. The calculations may be effected for different values of the rated speed, several type-dimensions of turbochargers and work configurations of the turbo-charging unit (with one turbocharger and with two turbochargers in a parallel arrangement with identical dimensions or different sizes).

In the first approximation, the following are taken as the input data: combustion air factor and the temperature of combustion gases before the turbine, the values of which are taken approximately from the dependence  $\lambda = f(q_o, n)$ ,  $T_t = f(q_o, n)$ . Their introduction aims at narrowing of the area of the search for the optimum solution and they have no influence on the final result. Moreover, the following are set approximately: pressure of exhaust gases before the turbine –  $p_p$ , supercharging pressure –  $p_d$ , and rotational speed of the compressor rotor –  $n_w$ . These values are specified during iterative calculations until the assumed convergence of parameters is obtained.

For the taken values of  $q_o$  and  $\lambda$ , air demand  $G_p$  is calculated, and then – the quantity of air flowing through each of the compressors that is determined with taking the number  $i_{TS}$  of used compressors into account as well as their type-dimensions. For the turbochargers of the same size, the quantity of air flowing through each compressor is defined by the dependence (33).

With two turbochargers of different type-dimensions,  $G_p$  is the sum of the quantity of air flowing through each of the compressors, eq. (34).

In the first approximation, the quantity of air flowing through each compressor is determined from the mass balance (34) on the basis of flow characteristics of the turbines, for approximately taken values of  $T_p$ ,  $p_t$  and rotational speeds of rotors. It is assumed at the same time that the thermodynamic parameters of exhaust gases before each turbine are the same and that they are equal to the accumulation parameters. The flow capacity of the turbine can be read from the turbine characteristics, which is defined by the dependence (35) with the consideration of eq. (36).

W pierwszym przybliżeniu ilość powietrza przepływającego przez każdą sprężarkę wyznaczana jest z bilansu masy (34) na podstawie charakterystyk przepływowych turbin, dla orientacyjnie przyjętych wartości  $T_p$ ,  $p_t$  oraz prędkości obrotowych wirników. Jednocześnie zakłada się, że parametry termodynamiczne spalin przed każdą turbiną są jednakowe i równe parametrom spiętrzenia. Z charakterystyki turbiny można odczytać przepustowość turbiny, którą określa zależność:

$$F_p = G_t \cdot \frac{\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \quad (35)$$

skąd:

$$G_t = \frac{p_1^* \cdot F_p}{\sqrt{T_1^*}} \quad (36)$$

Wprowadzając współczynnik udziału ilości powietrza  $W_p$  sprężarek dla  $p_t^*$ ,  $T_t^*$  = idem:

$$W_p = \frac{G_{t1}}{G_{t2}} \quad (37)$$

ilość powietrza przepływającego przez każdą sprężarkę wyniesie:

$$G_{s1} = \frac{G_p \cdot W_p}{W_p + 1} \quad (38)$$

$$G_{s2} = \frac{G_p}{W_p + 1} \quad (39)$$

Wartość  $W_p$  jest korygowana w kolejnych obliczeniach iteracyjnych na podstawie obliczonych wartości  $p_t^*$ ,  $T_t^*$  aż do uzyskania wymaganej zbieżności obliczeń wynikających z bilansu mocy oraz bilansu masy czynnika przepływającego przez każdą turbosprężarkę i przez silnik.

Następnie obliczane jest ciśnienie  $p_1$  oraz temperatura  $T_1$  powietrza na wlocie do sprężarki z uwzględnieniem oporów przepływu na dolocie do sprężarki.

Zredukowana prędkość obrotowa każdego z wirników sprężarek określana jest na podstawie temperatury spiętrzenia powietrza na wlocie do sprężarki  $T_1^*$  oraz temperatury odniesienia dla charakterystyk sprężarek ( $T_{o,zr} = 288$  K) z zależności:

$$\eta_{w,zr} = \eta_w \cdot \sqrt{\frac{T_{o,zr}}{T_1^*}} \quad (40)$$

Zredukowana ilość powietrza przepływającego przez sprężarkę określana jest na podstawie parametrów spiętrzenia na wlocie na wirnik oraz temperatury i ciśnienia odniesienia dla charakterystyk sprężarek ( $p_{o,zr} = 0,1$  MPa) z zależności:

$$G_{s,zr} = G_s \cdot \frac{p_{o,zr}}{p_1^*} \cdot \sqrt{\frac{T_1^*}{T_{o,zr}}} \quad (41)$$

Dla obliczonych wartości zredukowanej prędkości obrotowej oraz zredukowanego wydatku powietrza, z zależności (16) i (17) wyznaczane są: sprawność izentropowa  $\eta_s$  oraz spręż  $\pi_s$ .

Na podstawie  $\pi_s$  obliczana jest nowa wartość ciśnienia doładowania z uwzględnieniem oporów przepływu od

By wprowadzając the ratio of air quantity participation  $W_p$  of the compressors (eq. 37) for  $p_t^*$ ,  $T_t^*$  = idem the quantity of air flowing through each compressor will be calculated from eq. (38) and (39).

The  $W_p$  value is corrected in subsequent iterative calculations on the basis of the calculated values of  $p_t^*$ ,  $T_t^*$ , until the required convergence of calculations resulting from the power balance and the balance of medium flowing through each turbocharger and through the engine is obtained.

Then, the  $p_1$  pressure and the  $T_1$  temperature of air at the inlet to the compressor are calculated, with taking the flow resistances at the inlet to the compressor into account.

The reduced rotational speed of each of the rotors of compressors is determined on the basis of the temperature of air accumulation at the inlet to the  $T_1^*$  compressor and the reference temperature for the characteristics of compressors ( $T_{o,zr} = 288$  K) from the dependence (40).

The reduced quantity of air flowing through the compressor is determined on the basis of the accumulation parameters at the inlet to the rotor and the reference temperature and pressure for the characteristics of compressors ( $p_{o,zr} = 0,1$  MPa) from the dependence (41).

For the calculated values of reduced rotational speed and the reduced air expenditure, isentropic efficiency  $\eta_s$  and compressor ratio  $\pi_s$  are determined from the dependences (16) and (17).

On the basis  $\pi_s$ , a new value of the supercharging pressure is calculated, with taking into account the resistance of flow from the compressor to the engine. In the subsequent calculation steps, a new corrected value of the supercharging pressure according to the eq. (42) is used.

On the basis of the determined  $\eta_s$  and the value of the air adiabatic curve exponent set in the initial data, exponent of polytropic curve of compression in the compressor is calculated.

At calculations for two different compressors, the air temperature at the outlet of each of the compressors  $T_2$  will be different, which results from the difference in the efficiency of each device.

With two compressors in operation, the temperature of a fresh charge before the inlet valve will result from mixing of masses with different temperatures. It is assumed that a fresh charge flowing out of each turbocharger is mixed immediately, forming a homogenous gas mixture, the temperature of which can be determined from the energy balance. If heating up by the walls of the inlet system is taken into account, then the temperature of a fresh charge before the inlet valve is defined by the dependence (43).

The cylinder filling ratio  $\eta_v$  is calculated from the dependence (10). Then, for the determined values of the air density before the valve and  $\eta_v$ , new values of air flow through the  $G_{p-n}$  engine as well as  $G_{s-n}$  of the compressor and the air excess number  $\lambda_n$  are calculated from the equations (44) and (45) or for turbochargers of different sizes from the equations (46–48).

Then, the new  $G_p = G_{p-n}$ ,  $G_s = G_{s-n}$ ,  $\lambda = \lambda_n$  values are used in the calculations:

sprężarki do silnika. W kolejnych krokach obliczeniowych wykorzystywana jest skorygowana, nowa wartość ciśnienia doładowania:

$$P_d = P_{d-n} \quad (42)$$

Na podstawie wyznaczonej  $\eta_s$  oraz zadanej w danych początkowych wartości wykładnika adiabaty powietrza obliczany jest wykładnik politropy sprężania w sprężarce.

Przy obliczeniach dla dwóch różnych turbosprężarek temperatura powietrza na wylocie każdej ze sprężarek  $T_2$  będzie zróżnicowana, co wynika z różnicy sprawności każdego z urządzeń.

Przy dwóch pracujących turbosprężarkach temperatura świeżego ładunku przed zaworem dolotowym wynikać będzie z wymieszania mas o różnych temperaturach. Zakłada się, że świeży ładunek wypływający z każdej z turbosprężarek miesza się natychmiast, tworząc homogeniczną mieszaninę gazową, której temperaturę wyznaczyć można z bilansu energii. Jeśli uwzględnić podgrzanie od ścianek układu dolotowego, to temperaturę świeżego ładunku przed zaworem dolotowym określa zależność:

$$T_d = \frac{G_{s1} \cdot (T_{2-1} + \Delta T) \cdot G_{s2} \cdot (T_{2-2} + \Delta T)}{G_{s1} + G_{s2}} \quad (43)$$

Współczynnik napełnienia  $\eta_v$  obliczany jest z zależności (10). Następnie dla wyznaczonych wartości gęstości powietrza przed zaworem oraz  $\eta_v$  obliczane są nowe wartości przepływu powietrza przez silnik  $G_{p-n}$ , sprężarki  $G_{s-n}$  oraz współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda_n$ :

$$G_{p-n} = \frac{V_{ss} \cdot n \cdot \eta_v \cdot \rho_s}{120} \quad (44)$$

$$G_{s-n} = \frac{G_{p-n}}{3600 \cdot i_{TS}} \quad (45)$$

lub dla turbosprężarek różnej wielkości:

$$G_{s1-n} = \frac{G_{p-n} \cdot W}{W + 1} \quad (46)$$

$$G_{s2-n} = \frac{G_{p-n}}{W + 1} \quad (47)$$

$$\lambda_n = \frac{G_{p-n}}{G_c \cdot L_t} \quad (48)$$

Następnie w obliczeniach wykorzystywane są nowe wartości:  $G_p = G_{p-n}$ ,  $G_s = G_{s-n}$ ,  $\lambda = \lambda_n$ .

Praca adiabatycznego sprężania świeżego ładunku w sprężarce wynosi:

$$H_s^{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot T_1^* \cdot R \cdot \left( \pi_s^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (49)$$

a moc potrzebna do napędu sprężarki:

$$N_s = G_s \cdot H_s^{ad} / \eta_s \quad (50)$$

W obliczeniach ilości spalin zasilających turbinę pomijane są straty części gazu przez nieszczelności oraz przepływanie cylindra. Całkowita ilość spalin przepływająca przez turbinę  $G_t$  obliczana jest na podstawie  $G_s$  z uwzględnieniem współczynnika nadmiaru powietrza.

Work of adiabatic compression of a fresh charge in the compressor is calculated from the equation (49) and the power necessary for the compressor drive – from eq. (50).

In the calculations of the quantity of exhaust gases that supply the turbine, the losses of a part of the gas through leakages and the cylinder scavenging are neglected. The total quantity of exhaust gases flowing through the  $G_t$  turbine is calculated on the basis of  $G_s$  with taking the air excess number into account.

The pressure of exhaust gases at the outlet from the  $p_4$  turbine is calculated with taking into account the resistance of exhaust gases in the outlet system behind the turbine for the approximately assumed quantity of air flowing through the compressor in rated conditions.

The temperature of exhaust gases before the  $T_t^*$  turbine is calculated from the experimental dependence (12) for the corrected values of the supercharging pressure and temperature as well as the combustion air factor. In the first approximation in the calculations of the exhaust gases pressure it is assumed that  $P_t^* = P_d$ .

The expansion ratio in the turbine is defined by the conditions of the turbine operation, eq. (51). From the dependence (24), the turbine flow parameter is calculated.

The corrected value of the exhaust gases pressure at the inlet to the turbine rotor  $p_{t-n}^*$  is calculated with taking into account the increase of the turbine flow capacity at the pressure pulsations, from the dependence (52).

The  $k_f$  coefficient that includes momentary increase of the turbine flow capacity at pulsating flow of exhaust gases is determined from the dependences (31) and (32).

A new value of the expansion ratio in the turbine is calculated from the equation (53).

The corrected values of the pressure before the turbine  $p_{t-n}^*$  and of the expansion ratio  $\pi_{t-n}^*$  are used in subsequent calculation steps.

Work of adiabatic expansion of exhaust gases in the turbine is calculated from the equation (54).

Adiabatic efficiency of the turbine is calculated from the dependence (26).

Power of the turbine, including pulsation of the turbine supply, is calculated from the equation (55).

The correction factor  $k_N$  that includes increase of the turbine power in pulsating stream of exhaust gases is calculated from the dependence (30).

A corrected value of the rotational speed of the turbo-charger rotor is calculated on the basis of the compressor power and the turbine power, from the dependence (56).

Calculations are carried out until the assumed conformity of powers of the compressor and the turbine, eq. (57), is obtained.

## 6. Results of calculations

On the Figures 2, 3 and 4, selected rates of the SW 680 engine, turbo-charged with one B3C turbocharger with the inlet box of the turbine with the intersection area of  $A_T=17$  cm<sup>2</sup> have been presented. It may be stated that the differences of the simulation results and the measurements for the presented rates do not exceed 5%. These differences result

Ciśnienie spalin na wylocie z turbiny  $p_4$  obliczane jest z uwzględnieniem oporów przepływu spalin w układzie wylotowym za turbiną dla orientacyjnie założonej ilości powietrza przepływającego przez sprężarkę w warunkach znamionowych. Temperatura spalin przed turbiną  $T_t^*$  obliczana jest z eksperymentalnej zależności (12) dla skorygowanych wartości ciśnienia i temperatury doładowania oraz współczynnika nadmiaru powietrza. W pierwszym przybliżeniu w obliczeniach ciśnienia spalin przyjmuje się, że  $p_t^* = p_d$ .

Stopień rozprężania w turbinie określony jest warunkami pracy turbiny:

$$\pi_t^* = p_t^* / p_4 \quad (51)$$

Z zależności (24) obliczany jest parametr przepływu turbiny.

Skorygowana wartość ciśnienia spalin na wlocie na wirnik turbiny  $p_{t-n}^*$  obliczana jest z uwzględnieniem wzrostu przepustowości turbiny przy pulsacjach ciśnienia z zależności:

$$p_{t-n}^* = \frac{G_t \cdot \sqrt{T_t^*}}{k_f \cdot F_p} \quad (52)$$

Współczynnik  $k_f$  uwzględniający chwilowy wzrost przepustowości turbiny przy pulsacyjnym przepływie spalin określany jest z zależności (31), (32).

Obliczana jest nowa wartość stopnia rozprężania w turbinie:

$$\pi_{t-n}^* = p_{t-n}^* / p_4 \quad (53)$$

Skorygowane wartości ciśnienia przed turbiną  $p_{t-n}^*$  oraz stopnia rozprężania  $\pi_{t-n}^*$  wykorzystywane są w kolejnych krokach obliczeniowych.

Praca adiabatycznego rozprężania spalin w turbinie wynosi:

$$H_t^{ad} = \frac{\kappa_{sp}}{\kappa_{sp} - 1} R_{sp} \cdot T_t^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_t^*} \right)^{\frac{\kappa_{sp}-1}{\kappa_{sp}}} \right] \quad (54)$$

Sprawność adiabatyczna turbiny obliczana jest z zależności (26).

Moc turbiny z uwzględnieniem pulsacyjności zasilania turbiny wyznacza się z równania:

$$N_t = G_t \cdot H_t^{ad} \cdot \eta_t \cdot \eta_{tm} \cdot k_N \quad (55)$$

Współczynnik poprawkowy  $k_N$  uwzględniający wzrost mocy turbiny w pulsacyjnym strumieniu spalin obliczany jest z zależności (30).

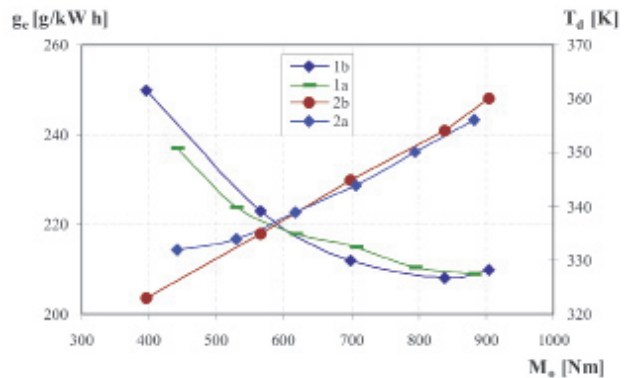
Skorygowana wartość prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki obliczana jest na podstawie mocy sprężarki oraz turbiny z zależności:

$$n_{w_n} = n_w \frac{N_t}{N_s} \quad (56)$$

Obliczenia prowadzone są do uzyskania założonej zgodności mocy sprężarki oraz turbiny:

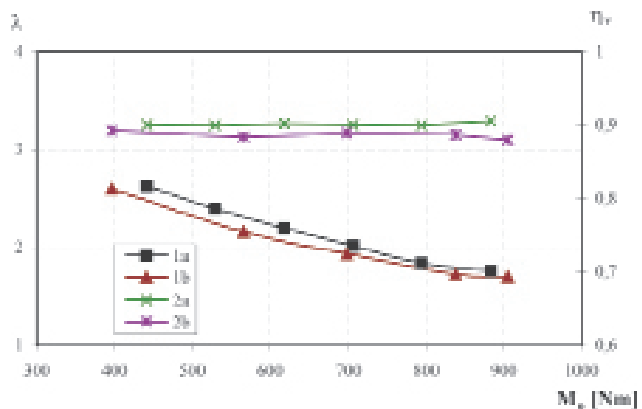
$$\left| \frac{N_s - N_t}{N_t} \right| \leq 0,02 \quad (57)$$

from the accuracy of calculations of the mass air flow rate and are related to the accuracy of adoption of description



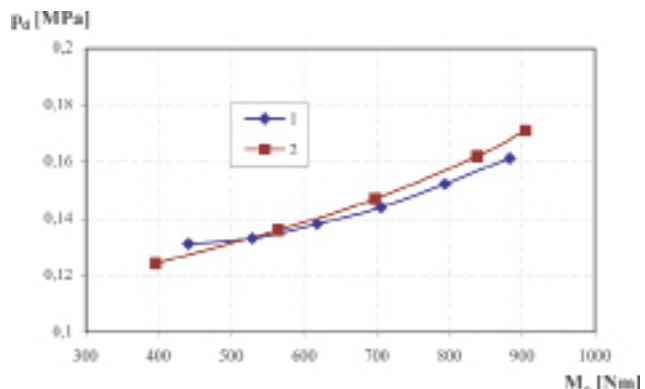
Rys. 2. Porównanie wartości jednostkowego zużycia paliwa (obliczonych - 1a, wyznaczonych eksperymentalnie - 1b) oraz temperatury doładowania (obliczonych - 2a, wyznaczonych eksperymentalnie - 2b)

Fig. 2. Comparison of specific fuel consumption values (calculated - 1a, determined experimentally - 1b) and the supercharging temperature (calculated - 2a, determined experimentally - 2b)



Rys. 3. Porównanie wartości współczynnika nadmiaru powietrza (obliczonych - 1a, wyznaczonych eksperymentalnie - 1b) oraz współczynnika napełnienia (obliczonych - 2a, wyznaczonych eksperymentalnie - 2b)

Fig. 3. Comparison of the combustion air factor value (calculated - 1a, determined experimentally - 1b) and the cylinder filling ratio (calculated - 2a, determined experimentally - 2b)



Rys. 4. Porównanie wartości ciśnienia doładowania obliczonych - 1 oraz wyznaczonych eksperymentalnie - 2

Fig. 4. Comparison of calculated values of supercharging pressure - 1 and determined experimentally - 2

## 6. Wyniki obliczeń

Weryfikację modelu sprowadzono do porównania wyników obliczeń symulacyjnych z wynikami pomiarów. Na rysunkach 2, 3 i 4 przedstawione zostały wybrane wskaźniki pracy silnika SW 680 doładowanego jedną turbosprężarką B3C ze skrzynią wlotową turbiny o przekroju  $A_T = 17 \text{ cm}^2$ . Można stwierdzić, że różnice wyników symulacji oraz pomiarów dla przedstawionych wskaźników nie przekraczają 5%. Różnice te wynikają z dokładności obliczeń masowego natężenia przepływu powietrza i są związane z poprawnością przyjęcia opisu współczynnika napelnienia i sprawności cieplnej oraz wyznaczenia ciśnienia doładowania z charakterystyk sprężarek. Należy jednak podkreślić, że zastosowana metoda analitycznego opisu pozwala na odwzorowanie charakterystyk sprężarek oraz turbin z dokładnością nie przekraczającą 2–3% [6].

Dokładność wyznaczenia parametrów doładowania związana jest również z dokładnością obliczenia temperatury oraz ciśnienia spalin i związanej z nimi dokładności bilansu mocy oraz masy w turbosprężarce.

## 7. Podsumowanie

Zakładając, że różnice w osiągnięciach silników w stosunku do charakterystyki wzorcowej podawanych przez producentów mogą dochodzić do 5%, uzyskane wyniki zapewniają dość duże zbliżenie do rzeczywistości. Wskazuje to na możliwość wykorzystania zaprezentowanego modelu nie tylko do określenia tendencji zmian osiągnięci silnika dla różnych sposobów turbodoładowania. W szczególności model może być wykorzystany do ilościowej oceny stopnia dopasowania charakterystyk poszczególnych elementów systemu turbodoładowania dla różnych kompletacji turbosprężarek lub do obliczeń symulacyjnych pracy silnika o określonej regulacji przy założonym sposobie sterowania pracą zaworu przełączającego turbosprężarki w przypadku doładowania zakresowego.

of the cylinder filling ration and the thermal efficiency as well as determination of supercharging pressure from the characteristics of the compressors.

It should be stressed, however, that the applied method of analytical description allows for representation of the characteristics of the compressors and the turbines with accuracy not exceeding 2–3% [6]. The accuracy of determination of supercharging parameters is also related to the accuracy of calculation of the exhaust gases temperature and pressure and, related to them, the accuracy of the power balance and the mass in the turbocharger.

## 7. Summary

Assuming that the differences in performances of engines in relation to the model characteristic given normally by the manufacturers may reach up to 5%, the obtained results ensure quite accurate getting close to the reality. It shows the possibility of use of the presented model not only for determination of the tendency of changes of the engine performance for different methods of turbo-charging.

In particular, the model may be used for the quantitative assessment of the degree of matching of characteristics of particular elements of the turbo-charging system to different arrangements of turbochargers or to simulation calculations of the engine operation with specified adjustment with assumed method of controlling the operation of the valve switching the turbochargers in case of sequential turbo-charging.

Artykuł recenzowany

## Skróty i oznaczenia/Nomenclature

$F_p$  – parametr przepływu/flow parametr  
 $G_e$  – zużycie paliwa/fuel consumption  
 $G_p$  – ilość powietrza przepływającego przez silnik/quantity of air flowing through the engine  
 $G_{pom}$  – wydatek odpowiadający granicy pompowania sprężarki/the air expenditure corresponding to the surge line  
 $G_s$  – ilość powietrza przepływającego przez sprężarkę/quantity of air flowing through the compressor  
 $G_t$  – ilość ładunku przepływającego przez turbinę/quantity of medium flowing through the turbine  
 $G_{zr}$  – zredukowana ilość powietrza przepływającego przez sprężarkę/reduced quantity of air flowing through the compressor  
 $H_t^{ad}$  – praca adiabatycznego rozprężania w turbinie/work of adiabatic expansion of exhaust gases in the turbine  
 $H_s^{ad}$  – praca adiabatycznego sprężania w sprężarce/work of adiabatic compression of air in the compressor  
 $i_{TS}$  – liczba turbosprężarek/number of turbochargers  
 $k_N$  – współczynnik wzrostu mocy turbiny w pulsacyjnym stru-

mieniu spalin/coefficient of increase of the turbine power in the pulsating stream of exhaust gases  
 $k_t$  – współczynnik wzrostu przepustowości turbiny przy pulsacyjnym przepływie spalin/coefficient of increase of the flow capacity of the turbine at pulsating flow of exhaust gases  
 $K_{pom}$  – współczynnik odległości od granicy pompowania sprężarki/coefficient of the distance of the surge line of the compressor  
 $M_a$  – liczba Macha/Mach number  
 $M_o$  – moment obrotowy silnika/torque  
 $n$  – prędkość obrotowa wału korbowego silnika/rotational speed of the engine crankshaft  
 $n_s$  – prędkość obrotowa wirnika sprężarki/rotational speeds of the compressor rotor  
 $n_t$  – prędkość obrotowa wirnika turbiny/rotational speeds of the turbine rotor  
 $n_w$  – prędkość obrotowa wału turbosprężarki/rotational speed of the turbocharger shaft  
 $n_{w.kr}$  – kryterialna prędkość obrotowa wirnika turbiny/criterion rotational speed of the turbine rotor

$n_{w.zr}$ – zredukowana prędkość obrotowa wału turbosprężarki/ <i>reduced rotational speeds of the compressor rotor</i>	$T_d$ – temperatura doładowania/ <i>supercharging temperature</i>
$N_s$ – moc sprężarki/ <i>power of the compressor</i>	$T_{o.zr}$ – temperatura odniesienia dla charakterystyk sprężarek/ <i>reference temperature and pressure for the characteristics of compressors</i>
$N_t$ – moc turbiny/ <i>power of the turbine</i>	$T_t$ – temperatura spalin przed turbiną/ <i>temperature of exhaust gases before the turbine</i>
$p_1$ – ciśnienie powietrza przed sprężarką/ <i>pressure of air before the compressor</i>	$W_p$ – współczynnik udziału ilości powietrza sprężarki pierwszego zakresu/ <i>ratio of air quantity participation of the first sequence compressor</i>
$p_2$ – ciśnienie powietrza za sprężarką/ <i>pressure of air behind the compressor</i>	$\eta_c$ – sprawność cieplna/ <i>thermal efficiency</i>
$p_4$ – ciśnienie spalin za turbiną/ <i>pressure of exhaust gases behind the turbine</i>	$\eta_s$ – sprawność sprężarki/ <i>adiabatic efficiency of the compressor</i>
$p_d$ – ciśnienie doładowania/ <i>supercharging pressure</i>	$\eta_t$ – sprawność turbiny/ <i>adiabatic efficiency of the turbine</i>
$p_{o.zr}$ – ciśnienie odniesienia dla charakterystyk sprężarek/ <i>reference pressure for the characteristics of compressors</i>	$\eta_v$ – współczynnik napełnienia/ <i>cylinder filling ratio</i>
$p_t$ – ciśnienie spalin przed turbiną/ <i>pressure of exhaust gases before the turbine</i>	$\kappa$ – wykładnik adiabaty powietrza/ <i>exponent of the adiabat of the air</i>
$p_{tr}$ – średnie ciśnienie tarcia/ <i>average friction pressure</i>	$\kappa_{sp}$ – wykładnik adiabaty spalin/ <i>exponent of the adiabat of the exhaust gases</i>
$R$ – stała gazowa powietrza/ <i>gas constant of air</i>	$\lambda$ – współczynnik nadmiaru powietrza/ <i>combustion air factor</i>
$R_{sp}$ – stała gazowa spalin/ <i>gas constant of exhaust gases</i>	$\pi_s$ – spręż sprężarki/ <i>compressor ratio</i>
$T_1$ – temperatura powietrza przed sprężarką/ <i>temperature of air before the compressor</i>	$\pi_t$ – stopień rozprężania turbiny/ <i>expansion ratio</i>
$T_2$ – temperatura powietrza za sprężarką/ <i>temperature of air behind the compressor</i>	$q_o$ – masa dawki paliwa na obieg/ <i>mass of fuel dose per cycle</i>
	$\rho_d$ – gęstość powietrza doładowanego/ <i>density of air of supercharging</i>

## Literatura/Bibliography

- [1] Bajkow B.P., Bordukow N.G., Iwanow P.W., Dejc R.S.: Turbosprężarki do doładowania silników wysokoprężnych. Poradnik. Maszynostroje, Leningrad 1975.
- [2] Bernhardt M.: Doładowanie silników spalinowych. Wydawnictwa Komunikacyjne, Warszawa 1958.
- [3] Berglund S.: A Model of Turbocharged Engines as Dynamic Drivetrain Members. SAE Technical Papers 933050.
- [4] Ćwik B., Szczeciński S.: Koncepcja modelu systemu turbo- doładowania silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. Eksploatacja silników spalinowych, Materiały seminaryjne, Szczecin 1993.
- [5] Danilecki K., Lisowski M.: Określenie granicznej dawki paliwa w zależności od ciśnienia doładowania dla silnika SW 680. Ogólnopolska Konferencja Naukową KONMOT '94, Ekonomiczne i ekologiczne aspekty rozwoju pojazdów samochodowych i silników spalinowych. Kraków, 6–7 października 1994.
- [6] Danilecki K.: Założenia do modelowania turbosprężarki trakcyjnego silnika z pulsacyjnym zasilaniem turbiny. Archiwum Motoryzacji. Wydawnictwo Naukowe Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji. Nr 4/2006.
- [7] Данилов Ф. М., Руденко В. Ф.: Математическое моделирование турбокомпрессора высокофорсированного комбинированного двигателя внутреннего сгорания. Двигатели внутреннего сгорания, вып. 8, 1979.
- [8] Гроздиевский В. И.: Методика оптимальной настройки турбокомпрессора для совместной работы с двигателем. Двигатели внутреннего сгорания, вып. 10, 1978.
- [9] Ikeya N., Yamaguchi H., Mitsubori K., Kondoh N.: Development of Advanced Model of Turbocharger for Automotive Engines. SAE Technical Papers 920047.
- [10] Kellett E., Betteridge F., Mistovski M.: Investigation of diesel engine and turbocharger interaction. Enging. Rev. Lucas 1969 nr 4.
- [11] Kessel J. A., Schmidt M., Schaffnit J.: Modeling and Real-Time Simulation of a Turbocharger With Variable Turbine Geometry (VTG). SAE Technical Papers 980770.
- [12] Левкович С. Л.: Методика определения к. п. д. турбин и компрессоров турбокомпрессоров при совместной работе с двигателем. Двигатели внутреннего сгорания, вып. 11. 1970.
- [13] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. Tom II. WKŁ, Warszawa 1983.
- [14] Остапенко Г. И.: Экспериментальное определение параметра эффективности импульсной турбины и его математическое описание. Двигатели внутреннего сгорания, вып. 12. 1983.
- [15] Pancharovski G., Ivanov V.: Bestimmung der Wärmeferlute in Diffusor eines Turbokompressors. IV Simposium Klimattechnik, Belüftung Wärmeaustausch in Transportwesen – Tagungsmaterialien, Politechnika Szczecińska 1992.
- [16] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa 1990.
- [17] Serrano J. R., Reyes E., Payri F.: A Model for Load Transients of Turbocharged Diesel Engines. SAE Technical Papers 1999-01-0225.
- [18] Wiśłocki K.: Badanie wpływu upustowej regulacji parametrów doładowania na własności trakcyjne turbodoładowanych silników spalinowych. Praca doktorska, Politechnika Poznańska 1986.
- [19] Ваншейдт В.А., Иваченко Н.П., Коллерова Л.К.: Дизели: Справочник. Машиностроение, 1977.

Dr inż. Krzysztof Danilecki – adiunkt, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych, Politechnika Szczecińska.

Mr Krzysztof Danilecki, DEng. – assistnat professor in the Faculty of Automotive Vehicles Operation, Technical University of Szczecin.



## Nowa metoda pomiaru emisji cząstek stałych w spalinach silnika z zapłonem samoczynnym za pomocą metody TEOM

*W artykule zwrócono uwagę, że największa liczba cząstek stałych występujących w spalinach silnikowych nie przekracza średnicy 0,1  $\mu\text{m}$ . W celu dokładnego określenia rozkładu średnic cząstek stałych firma Horiba zaproponowała metodę typu grawimetrycznego o nazwie TEOM, w której stosuje się zestaw filtrów o różnej przepustowości. Masa osadzonych na filtrach cząstek wyznaczana jest w oparciu o analizę częstotliwości drgań filtrów. Przedstawiona metoda pozwala na pomiary masy cząstek stałych z dokładnością od 0,01 mg do kilku gramów.*

Słowa kluczowe: cząstki stałe, metoda grawimetryczna

### New method for particulate matter measurement with TEOM diesel particulate mass monitor

*In the paper the Author pointed out, that the major number of the Particulate Matter in the exhaust gas of engines riches the sizes of less than 0.1  $\mu\text{m}$ . For the better determination of the PM diameter distribution the Horiba enterprise has proposed new metering method of the gravimetric type named TEOM. In the metering system a set of filters with different flow capacity has been applied. The mass of Particulate Matter hold-up on every filter is being determined by the analysis of the filter vibration frequency. The presented method allows the measurements of the PM-mass with the accuracy of 0.01 mg up to few grams.*

Key words: particulate matter; gravimetric method

### Wprowadzenie

Obecnie problem pomiaru wielkości cząstek stałych jest tematem bardzo aktualnym. Przepisy dotyczące ochrony środowiska są stale zaostrzane, a producenci samochodów próbują spełnić te wymagania przez uzyskanie coraz mniejszych wartości emisji tlenków azotu, węglowodorów, tlenku i dwutlenku węgla i – wkrótce – również cząstek stałych.

Węglowe cząstki stałe pochodzą z różnych źródeł, ale pojazdy silnikowe są traktowane powszechnie jako główne źródło ich emisji. Z tego względu zalecane jest dokładniejsze badanie cząstek stałych emitowanych z pojazdów. W ciągu kilku ostatnich lat producenci silników z zapłonem samoczynnym prowadzili szereg badań dotyczących emisji cząstek stałych. Nie prowadzono natomiast dokładnej analizy dotyczącej rozkładu wielkości tych cząstek.

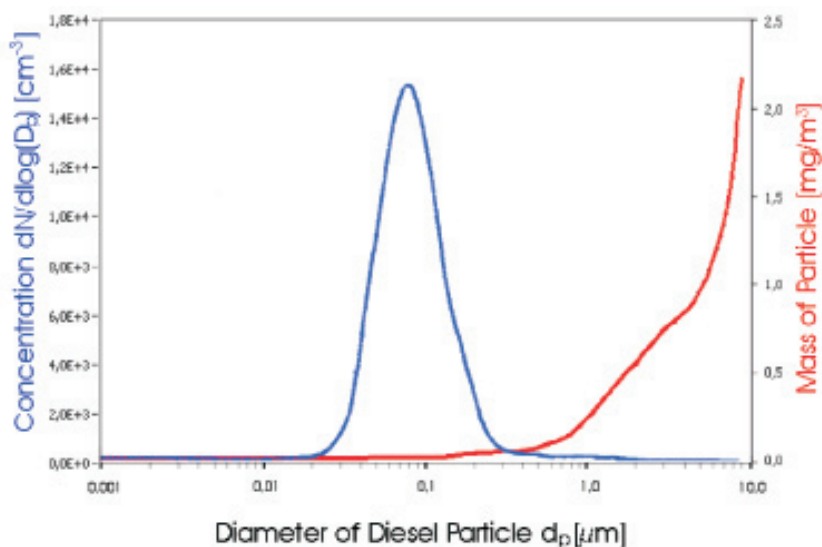
### Metoda badawcza

Dla dokładniejszej analizy konieczny jest pomiar wielkości cząstek stałych emitowanych w spalinach silnika z zapłonem samoczynnym. W tym celu proponuje się zastosowanie metody o nazwie TEOM (*Tapered Element Oscillating Microbalance*). Urządzenie takie, stanowiące rodzaj mikrowagi oscylacyjnej, produkowane przez firmę Rupperecht & Patashnick Co. Inc. (USA) jest oferowane na rynku europejskim przez firmę HORIBA Europe GmbH.

### Introduction

Nowadays, diesel particulate matter is a very prevailing topic. Environmental protection laws are permanently tightened, and automobile manufacturers try to comply with the laws by using increasingly smaller limit values for nitro oxides, hydrocarbons, carbon monoxides and dioxides – and soon also for carbon-particulate matter.

Carbon-particulate matter is produced by different sources, but mostly motorcars are regarded as the scapegoat by the media. Therefore a more exact examination of the



Rys. 1. Typowy rozkład cząstek stałych dla silników z zapłonem samoczynnym

Fig. 1. A typical particle distribution for diesel engine

Urządzenie o nazwie TEOM 1105 stwarza możliwość ciągłego pomiaru wielkości związanych z emisją cząstek stałych w spalinach silnika ZS. Mierzonymi wielkościami są: całkowita rzeczywista masa cząstek ( $\mu\text{g}$ ), stężenie cząstek ( $\text{mg}/\text{m}^3$ ) i strumień cząstek (emisja) ( $\text{mg}/\text{h}$ ). Przyrząd pomiarowy wykorzystuje spaliny rozcieńczone.

System ten nie wykonuje bezpośrednio pomiaru średnicy i masy cząstek; pomiar polega na zliczaniu masy cząstek określonej wielkości w założonym przedziale czasu. W metodzie TEOM stosowany jest zestaw filtrów o różnej przepustowości. Przepuszczając spaliny przez tzw. filtr precyzyjny można zmierzyć masę tylko najmniejszych cząstek, które nie zostały zatrzymane przez ten filtr. Filtr określany jako „średni” pozwala odpowiednio na sumaryczny pomiar masy małych i średnich cząstek. Wyznaczenie masy cząstek średniej wielkości polega na odjęciu masy cząstek najmniejszych od sumy mas cząstek najmniejszych i średnich. W ten sam sposób wyznaczana jest masa cząstek dużych i największych. Za pomocą większego zestawu filtrów o wąskim zakresie wymiarów filtrowanych cząstek można precyzyjnie wyznaczyć rozkład wielkości cząstek w emitowanych przez silnik gazach wylotowych.

#### Zasada pomiaru

Zasada pomiaru urządzeniem TEOM oparta jest na metodzie grawimetrycznej. Rozcieńczone spaliny przechodzą przy stałym natężeniu przepływu przez wkład filtracyjny urządzenia, przy czym w sposób ciągły jest mierzona masa wkładu ( $\text{dm}/\text{dt}$ ). Bezpośrednio przed właściwym pomiarem urządzenie jest kalibrowane przez zmierzenie masy czystego filtra. Różnica między aktualną masą filtra a masą filtra czystego jest wartością masy osadzonych cząstek stałych. Dynamiczna rozdzielczość stosowana w celu wyznaczenia wartości  $\text{dm}/\text{dt}$  może być ustawiana indywidualnie w przedziale czasu 0,2–10 s. Przy wzroście temperatury spalin do wartości 40–60°C, automatycznie wprowadzana jest korekta związana ze zmianą wilgotności powietrza, a pobierana próbka spalin kierowana jest do czujnika masy. Spaliny przepływają do czujnika masy przez filtr TEOM wykonany ze specjalnego rodzaju szkła, pokrytego teflonem typu Pallflex TX40.

Zasada pomiaru masy cząstek wykorzystana w czujniku masy TEOM jest podobna do wagi laboratoryjnej, gdzie oznaczona przez czujnik masa jest wynikiem pomiaru zmiany fizycznego parametru (w tym przypadku częstotliwości).

Na rysunku 2 przedstawiono schemat konstrukcji systemu pomiarowego TEOM. Główny element systemu pomiarowego, zwany *Tapered Element* (TE), ma postać pustej rurki umocowanej jednym końcem, natomiast drugi jej koniec ma możliwość swobodnego ruchu. Ponad utwierdzonym końcem rurki znajduje się wymienny wkład filtracyjny *Exchangable TEOM Fiber Cartridge*. Mierzona próbka spalin przepływa przez filtr, a następnie przez opisaną rurkę (TE).

Regulator przepływu (*Mass Flow Controller*, rys. 2) zlokalizowany w torze pomiarowym zapewnia stałą wartość natężenia przepływu przez system TEOM. Rurka (TE) drga z częstotliwością rezonansową a obwód elektroniczny

emitted carbon-particulate matter is strongly recommended. Engine manufacturers have already examined the set of emitted carbon-particulate matter in diesel engines for years. However, there are hardly any examinations which describe the distribution of the particles by their size.

The diagram in Fig. 1 shows the typical distribution of particle sizes in diesel internal combustion engines. The blue curve shows the number of occurring particles in dependence of their size, whereas the red curve shows their mass in dependence of the size. As expected the weight of the particles increases with the size of the particle, but this behaviour is non-linear. However, it also turns out that the greatest concentration is not in the area of the large, visible particles, but rather in the area of the small particles with a size of about 0.1  $\mu\text{m}$ . Only a tiny amount of the complete particle emission of a motorcar consists of large, visible particles which are the black cloud of smoke from diesel engines.

#### Examination Method

A TEOM (*Tapered Element Oscillating Microbalance*) sold in Europe by HORIBA Europe GmbH shall be used for more exact examination of the diesel particulate matter. The device manufacturer is Rupprecht & Patashnick Co. Inc. in the USA.

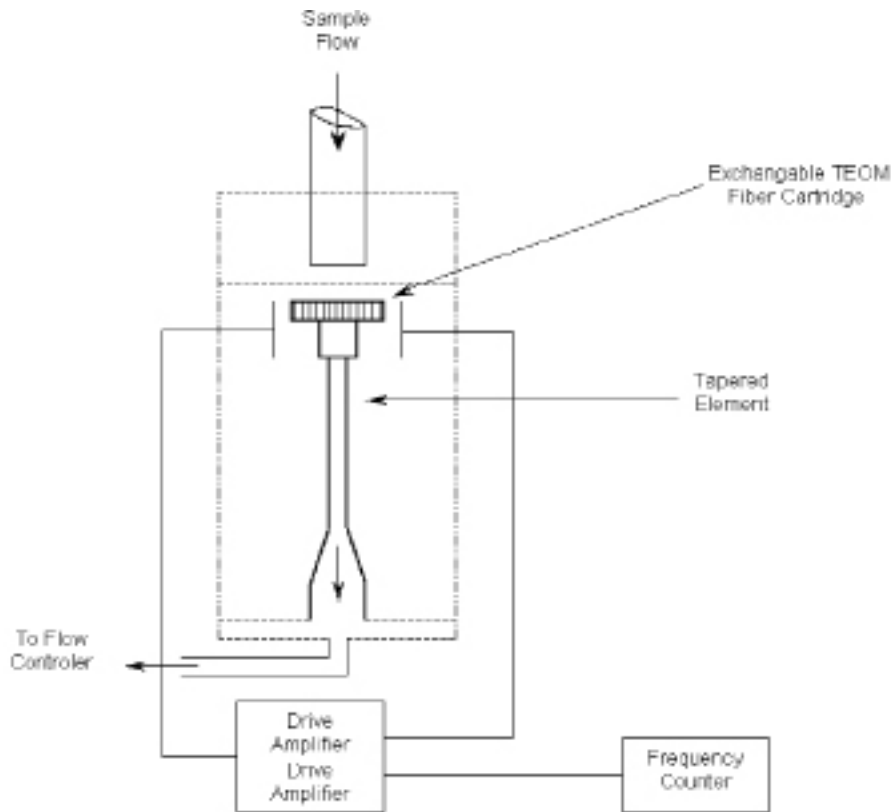
The TEOM Series 1105 device is a Diesel Particulate Mass Monitor which is used for the continuous particle concentration measuring of the in the exhaust gas of an internal combustion engine. This device can measure the complete actual mass of the particles ( $\mu\text{g}$ ), the concentration ( $\text{mg}/\text{m}^3$ ) and the particle flow ( $\text{mg}/\text{hr}$ ) in the exhaust gas. Only diluted exhaust gas will pass the gauge.

Primarily, this device is not able to distinguish the particles by size or weight. It only measures the weight of the soot particles in a defined time window. The gauge must be modified and different filters pre-assembled to let particles of different sizes pass the filters and measure them in the TEOM. Using a fine filter, only the smallest-sized particles can pass and thus their mass determined by the gauge. Using a medium-sized filter, the smallest-sized and medium-sized particles can pass and thus their mass be measured. To determine the mass of the medium-sized particles the mass of the smallest-sized particles is removed from the current total mass of the previous measuring. In the same way, the large particles mass is determined. This is realized also in this form for great particles. By using a greater range of at different filters, the particle distribution can be examined and classified even better in dependence of the particle sizes.

#### Measuring Principle

The measuring method of the TEOMs is based on the gravimetric measuring principle. The *diluted* exhaust gas passes through a TEOM filter cartridge in compliance with a constant flow rate and the weight of the cartridge is continuously measured ( $\text{dm}/\text{dt}$ ). Shortly before the real measuring the actual non-loaded weight of the cartridge is measured and thus calibrated. The difference between the weights of the particle-loaded cartridge and the non-loaded cartridge is the current value of the particulate mass in the filter. The dynamic resolution to determine the current value  $\text{dm}/\text{dt}$  can be

zawierający wzmacniacz drgań (*Drive Amplifier*) i licznik częstotliwości (*Frequency Counter*, rys. 2) podtrzymuje drgania dostarczając energię do układu. Częstotliwość rezonansowa zmienia się wraz ze zmianą masy drgającego elementu. Im więcej cząstek znajduje się w rurce, tym bardziej zmniejsza się wartość częstotliwości rezonansowej.



Rys. 2. Schemat funkcjonalny TEOM

Fig. 2. TEOM Functional Diagram

Zmiana częstotliwości jest przeliczana przez inny obwód elektroniczny zgodnie z zależnością:

$$f = (K/m)^{0,5} \quad (1)$$

gdzie:  $f$  – częstotliwość [rad/s],  $K$  – stała urządzenia zależna od częstotliwości drgań,  $m$  – masa [g].

Przez przekształcenie równania można uzyskać chwilową wartość mierzonej masy:

$$dm = K_0 \left( \frac{1}{f_1^2} - \frac{1}{f_0^2} \right) \quad (2)$$

gdzie:  $dm$  – zmiana masy [g],  $K_0$  – stała źródła drgań,  $f_0$  – częstotliwość początkowa [Hz],  $f_1$  – częstotliwość końcowa [Hz].

Stała  $K_0$  (stała źródła drgań) wykorzystywana do kalibracji przyrządu może być łatwo wyznaczona przez pomiar częstotliwości rezonansowej dla znanej przepływającej masy i bez przepływu.

Kompletny układ pomiarowy wraz z wewnętrznymi elementami TEOM przedstawiono na rys. 3.

Rozcieńczona próbka spalin (*Sample Flow*, rys. 3) jest wysysana z tunelu rozcieńczającego (*Dilution Tunnel*) i

adjusted individually from 0.2–10 seconds. If the exhaust gas temperature is increased to 40–60 degrees Celsius, falsifications during the measuring caused by atmospheric humidity difference are reduced. The heated sample flow reaches the heated pipe to the mass transducer. The exhaust gas is passed to the mass transducer through the TEOM filter which is made of Teflon-coated borosilicate glass (Pallflex TX40 material).

The weighing principle used in the TEOM mass transducer is similar to that of a laboratory microbalance where the sensor-detected mass is the result of the measurement of a parameter change (in this case frequency) that is directly coupled via a physical law.

The Tapered Element is the heart of the TEOM. In illustration 2 it is shown as schematic construction of the TEOM. The Tapered Element is an empty pipe which is fastened at one end and swings freely at the other end. An interchangeable filter cartridge is above the fastened end. The sample flow to be measured passes the filter and then the tapered element.

A mass flow controller located behind the heart of the gauge ensures a constant flow rate through the TEOM. The Tapered Element oscillates in its resonant frequency. An electronic circuit maintains the oscillation by adding energy to balance the material losses. Electronic

circuit gains the oscillation by add of energy to balance the losses of the material. The resonant frequency changes with the change in the mass of the element. The more particles are in the pipe, the more the resonant frequency declines. This change is included and issued in the form of mass after a conversion by another electronic circuit (eq. 1) where:  $f$  – frequency [rad/s],  $K$  – spring constant,  $m$  – mass [g].

By rearranging the equation you can solve it for a real time value of mass (eq. 2) where:  $dm$  – change in mass [g],  $K_0$  – spring constant,  $f_0$  – initial frequency [Hz],  $f_1$  – final frequency [Hz].

Thus,  $K_0$  (the calibration constant for the instrument) can be easily determined by measuring the frequencies with and without a known mass.

The complete measuring setup is shown together with the internal elements of the TEOM in illustration 3.

The diluted exhaust gas is vacuumed from the tunnel and passed through the primary filter. The mass of the particles is then determined in the TEOM. The exhaust gas is led through another filter before it passes the Manifold and the

przepływa przez filtr wstępny (*Particle Size Filter*). Masa cząstek jest wyznaczana w zestawie filtrów (*TEOM Filter Cartridge*). Spaliny są następnie prowadzone przez kolejny filtr (*Inline Filter*) zanim dostaną się do kolektora (*Manifold*) i regulatora przepływu (*Mass Flow Controller*). Urządzeniem powodującym przepływ spalin przez przyrząd pomiarowy jest pompa podciśnieniowa (*Sample Pump*).

#### Dane techniczne

Przedstawione urządzenie wykorzystujące opisaną metodę pomiarową jest pomocne w klasyfikacji wielkości cząstek stałych emitowanych w spalinach silnika ZS. Możliwy jest ciągły pomiar masy, stężenia i strumienia dla dowolnie określonego zakresu wielkości cząstek. Podstawowe dane techniczne są następujące:

Natężenie przepływu:	0,5–5 dm <sup>3</sup> /min
Temperatura próbki na filtrze:	max 60°C, (nom. 47°C)
Mierzalne stężenia:	0,1 mg/m <sup>3</sup> do kilku g/m <sup>3</sup>
Masa cząstek:	0,01 mg do kilku gram

System TEOM umożliwia badania zależności wielkości cząstek stałych emitowanych przez silnik ZS od sposobu jego eksploatacji. Pozwala on na rozpoznanie obszarów eksploatacji silnika, w których silnik ZS emituje najwięcej cząstek stałych, a także na analizę rozkładu wielkości cząstek. Taka analiza emisji cząstek stałych może być przeprowadzona na silnikowym stanowisku hamownianym, zgodnie z wcześniej opracowaną procedurą badawczą. Otrzymane wyniki pomiarów rozkładu wielkości cząstek w wybranych punktach pracy silnika mogą stanowić podstawę do określenia rozkładu dla całego obszaru pracy silnika. W tym celu przewiduje się opracowanie specjalnego oprogramowania, które korzystając z metody ekstrapolacji wyników uzyskanych z systemu TEOM, pozwoli na badanie obszarów pomiędzy wybranymi punktami pracy silnika. Uzyskane wyniki powinny umożliwić producentom silników optymalizację ich pracy w zdefiniowanych obszarach w celu zmniejszenia całkowitej emisji cząstek stałych.

(*Thum. M. Brzeżański*)

Dipl.-Ing. Peter Golomb – System Engineering,  
HORIBA Europe Automation Division GmbH.

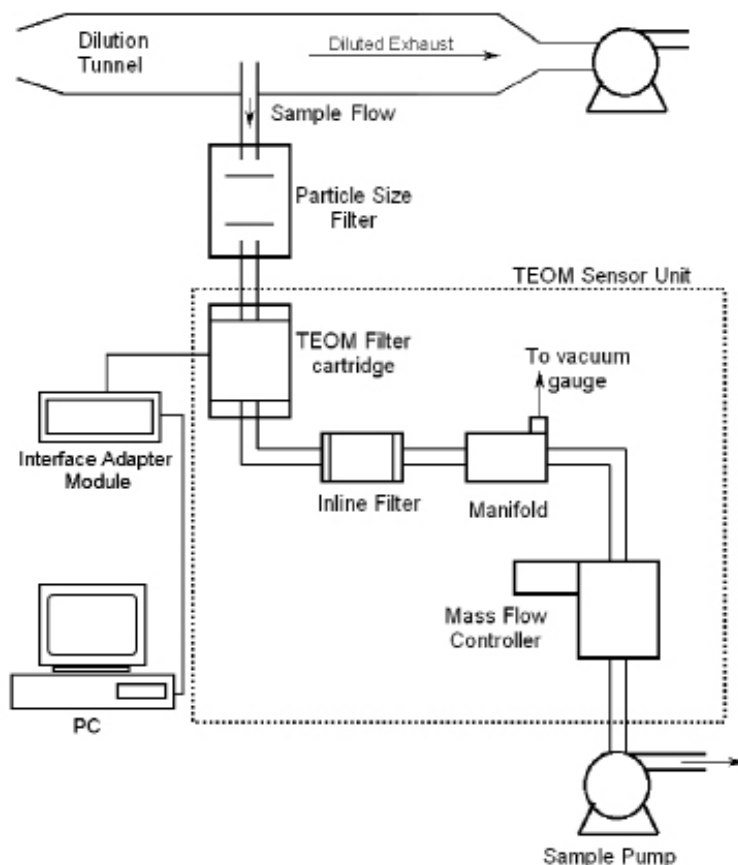
Dipl.-Ing. Peter Golomb – System Engineering,  
HORIBA Europe Automation Division GmbH.



Mass Flow Controller. The Sample Pump creates a negative pressure and sucks the exhaust gas through the gauge.

#### Technical data

The complete setup together with the measuring method helps in the classification of the diesel particulate matter



Rys. 3. Układ pomiarowy

Fig. 3. Measuring setup

under the main criterion to determine its size. With this arrangement it is possible to measure the mass, concentration and flow of the particles for freely definable particle sizes continuously. The basic technical data are as follows:

Flow rate:	0.5–5 dm <sup>3</sup> /min
Temperature at filter:	max 60°C (default 47°C)
Measurable concentration:	0.1 mg/m <sup>3</sup> to several g/m <sup>3</sup>
Particulate weight	0.01 mg to several g

The dependence of the particle size on the way of driving shall be examined. The point is to find out when a diesel engine produces most carbon-particulate matter, at which operating points, and – particularly – how the size distribution looks like in doing so. All those checks will be done at a diesel engine test bench. At this test bench, measurements at previously defined operating points will be carried out. Special software will extrapolate the non-examined areas between the individual operating points where the measurements were carried out. The measurement results shall enable the engine manufacturers to work at these specific operating points or areas and to optimize them to reduce the total particulate matter emissions.

## Wykorzystanie analizatora Irox Diesel do szacowania liczby cetanowej oleju napędowego

*W publikacji zaprezentowano nową metodę szacowania liczby cetanowej (LC) paliw do silników z zapłonem samoczynnym. Wyznaczenie LC odbywa się dzięki wykorzystaniu analizy widm w spektrofotometrze oraz obliczeń według modeli matematycznych. Badania weryfikujące sprawdzające przeprowadzono na kilkunastu rodzajach olejów napędowych. Uzyskane wielkości LC porównano z wynikami oznaczeń tego parametru, uzyskanymi zgodnie z normą PN-EN ISO 5165 w akredytowanych laboratoriach. Następnie wyciągnięto wnioski, co do możliwości stosowania analizatora do oznaczeń tego parametru.*

Słowa kluczowe: liczba cetanowa, olej napędowy

### Using Irox Diesel analyser to estimate cetane number of diesel fuel

*Publication presents the new method of determining the cetane number of fuels used for feed-ing compression ignition engines. CN determination is done by spectrum analysis in spectro-photometer and by calculations of mathematical models. The check tests were carried out on more than ten derv samples. The obtained CN values were compared with the values of this parameter obtained according to norm PN-EN ISO 5165 in trustworthy laboratories. Subse-quentially the conclusions were drawn on the possibilities of applying the analyzer for determi-nation of this parameter.*

Key words: cetane number, diesel fuel

### Wstęp

Jednym z głównych parametrów decydujących o przydatności paliwa do zasilania silnika z zapłonem samoczynnym (ZS) jest liczba cetanowa. W Europie od 1998 roku obowiązuje nowa norma na oznaczanie właściwości zapłonowych olejów napędowych, która określa sposób wyznaczania liczby cetanowej oleju napędowego. Oznaczenie LC odbywa się na zasadzie porównania właściwości zapłonowych badanego paliwa z analogicznymi właściwościami mieszanek paliw wzorcowych o znanych liczbach cetanowych. W Polsce, europejskie normy mają status normy obowiązującej. Paliwa do zasilania silników wysokoprężnych muszą spełnić stosowne jakościowe normy [3, 4].

Od listopada 2003 roku obowiązuje norma PN-EN ISO 5165: wprowadza ona dwa rodzaje paliw wzorcowych, tzw. wzorce pierwotne i wtórne. Zmieniła się m.in. skala LC, która w poprzedniej normie została zdefiniowana jako procent objętościowej zawartości cetanu w mieszaneczce z 1-metylnaftalenem (AMN). Cetan miał przypisaną wartość LC równą 100, natomiast AMN przypisano LC równą 0. Począwszy od roku 1962 można zamienić składnik o niskiej wartości LC 1-metylnaftalenem na heptametylononan HMN. Wartość LC dla HMN wynosi 15. Obecnie zgodnie z normą PN-EN ISO 5165 wartość liczby cetanowej oblicza się z wzoru  $LC = \% \text{ cetanu (heksadekan)} + 0,15 (\% \text{ HMN})$ . Drugą grupę stanowią paliwa wzorcowe wtórne są to mieszanki sporządzone w proporcjach objętościowych dwóch wybranych mieszanin węglowodorowych oznaczonych jako „paliwo T” o dużej LC oraz „paliwo U” o małej LC.

### Introduction

One of the main parameters determining fuel usefulness for a self-ignition engine is the cetane number. In Europe, a new standard for an assessment of diesel oil ignition properties has been observed since 1998. The cetane number is assessed in a similar way as before, i.e. on a one-cylinder test engine. The CN determination is carried out by comparison of ignition properties of the tested fuel with the analogous properties of standard fuel mixtures with known cetane numbers. Fuels which are used for feeding compression – diesel engines have got to fulfill specific quality norms [3, 4].

In Poland European standard PN-EN ISO 5165 has been in force since November 2003. The standard introduces two kinds of standard fuels, so called primary and secondary standards. The CN scale has changed, which was defined by the previous standard as the percent of volumetric content of cetane in a mixture with 1-methylnaphthalene (AMN). The value of CN = 100 was ascribed to cetane, whereas CN = 0 to AMN. A possibility of replacing fuel standard with low CN was also introduced. Heptamethylnonane HMN may be applied instead of 1-methylnaphthalene. In that case CN value for HMN is 15. Currently, in accordance with the standard PN-EN ISO 5165, value of the cetane number is computed according to the formula:  $CN = \% \text{ of cetane (hexadecane)} + 0.15 (\% \text{ HMN})$ . The second group consists of secondary standard fuels which are mixtures prepared in volumetric proportion of two selected hydrocarbon mixtures determined as “fuel T” with high CN and “fuel U” with low CN, but each fuel set must be standardized by ASTM Diesel National Exchange Group.

Przy czym każdy zestaw paliw musi być wzorcowany przez ASTM Diesel National Exchange Grup.

Przeprowadzenie zgodnie z PN-EN ISO 5165 oznaczeń wartości liczby cetanowej jest bardzo żmudne oraz kosztowne. Dlatego poszukuje się alternatywnych metod, które pozwoliłyby na uzyskanie powtarzalnych i wiarygodnych wyników oznaczeń liczby cetanowej paliw. Poszukuje się również nowych metod ponieważ, szczególnie przy oznaczaniu LC paliw syntetycznych i biopaliw, których liczby cetanowe często są bardzo wysokie (paliw syntetycznych nawet ponad 70), otrzymuje się duży rozrzut wyników i małą powtarzalność. Wiąże się to m.in. z tym, że paliwa takie charakteryzują się innymi własnościami fizykochemicznymi oraz różnym składem frakcyjnym. Bardziej zintensyfikowane prace nad nowymi metodami oznaczania liczby cetanowej obserwuje się poza Europą głównie w Stanach Zjednoczonych. Natomiast w Europie jest jedna firma, która oferuje alternatywną metodę szacowania LC. Tą firmą jest Grabner Instruments, który jest producentem analizatora paliwowego typu Irox Diesel. Urządzeniem tym można wyznaczyć kilka parametrów, wśród których do najważniejszych należą liczba cetanowa oraz temperatura destylacji 90% (T90) i 95% (T95) paliwa. Aparat umożliwia wyznaczenie LC przy jednoczesnym zastosowaniu dwóch metod: pomiarze absorpcji charakterystycznego promieniowania i szacowaniu na podstawie spektrum oraz obliczeń z wykorzystaniem modeli matematycznych. Wyniki badań otrzymane przez autora publikacji dla kilku olejów napędowych są porównywalne z otrzymanymi metodą silnikową i mieszczą się w polu tolerancji błędów z jakim liczba ta jest oznaczana na silniku badawczym.

W normie PN-EN ISO 5165 podano, że oznaczenie LC uznaje się za poprawne, jeżeli podczas powtórzeń badań, różnica dla liczby cetanowej od 48 do 55 wynosi mniej niż 0,9. Z powyższego wynika, że po przeprowadzeniu poprawnie oznaczeń uzyskuje się wynik, który obciążony jest maksymalnym błędem wynoszącym 3,6%.

### Cel i zakres badań

Celem badań było określenie przydatności analizatora typu Irox Diesel do wyznaczania liczby cetanowej olejów napędowych. Szacowanie LC przeprowadzono na stanowisku badawczym pokazanym na rysunku 1.

Badaniom poddano jedenaście olejów napędowych niezawierających dodatków w postaci biokomponentów; paliwa pochodziły z polskich rafinerii. Liczby cetanowe wszystkich badanych paliw zostały wyznaczone w laboratorium należącym do PKN ORLEN SA oraz Instytutu Technologii Nafty w Krakowie. Oznaczenie liczb cetanowych odbyło się zgodnie z wymogami PN-EN ISO 5165.

### Metodyka zastosowana w analizatorze Irox do szacowania LC

Zasada pomiaru w analizatorze Iron Diesel wynika z metodologii pomiaru absorpcji podczerwieni w zakresie od 2,7 do 15,4  $\mu\text{m}$ , przy użyciu spektrometru Fourierowskiego (wykorzystującego analizę transformatą Fouriera). Otrzymany spektrogram tego charakterystycznego, „daktyloskopo-

Assessments of the cetane number conducted in accordance with PN-EN ISO5165 are very tedious and expensive. Therefore alternative methods are sought which would allow to obtain repeatable and reliable results of assessments of the cetane number for fuels. Modern methods are also searched for because of considerable dispersion and small repeatability of results obtained especially at the CN assessment for synthetic fuels and biofuels, whose cetane numbers are often very high (even over 70 for synthetic fuels). It is among others due to the fact that such fuels are characterized by different physicochemical properties and fractional composition. More intensified works on new methods of the cetane number assessment have been observed outside Europe, mainly in the US. On the other hand in Europe there is generally one enterprise which offers alternative method for CN assessment. This firm is Grabner Instruments who manufactured Irox Diesel fuel analyzer. The device is able to determine several parameters, the most important of which comprise the cetane number and fuel distillation temperature 90% (T90) and 95% (T95). The analyzer determines CN using jointly two methods involving the measurement of characteristic radiation absorption and estimation on the basis of the spectrum, and computation using mathematical models. As has been demonstrated by the Author's research, CN results obtained for several diesel oils are comparable with the results obtained by engine method and stay within the error tolerance with which the above mentioned number is determined on a test engine.

The norm PN-EN ISO 5165 says that CN determination is correct if the difference in result between the first and the repeated test for the cetane numbers from 48 to 55 is 0.9. Which means that the result obtained in repeated tests is different from the previous one less than  $\pm 0.9$ . This indicates that when the LC determination is done correctly the maximum mistake in result is 3.6%.

### Aim and scope of research

The purpose of research was to establish whether analyzer type Irox Diesel can be useful for determination of derives' cetane number. Estimation was carried out on the research stand depicted in the Fig. 1.



Rys. 1. Stanowisko badawcze z analizatorem paliw i biopaliw Irox Diesel  
Fig. 1. Experimental stand with fuel and biofuel Irox Diesel analyzer

wego” obszaru jest korelowany z tablicą widma dla różnych koncentracji analizowanych substancji.

Komora pomiarowa mająca małą szerokość w kierunku transmisji (dla Irox Diesel wynosi 0,1 mm) jest umieszczona na drodze promieni podczerwonych; mierzy się intensywność promieniowania po przejściu przez tę komorę z badaną próbką i bez niej. Zmierzona wartość adsorpcji dla danej długości fali jest miarą koncentracji badanego składnika.

Związki zwiększające liczbę cetanową mają dwa charakterystyczne maksima adsorpcyjne  $1275\text{ cm}^{-1}$  i  $1635\text{ cm}^{-1}$  (odpowiednio  $7,8\text{ }\mu\text{m}$  i  $6,11\text{ }\mu\text{m}$ ).

Wyznaczenie w sposób dokładny liczby cetanowej, indeksu cetanowego i własności destylacyjnych nie jest możliwe z takiego pomiaru. Jednakże dzięki użyciu złożonych modeli matematycznych (inaczej niż w przypadku samego pomiaru) można oszacować te wartości. Dlatego metoda wyznaczenia podanych parametrów polega na ich szacowaniu w oparciu o spektrum oraz obliczenia według modeli matematycznych. Zwykle w tym celu używa się metod analizy współczynników lub regresji wieloliniowej, tak by skorelować otrzymane spektrum z liczbą cetanową, indeksem cetanowym i własnościami destylacyjnymi. Wprowadzenie dodatkowych wielkości do metody analizy współczynników jest utrudnione, a korelacja składników i stężeń nie jest zupełnie przejrzysta. W Irox Diesel wykorzystuje się analizę grupową (ang. *cluster analysis*) razem z metodą regresji wieloliniowej. W takim modelu łatwo jest również włączyć inne wielkości wprowadzane w celu lepszego określania związków rozpuszczonych (saturantów).

### Wyniki badań i ich analiza

W tablicy 1 zaprezentowano wyniki badań oznaczeń liczb cetanowych uzyskanych przy użyciu analizatora Irox Diesel oraz dla porównania wyznaczone zgodnie z PN-EN ISO 5165 na silniku badawczym. W celu lepszego oceny uzyskanych wyników w tablicy podano (w procentach) różnicę w wynikach otrzymanych przy użyciu z analizatora paliwowego w stosunku do badań silnikowych.

Wartości LC wyznaczone w akredytowanych laboratoriach należących do koncernu PKN ORLEN SA oraz ITN zawierały się przedziale od 51,5 do 53,9. Wszystkie badane paliwa spełniają wymogi normy dotyczące oleju napędowego [2]. Wspomniana norma podaje, że liczba cetanowa paliw do silników wysokoprężnych powinna być nie mniejsza niż 51. Wartości LC uzyskane metodą alternatywną 51,9 – 54,2 mają zbliżone wartości do otrzymanych na silniku badawczym.

Wyniki LC uzyskane z zastosowaniem alternatywnej metody mieszczą się w granicy błędu metody silnikowej. Maksymalna odchyłka wyników badań uzyskanych z użyciem analizatora w stosunku do wyników uzyskanych w badaniach silnikowych wynosi 2,47%. (zgodnie z PN-EN ISO 5165 wartość LC wyznacza się z błędem wynoszącym 3,6%). W związku z tym, na podstawie przeprowadzonych badań na próbkach jedenastu paliw można stwierdzić, że analizator Irox Diesel jest urządzeniem wiarygodnym. Okazuje się, że liczbę cetanową można z bardzo dużą dokładnością oszacować przy użyciu spektrometru analizując spektrum i stosując modele matematyczne.

Tested were 11 diesel oils without any supplements in the form of biocomponent. Eleven of them were fuel samples originating from refineries in Poland, whereas five were diesel oils from European companies soil in the European Union. The cetane numbers of all analyzed fuels were determined in the laboratories of PKN ORLEN and the Institute of Petroleum Processing in Krakow. The assessment of the cetane numbers in the above mentioned laboratories was conducted in accordance with PN-EN ISO 5165 requirements.

### Methodology used in Irox analyzer for CN determination

Menstruation in fuel analyzer Irox Diesel is based on methodology of menstruation of infrared absorption in infrared scope from 2.7 to 15.4 mm, in a Fourier spectrometer (based on Fourier transform analysis). The obtained spectrogram of this characteristic – dactyloscopic area is correlated with spectrum table for different concentration of analyzed substances.

Menstruation chamber possessing small width in direction of transmission (for Irox Diesel is 0.1 mm), is situated in front of infrared rays beam. Intensity of rays is measured after they pass the chamber with the tested sample inside it and without the sample. Measured absorption for the given wave length tells about the concentration of a tested component. Compounds that raise the cetane number possess two distinctive absorbent maxima  $1275\text{ cm}^{-1}$  and  $1635\text{ cm}^{-1}$  (accordingly  $7.8\text{ }\mu\text{m}$  i  $6.11\text{ }\mu\text{m}$ ). To determine cetane number, cetane index, distillatory characteristics exactly is not possible out of spectrum. However with the use of complicated mathematical models (differently from what it was in the case of a menstruation) we can anticipate those values. Method to determine those parameters is based on estimation on the basis of spectrum and on calculation of mathematical models. Usually the method of coefficients analysis or multilinker regression is applied to correlate the obtained spectrum or absorption straight with cetane number, cetane index, distillatory characteristics. It is difficult to introduce additional volumes into the coefficients analysis method and the correlation of components and concentrations is not completely clear. Irox Diesel is using cluster analysis together with the method of multilinker regression. Into such a model other volumes can be easily introduced, in order to determine better dissolved compounds – saturates.

### Results of tests and their analysis

Table 1 presents comparative research results of cetane number estimation, obtained by the use of Irox Diesel analyzer and estimation obtained according to PN-EN ISO 5165 by the use of research engine. For better comparison, the table indicates in percentage the difference between the results obtained with the use of analyzer and the results obtained with the use of engine.

As table 1 indicates the CN results determined in trustworthy laboratories of PKN ORLEN SA and ITN were in the range of 51.5 to 53.9. All the above facts indicate that all the tested fuels fulfill requirements of norm on derives

Tablica 1. Wyniki oznaczeń liczby cetanowej olejów napędowych  
 Table 1. The results of derives' CN determination

Olej napędowy/Diesel fuel	Zgodnie/facilely PN-EN ISO 5165	Analizator/analyser Irox Diesel	Różnica/difference [%]
paliwo „A”	51,5	51,9	0,77
paliwo „B”	52,3	53,1	1,53
paliwo „C”	52,8	52,3	0,95
paliwo „D”	52,5	53,6	2,09
paliwo „E”	53,8	53,6	0,37
paliwo „F”	52,7	54,2	2,47
paliwo „G”	52,2	52,2	0,00
paliwo „H”	53,9	53,7	0,37
paliwo „I”	52,6	51,8	1,52
paliwo „J”	52,9	52,8	0,18
paliwo „K”	52,6	53,6	1,90

Z przeprowadzonych badań wynika praktyczny wniosek: analizator Irox Diesel może być wykorzystywany do oznaczenia LC w badaniach sprawdzających lub gdy zachodzi potrzeba szybkiego wykonania pomiarów. Analizator taki może stanowić wyposażenie mobilnych laboratoriów, które weryfikują jakość paliw w małych wytwórniach (np. agrorafineriach), magazynach paliwowych lub na stacjach paliw.

Dotychczas LC oznaczano na silniku badawczym; jest to metoda referencyjna i jedyna dopuszczona do tego typu badań. Jednak dostęp do badań nad wpływem składu frakcyjnego, chemicznego czy własności fizykochemicznych na LC paliw do silników z zapłonem samoczynnym był ograniczony. Głównym ograniczeniem był koszt zakupu stanowiska badawczego, jak również metodyka badań była skomplikowana i czasochłonna. Dlatego poszukuje się nowych metod, które po odpowiednim zweryfikowaniu mogłyby uzupełnić istniejącą metodę, a w przyszłości może nawet ją zastąpić. Wymagane są w tym celu badania porównawcze międzylaboratoryjne, w których uczestniczą cyklicznie wszystkie akredytowane laboratoria. Dopiero zweryfikowanie na bardzo dużej liczbie próbek oraz przez wiele laboratoriów mogłoby skutkować tym, że została stworzona stosowna norma, która określiła by metodykę badań z użyciem urządzeń, które LC szacują na podstawie analiz widm i na podstawie nowoczesnych technik obliczeniowych. Niewątpliwie takim urządzeniem może być analizator paliwowy firmy Grabner Instruments.

### Skróty i oznaczenia/Nomenclature

LC liczba cetanowa/CN cetane number

### Literatura/Bibliography

- [1] PN-EN ISO 5165
- [2] PN-EN ISO 590
- [3] PN-92/C-96051
- [4] PN-EN-590

cetane number [2]. This norm says that the cetane number of compression – Diesel engines' fuels should be not less than 51. Table 1 also indicates that the CN values obtained with the use of alternative method are close to the values obtained with the use of research engine. LC values are in the range of 51.9 to 54.2.

As the table indicates the CN results obtained by the use of alternative method are in the limit of error of the engine method. The maximum difference between the results obtained by the use of alternative method and those obtained with the use of research engine is 2.47%. (according to PN-EN ISO 5165 CN value is determined with the error 3.6%). This proves that on the basis of the tests on eleven different fuels samples we can acknowledge Irox Diesel analyzer as absolutely credible device. Cetane number can be very precisely determined with the use of spectrometer, by analyzing spectrum and applying mathematical models.

The practical conclusion of the tests is that Irox Diesel analyzer can be used for determining cetane number in double check tests or when the tests need to be done quickly. This kind of analyzer can be useful as a part of equipment of mobile laboratories, verifying the fuel quality in small refineries (ex. Agro-refineries), in fuel warehouses or gas stations.

So far LC has been determined by the use of research engine.

It is a safe method and the only admitted one for this type of research. However access to this type of research: on the influence of physical and chemical characteristics, chemical and fraction composition, on the cetane number of fuels used for feeding self ignition engines was limited.

The main limitation was the price of buying the research stand, but also methodology is very complicated and takes a lot of time. That is why new methods are being looked for that could after verifying complete or even replace the currently existing method. This calls for comparative tests among many different research laboratories, carried out on cyclical basis in all accredited labs. Verifying the large amount of samples and done by many laboratories, could result in writing appropriate norm that would determine research methodology with the use of appliances that estimate the cetane number on the basis of spectrum analysis and with the support of modern computational techniques. As the results of my research indicate such an appliance can be fuel analyzer produced by Grabner Instruments. The analyzer needs only a few minutes to determine CN very accurately.

Artykuł recenzowany

Dr inż. Grzegorz Wcisło – adiunkt na Wydziale Agrotechnologii Akademii Rolniczej w Krakowie.

Mr Grzegorz Wcisło, DEng. MSc. – assistant professor, Department of Agricultural Energetics, Agricultural University of Cracow.



## Silnik BMW Twin Turbo – zwycięzca „International Engine of the Year 2007”

### 1. Wstęp

Korzenie firmy BMW (*Bayerische Motoren Werke*) sięgają lat 20. XX wieku, kiedy ta bawarska firma słynęła z produkcji bardzo cenionych i niezawodnych silników lotniczych. Od tego czasu, mimo wielu sukcesów w dziedzinie budowy pojazdów, silniki spalinowe znajdują się nadal w centrum uwagi konstruktorów tej firmy. Tradycyjną specjalnością BMW, z której firma słynie od ponad 70 lat, jest produkcja doskonałych, rzędowych silników 6-cylindrowych.

Nowa generacja tego typu jednostek napędowych została zapoczątkowana w czerwcu 2000 roku prezentacją silnika o symbolu M52, który w konkursie *International Engine of the Year* w roku 2001 został uznany jako najlepszy w swojej klasie.

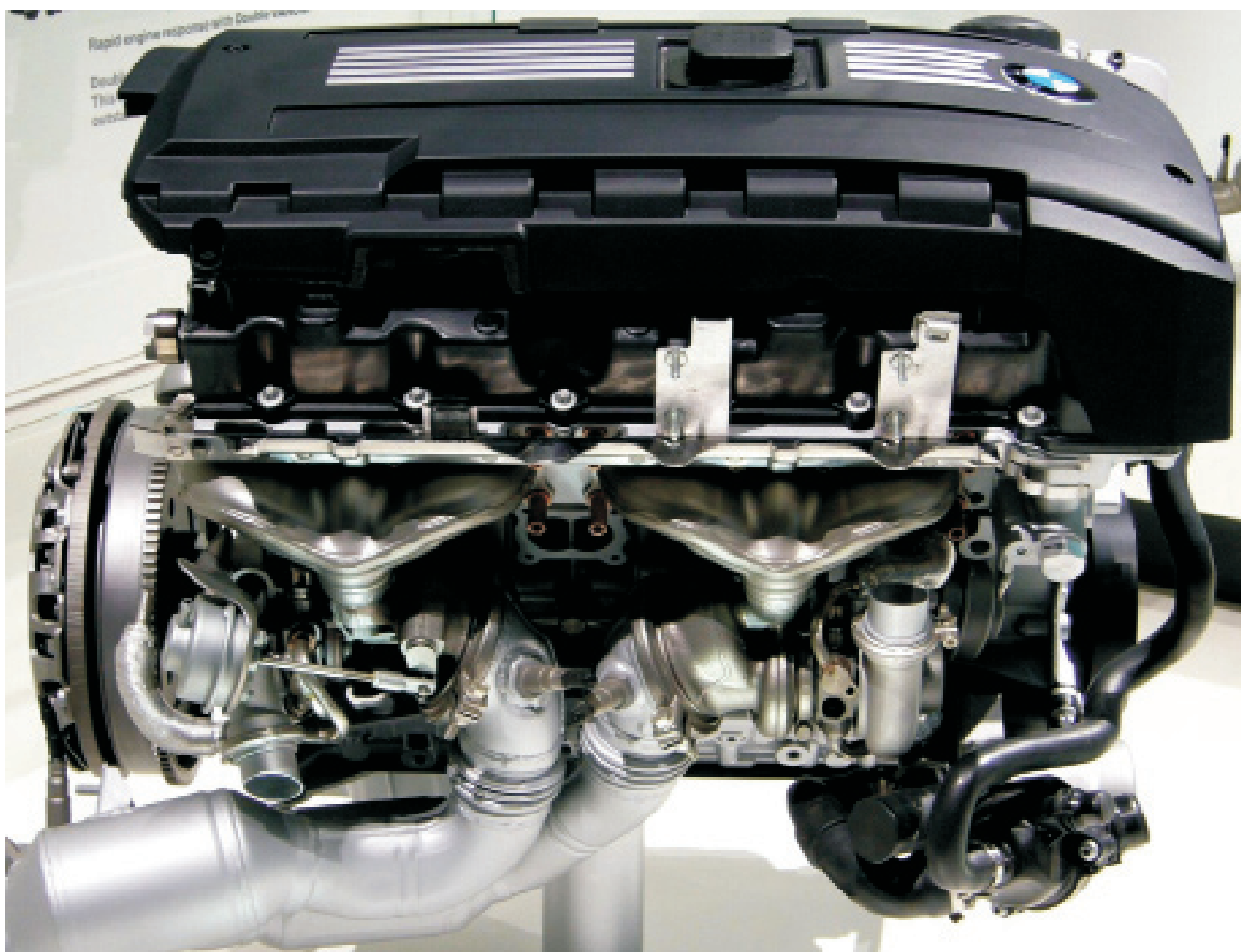
Pod koniec 2004 roku zaprezentowano całkowicie nowy, rzędowy 6-cylindrowy silnik oznaczony symbolem N52, który został uznany za najnowocześniejszą jednostkę tego typu na świecie. Cechą szczególną tego silnika jest jego kadłub wykonany ze stopów magnezu, dzięki czemu w

prezentowanej klasie ma najmniejszą masę. W 2006 roku został on ponadto wyposażony w bezpośredni wtrysk paliwa, zwany w firmie BMW *High Precision Injection*, dzięki czemu obecnie w prezentowanej klasie jest również jedną z bardziej oszczędnych jednostek napędowych.

Najnowszym osiągnięciem firmy BMW jest rzędowy, 6-cylindrowy silnik o pojemności skokowej 3,0 dm<sup>3</sup>, który został wyposażony w doładowanie dwoma turbosprężarkami, po jednej na każde 3 cylindry, otrzymując z tego powodu potoczną nazwę *Twin Turbo*. W maju 2007 roku w konkursie *International Engine of the Year* jako kolejny silnik BMW został on uznany jako najlepszy we wszystkich kategoriach.

### 2. Ogólna koncepcja silnika

Podążając za ogólną tendencją (*downsizing*) zmierzającą do zwiększania parametrów roboczych samochodowych jednostek napędowych i jednocześnie uwzględnienia wymagań dotyczących emisji dwutlenku węgla, firma BMW wybrała metodę doładowania silnika.



Rys.1. Silnik BMW Twin Turbo [zdj. autora]

Rys. 2. System doładowania silnika BMW 3,0 dm<sup>3</sup> Twin Turbo [zdj. autora]

W tym przypadku doładowanie nie miało na celu znaczącego zwiększenia mocy maksymalnej, która wynosi 225 kW i jest większa tylko o około 10% od mocy silnika bez doładowania. Głównym celem było uzyskanie korzystnego przebiegu momentu obrotowego, który zadowoliliby zarówno użytkowników preferujących sportowy styl jazdy, jak i tych, którzy korzystają z pojazdu w codziennym ruchu drogowym. To zamierzenie wynikało również z coraz

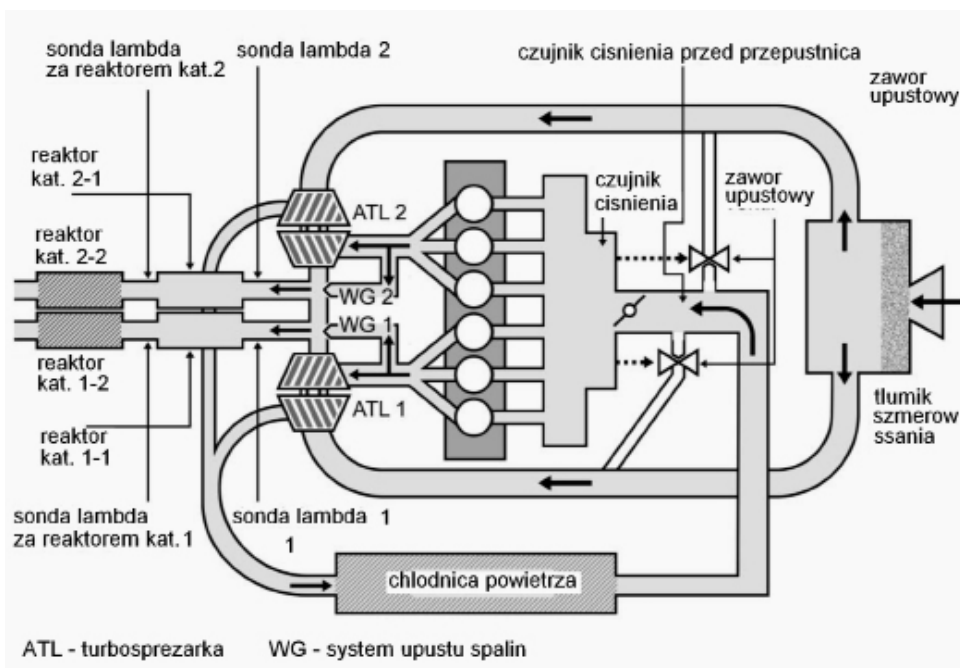
większego nacisku konkurencji, jaką stwarzają silniki z zapłonem samoczynnym, które dysponują dużą wartością momentu obrotowego i cieszą się wśród użytkowników coraz większym powodzeniem. Założony cel został w pełni osiągnięty, o czym świadczy wartość maksymalna momentu obrotowego wynosząca w silniku *Twin Turbo* 400 N·m, który jest osiągany w szerokim przedziale prędkości obrotowej od 1300 do 5000 obr/min. Uzyskanie tego typu charakterystyki

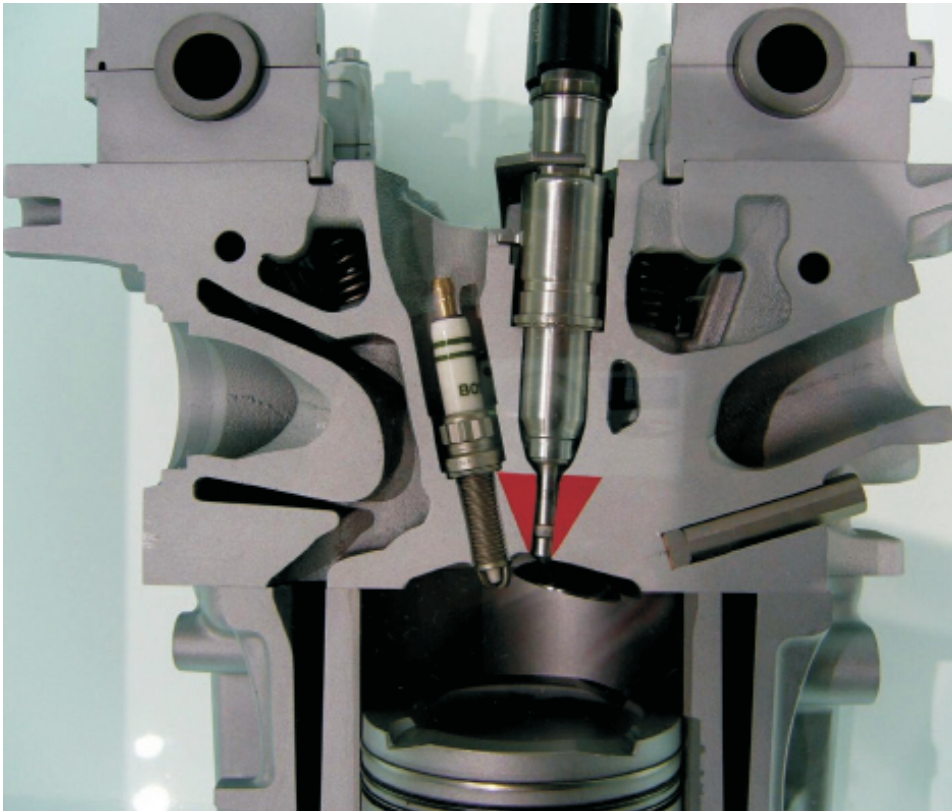
silnika było możliwe dzięki połączeniu turbodoładowania z bezpośrednim wtryskiem paliwa *High Precision Injection* i systemem zmiany faz rozrządu *Bi-Vanos*.

### 3. System doładowania

W silniku *Twin Turbo* zastosowano dwie turbosprężarki, z których każda obsługuje trzy cylindry. Mają one takie same parametry, przy czym ze względu na konieczność zachowania takich samych warunków pracy turbosprężarek, ich konstrukcja stanowi wzajemnie symetryczne odbicie.

Dzięki takiemu układowi kanały odprowadzające spaliny są położone blisko siebie i nie powodują sil-

Rys. 3. Schemat działania systemu doładowania silnika BMW 3,0 dm<sup>3</sup> Twin Turbo [4]



Rys. 4. Przekrój systemu spalania silnika BMW 3,0 dm<sup>3</sup> Twin Turbo [zdj. autora]

nego oddziaływania cieplnego na umieszczone po stronie zewnętrznej kanały, którymi przepływa powietrze. Powietrze płynące z turbosprężarek do silnika jest dodatkowo chłodzone. Dopuszczalna temperatura pracy turbosprężarek wynosi 1050°C, a dopuszczalna prędkość obrotowa 200 000 obr/min. Turbosprężarki wyróżniają się małą masą i kompaktowymi wymiarami, dzięki czemu nie wymagają stosowania dodatkowych uchwytów mocujących je do kadłuba i mogły zostać przyspawane bezpośrednio do kolektorów wylotowych. Ponadto odznaczają się małą bezwładnością cieplną, co wraz z izolowanymi cieplnie kanałami wylotowymi (podwójna ścianka ze szczeliną powietrzną), stwarza dobre warunki do szybkiego nagrzewania się reaktorów katalitycznych. Regulacja ciśnienia doładowania odbywa się zaworami upustu spalin sterowanymi przez elektroniczny moduł poprzez siłowniki pneumatyczne. Maksymalne ciśnienie doładowania stosowane w silniku *Twin Turbo* wynosi 0,16 MPa.

#### 4. Układ bezpośredniego wtrysku paliwa

W firmie BMW opracowano własny system bezpośredniego wtrysku benzyny o nazwie *High Precision Injection*, który wykonywany jest w firmie Siemens VDO. W tym systemie, w odróżnieniu od innych systemów wtrysku, przewidziano zasilanie silnika mieszanką homogeniczną o stechiometrycznym składzie.

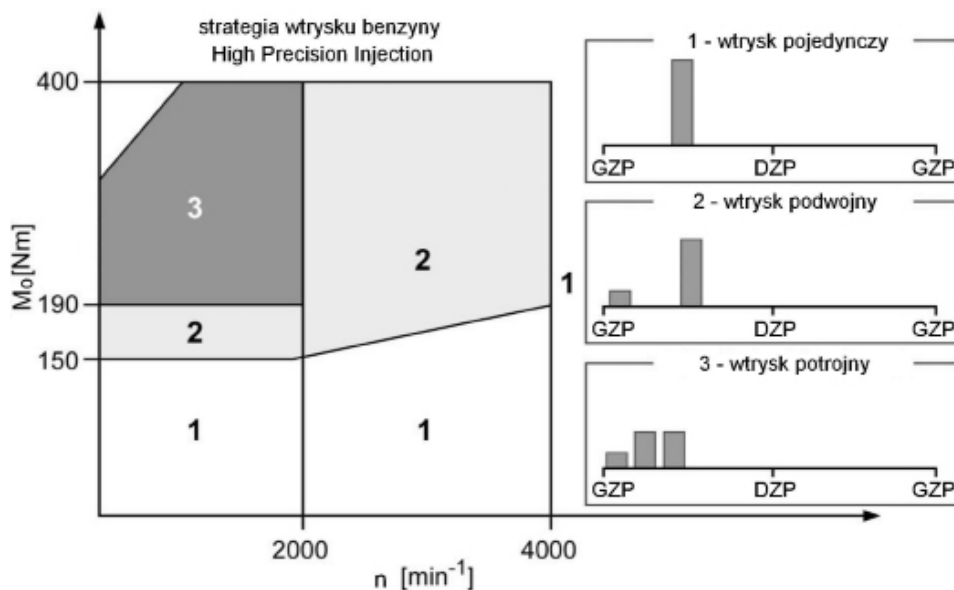
Najważniejszym elementem układu zasilania nowego silnika pozostają najnowszej generacji piezoelektryczne wtryskiwacze, które podobnie jak w systemie common rail zasilane są ze wspólnej szyny. Odpowiednie ciśnienie pali-

wa zapewnia trzycylindrowa pompa paliwa wykonana ze stali szlachetnej, dzięki czemu, podobnie jak cały system zasilania, jest odporna również na paliwo zawierające duży udział alkoholu. Maksymalne ciśnienie paliwa w szynie wynosi 20 MPa.

Wtryskiwacze umieszczone są w centralnym miejscu komory spalania, pomiędzy zaworami, a strumień wtryskiwanego paliwa ma kształt symetrycznego, pustego w środku stożka. Wielkość dawki jest sterowana długością skoku iglicy wtryskiwacza, która przemieszcza się w zakresie 0–40 μm. Zastosowany wtryskiwacz pozwala na podział dawki wtryskiwanego paliwa oraz dobór ciśnienia wtrysku stosownie do stanu pracy silnika. Jest to pierwszy silnik o zapłonie iskrowym, w którym podczas wtrysku zastosowano podział dawki paliwa. Wynika to z zastosowa-

wanej strategii tworzenia mieszanki. Zakłada ona regulację głębokości wnikania strumienia wtryskiwanego paliwa do komory spalania poprzez podział dawki i zmianę ciśnienia wtrysku. Dzięki temu w procesie napełniania cylindra nie występuje kontakt cząsteczek paliwa ze ściankami przestrzeni roboczej, unika się osiadania paliwa na ściankach i powstawania zjawisk przyściennych. Strategia pracy systemu zasilania *High Precision Injection* w zależności od stanu pracy silnika przedstawiona jest na rys. 5. W zakresie małego obciążenia oraz przy pracy z dużą prędkością obrotową podział dawki nie jest stosowany. Z punktu widzenia powstawania zjawisk przyściennych najbardziej krytycznym stanem pracy silnika jest praca z małą prędkością obrotową i dużym obciążeniem, kiedy duża dawka paliwa jest wtryskiwana do cylindra, przy względnie małym ruchu ładunku. Z tego powodu w tym zakresie pracy w silniku *Twin Turbo* przewidziano podział dawki wtryskiwanego paliwa na trzy części. W pozostałym zakresie pracy silnika wtryskiwana dawka dzielona jest na dwie części.

Zaletą systemu bezpośredniego wtrysku paliwa *High Precision Injection* jest możliwość zastosowania w doładowanym silniku o zapłonie iskrowym stopnia sprężania  $\epsilon = 10,2$  bez obawy występowania spalania stukowego. W stosunku do systemu wtrysku pośredniego wtrysk bezpośredni gwarantuje znaczne skrócenie zjawisk przedpłomiennych w mieszance, a ponadto występuje efekt wewnętrznego chłodzenia komory spalania rozprężającym się i odparowującym paliwem. Prawidłowe warunki spalania są również nadzo-



Rys. 5. Strategia pracy systemu zasilania High Precision Injection [3]

rowane przez czujniki stuku i odpowiedni dobór ciśnienia doładowania.

## 5. System oczyszczania spalin

Poza okresem rozruchu i fazą nagrzewania się silnik BMW Twin Turbo zasilany jest mieszkanką stechiometryczną, w związku z tym do oczyszczania spalin zastosowano standardowe utleniająco-redukujące reaktory katalityczne. Są to reaktory z cienkościennymi monolitami ceramicznymi, wyposażone w izolację termiczną za pomocą szczeliny powietrznej znajdującej się pomiędzy podwójnymi ściankami obudowy. Układ wydechowy składa się z dwóch niezależnych systemów, z których każdy obsługuje trzy cylindry. Pierwszy z reaktorów o mniejszej gęstości komórek ( $400 \text{ cel/cal}^3$ ) umieszczony jest bezpośrednio przy wyjściu spalin z turbosprężarki, natomiast drugi ( $600 \text{ cel/cal}^3$ ) w dalszej części układu wydechowego. W silnikach turbodoładowanych trudnym do rozwiązania problemem jest zwykle szybkie nagrzewanie reaktora katalitycznego w fazie nagrzewania się silnika, ponieważ dużą część ciepła unoszonego ze spalinami przejmują ścianki turbosprężarki. W silniku BMW Twin Turbo problem ten rozwiązano za pomocą odpowiedniej strategii nagrzewania silnika, polegającej na wykorzystaniu możliwości systemu bezpośredniego wtrysku paliwa do tworzenia uwarstwienia mieszkanki oraz na stosowaniu znacznie opóźnionego zapłonu. Bezpośrednio po rozruchu zimnego silnika, w procesie napełniania cylindra, układ zasilania tworzy ubogą, homogeniczną mieszkankę, która tuż przed wystąpieniem zapłonu, w strefie występowania wyładowania iskrowego, jest wzbogacona dzięki wtryskowi do tej strefy pojedynczej, niewielkiej dawki paliwa, a stworzone uwarstwienie mieszkanki umożliwia jej zapłon. Jednocześnie następuje znaczne opóźnienie zapłonu sięgające  $40^\circ\text{OWK}$  po GMP, dzięki czemu uzyskano jednocześnie stabilną pracę silnika oraz duży strumień spalin o wysokiej temperaturze, który szybko nagrzewa reaktor katalityczny.

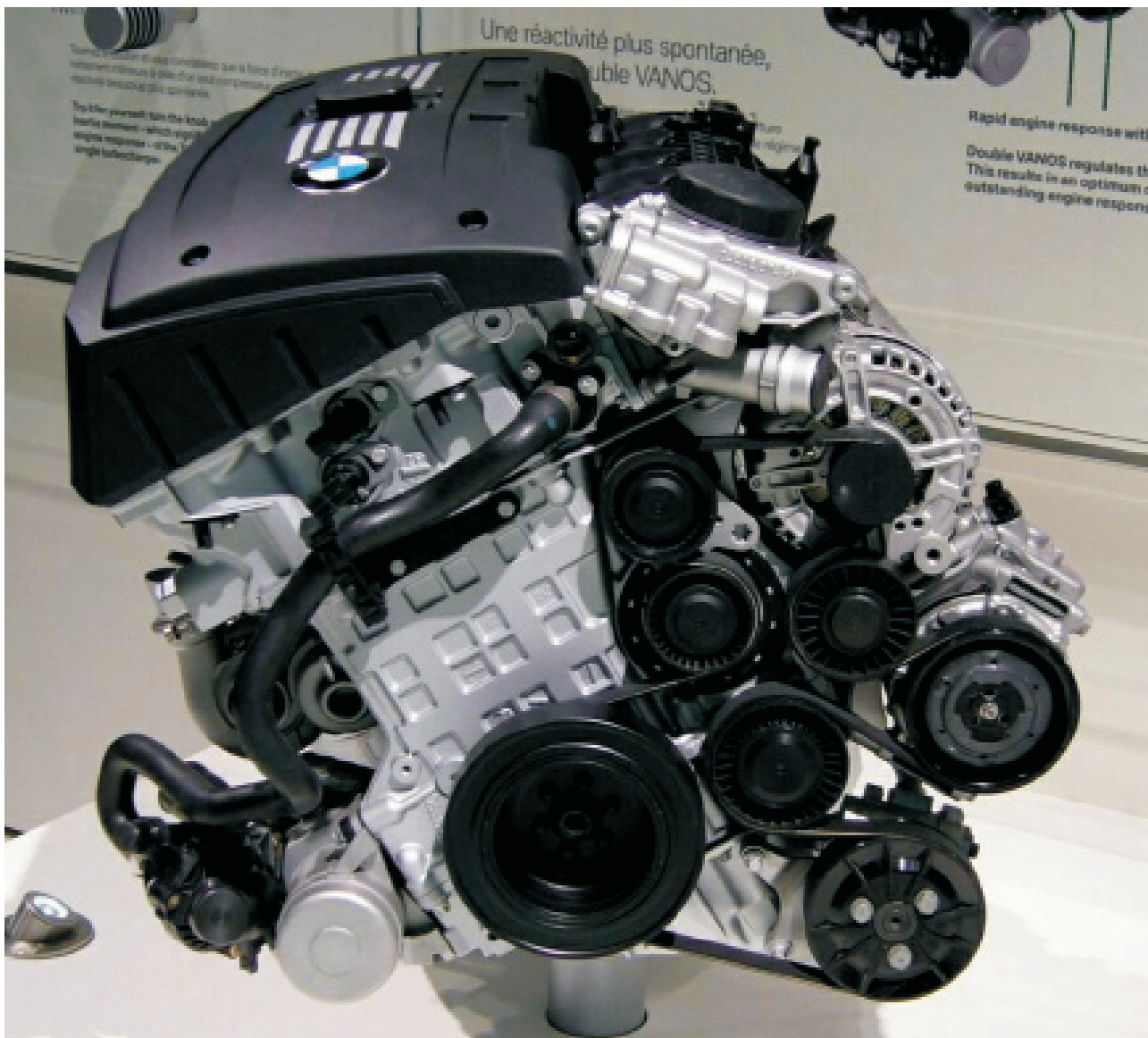
Ważnym elementem mającym wpływ na emisję toksycznych składników spalin jest system indywidualnej kontroli składu mieszkanki dla danej grupy trzech cylindrów, wykorzystujący w trybie adaptacyjnym sygnały nie tylko z dwóch sond lambda umieszczonych w każdym z układów wydechowych, lecz także z innych, licznych czujników nadzorujących pracę silnika. Korzystając z metody sieci neuronowych moduł elektroniczny sterujący systemem zasilania High Precision Injection ma możliwość analizy pracy pojedynczych wtryskiwaczy i dokonywania indywidualnej korekty ich ustawień.

Ten zaawansowany technicznie system regulacji składu mieszkanki pozwolił na rezygnację z klasycznego przepływomierza powietrza, który jest charakterystycznym elementem wyposażenia silników z zapłonem iskrowym. Silnik Twin Turbo spełnia wymagania normy Euro V oraz amerykańskiego programu LEV II.

## 6. Pozostałe cechy konstrukcyjne silnika BMW 3,0 dm<sup>3</sup> Twin Turbo

Wprawdzie w oficjalnym przekazie firma BMW twierdzi, iż nowy silnik Twin Turbo stanowi rozwinięcie jednostki N52 z kadłubem wykonanym ze stopu magnezu, lecz już pobieżna analiza wskazuje, że w dużym stopniu wykorzystano elementy konstrukcyjne sprawdzonej jednostki M52 produkowanej w latach 2000-2004. Świadczy o tym nie tylko materiał kadłuba, którym w silniku Twin Turbo jest stop aluminium, ale także cechy geometryczne cylindra i układu korbowo-tłokowego. Zastosowanie aluminium kadłuba wraz z umieszczonymi w nim żeliwnymi tulejami cylindrów było konieczne ze względu na znacznie większe obciążenie cieplne i mechaniczne niż w standardowym silniku 6-cylindrowym z magnezowym kadłubem. Większe obciążenie wymusiło także zastosowanie odkuwanego wału korbowego w miejsce wału odlewane. Ze względu na zastosowanie turbodoładowania i konieczność rozbudowy części wylotowej, większość osprzętu silnika przeniesiono na drugą stronę kadłuba (rys. 6).

W najnowszej generacji silników o zapłonem iskrowym z firmy BMW standardem stało się stosowanie systemu rozrządu Valvetronic, w którym regulacja napływu mieszkanki do cylindrów sterowana jest skokiem zaworów. W silniku Twin Turbo, ze względu na brak miejsca w głowicy po umieszczeniu w niej wtryskiwacza piezoelektrycznego zrezygnowano z tego systemu pozostawiając jedynie bezstopniowy, hydraulicznie sterowany system zmiany faz rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych znany pod nazwą Bi-Vanos. Wszystkie elementy



Rys. 6. Rozmieszczenie osprzętu w silniku BMW 3,0 dm<sup>3</sup> *Twin Turbo* [zdj. autora]

systemu przestawiania faz wykonano ze stopów aluminium, a wałki rozrządu wykonane metodą hydraulicznego formowania odznaczają się wyjątkowo małą masą.

W układzie chłodzenia silnika *Twin Turbo* zastosowano elektrycznie sterowany termostat oraz pompę cieczy chłodzącej napędzaną silnikiem elektrycznym o mocy 400 W. W stosunku do pompy napędzanej od silnika tego typu układ pozwala na znaczne zmniejszenie strat mechanicznych, a także umożliwia chłodzenie turbosprężarek po zatrzymaniu pracy silnika. Wymienione elementy układu chłodzenia, a także elektrycznie napędzany wentylator chłodnicy, elektrycznie uruchamiane przesłony powietrza dopływającego do chłodnicy oraz układ ogrzewania wnętrza pojazdu sterowane są elektronicznie z odrębnego modułu sterującego, współpracującego z modułem sterowania silnika.

Ze względu na dużą moc, jaką dysponuje silnik *Twin Turbo*, zastosowany układ chłodzenia gwarantuje zachowanie odpowiedniego stanu cieplnego silnika zarówno przy eksploatacji pojazdu w ruchu miejskim, gdzie wykorzystywane

jest zwykle nie więcej niż 25% mocy nominalnej, jak i przy pracy z pełnym obciążeniem, bez ponoszenia niepotrzebnych strat energii.

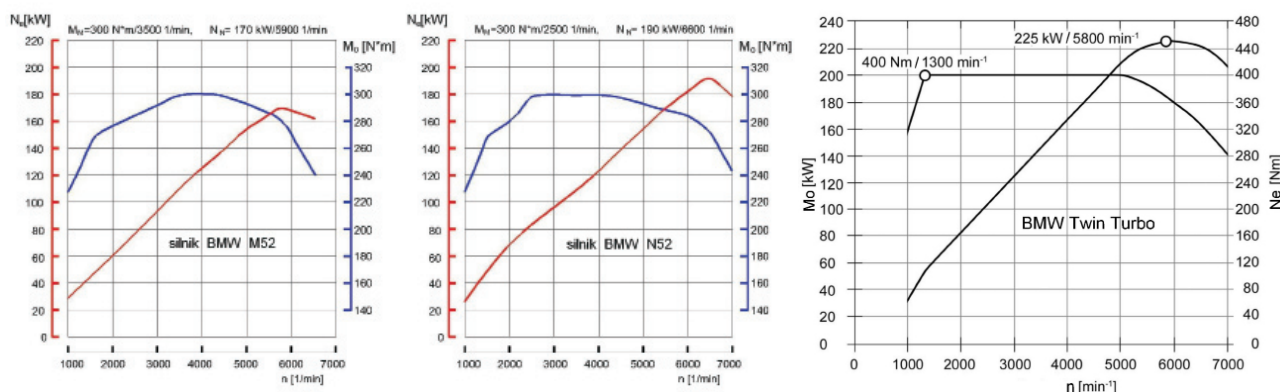
Również pompa oleju smarującego wyposażona została w system regulacji, dzięki któremu wielkość strumienia oleju dostosowana jest do rzeczywistych potrzeb. W stosunku do konwencjonalnych rozwiązań przyniosło to znaczące oszczędności mocy niezbędnej do jej napędu.

## 7. Osiągi silnika Twin Turbo

Śśród wszystkich 6-cylindrowych silników o zapłonie iskrowym stosowanych w pojazdach marki BMW silnik *Twin Turbo* ma najlepsze osiągi. Jak dotąd jest on stosowany tylko w modelu BMW 335i, a jego osiągi nie odbiegają wiele od ekskluzywnej, wyczynowej wersji M3, wyposażonej w silnik V8 o objętości skokowej 4,0 dm<sup>3</sup>. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry nowego, turbodoładowanego silnika 3,0 dm<sup>3</sup>, w porównaniu z parametrami 6-cylindrowych silników tej klasy, produkowanych w firmie BMW od roku 2000.

Tab.1. Porównanie wybranych parametrów 6-cylindrowych silników BMW

	M52 (2000-2004)	N52 (2004-2006)	N52 (2006-	N52 (2006-	Twin Turbo (2006-
Objętość skokowa [cm <sup>3</sup> ]	2979	2996	2996	2996	2979
Średnica cylindra x skok tłoka [mm]	84,0 x 89,6	85,0 x 88,0	85,0 x 88,0	85,0 x 88,0	84,0 x 89,6
Stożek sprężania	10,2	10,7	12,0	12,0	10,2
Moc maksymalna [kW]/przy prędkości obrotowej [obr/min]	170/5900	190/6600	160/6100	200/6700	225/5800
Maks. moment obrotowy [N·m]/przy prędk. obrotowej [obr/min]	300/3500 – 4000	300/2500–4000	270/2400–4000	320/2750–4000	400/1300–5000
Objętościowy wskaźnik mocy [kW/dm <sup>3</sup> ]	57,1	63,4	63,4	63,4	57,1
Układ zasilania	Wtrysk pośredni Siemens MS43	Wtrysk pośredni Siemens MSV70	Wtrysk bezpośredni Siemens MSD80	Wtrysk bezpośredni Siemens MSD80	Wtrysk bezpośredni Siemens MSD80
Materiał kadłuba	aluminium	aluminium/ magnez	aluminium/ magnez	aluminium/ magnez	aluminium
Czas rozpędzania 0-100 km/h	6,5 s (BMW 330i)	6,3 s (BMW 330i)	6,7 s (BMW 325i)	6,1 s (BMW 330i)	5,6 s (BMW 335i)
Średnie zużycie paliwa dm <sup>3</sup> /100 km (NEDC)	9,1 (BMW 330i)	8,7 (BMW 330i)	7,1 (BMW 325i)	7,2 (BMW 330i)	9,1 (BMW 335i)
Średnia emisja CO <sub>2</sub> (NEDC)	218 g/km (BMW 330i)	208 g/km (BMW 330i)	170 g/km (BMW 325i)	173 g/km (BMW 330i)	218 g/km (BMW 335i)



Rys. 7. Porównanie charakterystyk prędkościowych 6-cylindrowych silników BMW: a) silnik M52 z roku 2000, b) silnik N52 z roku 2004, c) silnik Twin Turbo

Porównanie charakterystyk prędkościowych nowego silnika *Twin Turbo* z charakterystykami wybranych wersji silników 6-cylindrowych przedstawiono na rys. 7.

W powyższych porównaniach na szczególną uwagę zasługuje zestawienie parametrów silnika z roku 2000 z parametrami silnika *Twin Turbo*, czyli jednostek, które zostały laureatami konkursu *International Engine of the Year* i w czasie swej pierwszej prezentacji były uznawane za najlepsze na świecie. Zastosowanie nowoczesnej techniki w postaci systemu doładowania *Twin Turbo*, układu zasilania *High Precision Injection*, oraz systemów sterowania pracą układu chłodzenia przyniosło oczekiwane rezultaty w postaci znacznego zwiększenia osiągnięć bez równoczesnego zwiększenia zużycia paliwa i zwiększonej emisji dwutlenku węgla. Świadczy to o istnieniu potencjału rozwojowego, który specjaliści z branży silnikowej powinni nadal wykorzystywać.

Opracowano na podstawie:

1. Brzeżański M.: Nowy, 6-cylindrowy silnik ZI firmy BMW. Kwartalnik „Silniki Spalinowe” nr 1, 2005.
2. Landerl Ch., Klauer N., Klueping N.: Die Konzeptmerkmale des neuen BMW Reihensechszylinder Ottomotors. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2004.
3. Luttermann Ch., Missy S., Schwarz Ch., Klauer N.: High Precision Injection in combination with turbocharger of the new BMW Twin Turbo petrol engine. 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2006.
4. Welter A., Unger H., Hoyer U., Bruener T., Kiefer W.: The new turbocharged BMW six cylinder petrol engine. 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2006.
5. BMW Presse Information 9/2006, BMW auf dem Mondial de l'Automobile, Paris 2006.
6. BMW Presse Information 3/2007, BMW auf dem 77. Internationalen Automobilsalon, Genf 2007.

Marek Brzeżański

## Aktualności

### Silniki ZI

#### Nowy silnik firmy Volkswagen z serii TSI

W niektórych modelach samochodów marki Volkswagen zastosowano nową wersję silnika z serii TSI. Ten turbodoładowany silnik o pojemności skokowej 1,4 dm<sup>3</sup> zastąpi wolnossący silnik 1,6 FSI dotychczas stosowany w gamie samochodów osobowych tej marki. Silnik 1,4 TSI rozwija maksymalną moc 90 kW (122 KM), czyli o 5 kW (7 KM) większą od poprzednika, a jednocześnie zużywa mniej paliwa. W istotny sposób zmieniła się także wartość i charakterystyka momentu obrotowego. Dotychczas maksymalna wartość momentu 155 N·m osiągnięta była przy 4000 obr/min, a w nowym silniku wartość 200 N·m jest stała w zakresie 1500 do 3000 obr/min ( $N_1 = 64,2 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 22,5 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,max} = 1,8 \text{ MPa}$ ). W samochodzie VW Golf z mechaniczną sześciobiegową skrzynią przekładniową emisja dwutlenku węgla CO<sub>2</sub> została w ten sposób zredukowana ze 161 g/km do 149 g/km. Ten sam silnik otrzymają również samochody Golf Plus, Jetta, Eos oraz Passat.

Oprac. na podst. Volkswagen AG

#### Hennessey Venom GT

Hennessey Venom GT będzie wyposażony w centralnie umieszczony silnik V10 o pojemności skokowej  $V_{ss} = 8,5 \text{ dm}^3$ , który pochodzi z Dodge'a Viper'a SRT. Konstruktorzy firmy Hennessey wyposażyli dodatkowo silnik w dwie turbosprężarki, zmodyfikowali układ dolotowy, układ wylotowy, fazy rozrządu oraz układ smarowania. Modyfikacje te spowodowały wzrost parametrów pracy silnika: moc wynosi obecnie  $N_c = 1200 \text{ KM}$  (882 kW) i jest rozwijana przy prędkości obrotowej 5200 obr/min a moment obrotowy  $M_o = 1490 \text{ N}\cdot\text{m}$  przy 4200 obr/min ( $N_1 = 103,85 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 88,3 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,max} = 2,2 \text{ MPa}$ ). Masa 1,2 kg przypadająca na każdy 1 KM pozwala osiągnąć 100 km/h w czasie 2,4 s. Bolid Hennessey Venom GT będzie produkowany w nowej siedzibie firmy HPE, Lonestar Motorsport Park na zachodzie Houston w Teksasie i trafi do sprzedaży w 2009 roku.

[www.conceptcarz.com](http://www.conceptcarz.com)

#### Nowy pojazd Koenigsegg



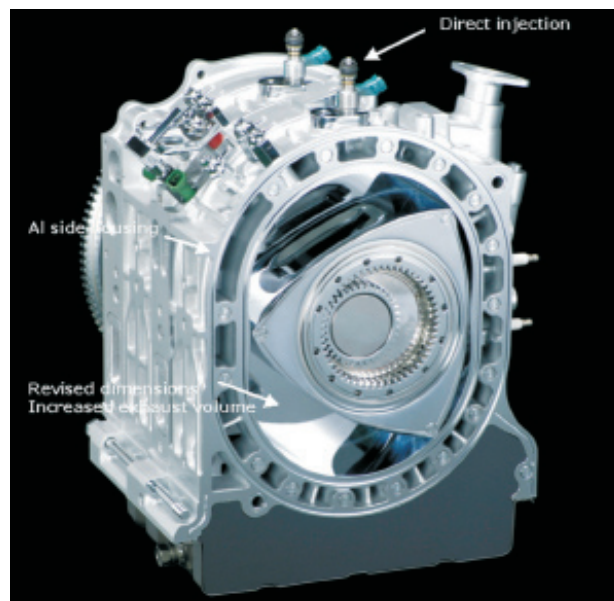
Nowy samochód Koenigsegg będzie wyposażony w silnik widlasty V8 wykonany ze stopów aluminium, turbodoładowany z ciśnieniem doładowania 1,5 bara i chłodnicą powietrza doładowanego. Jednostka będzie wyposażona we wtrysk bezpośredni i zasilana bio-etanolem, mieszanką E85. Silnik o pojemności skokowej  $V_{ss} = 4,7 \text{ dm}^3$  ma cztery zawory na cylinder, stopień sprężania 8,6 i rozwija moc  $N_c = 1018 \text{ KM}$  (746 kW) przy 7200 obr/min; maksymalny moment obrotowy wynosi  $M_o = 1060 \text{ N}\cdot\text{m}$  ( $N_1 = 159,3 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 93,59 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,max} = 2,83 \text{ MPa}$ ).



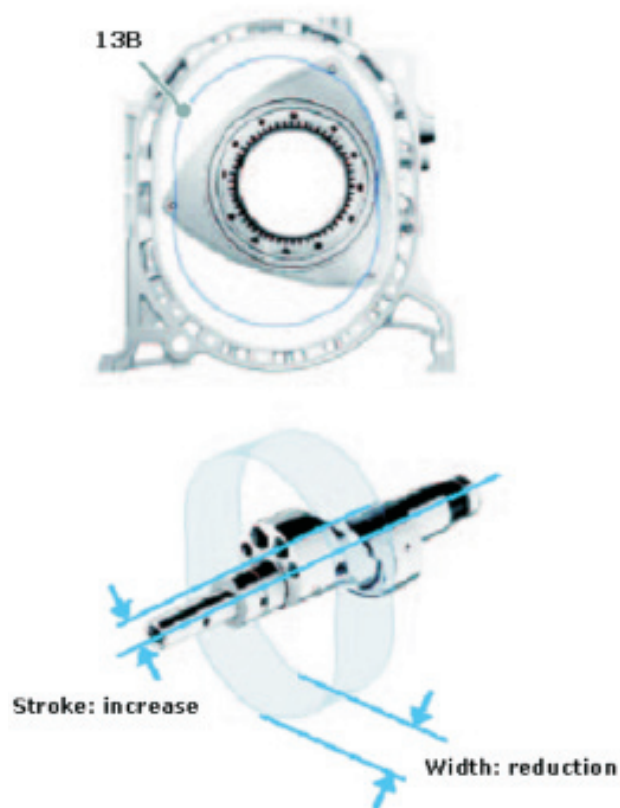
[www.koenigsegg.com](http://www.koenigsegg.com)

#### Mazda Renesis – nowa generacja silnika Wankla

Od 1967 r. firma Mazda pracuje nad rozwojem konstrukcji silnika Wankla. Nowa generacja silnika z wirującym tłokiem ma bezpośredni wtrysk paliwa 16X; zmieniona została także pojemność silnika na 1600 dm<sup>3</sup> (8 × 200 cm<sup>3</sup>), a komora spalania uzyskała nowy kształt.



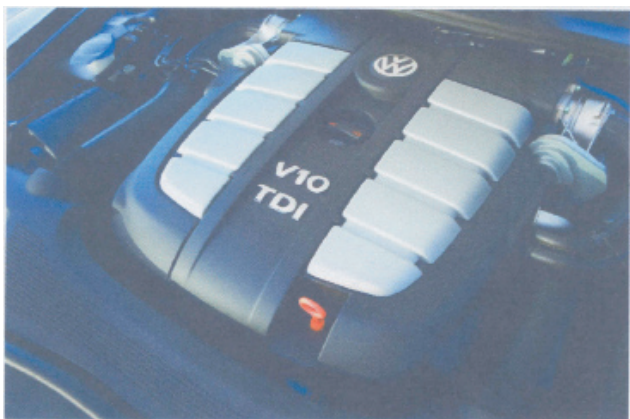
Konstruktorzy dopracowali system spalania zwiększając sprawność cieplną oraz moment obrotowy (większy skok tłoka – mimośród na wale korbowym) w całym zakresie prędkości obrotowej.



Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

## Silniki o ZS

### Nowa wersja silnika VW V10 TDI



Podczas Australian International Motor Show w Sydney w październiku 2007 roku firma Volkswagen AG zaprezentowała nowy samochód VW Touareg R50. Pojazd ten należący do kategorii SUV (*Sport Utility Vehicle*) wyposażono we wzmocnioną wersję znanego silnika ZS w układzie V10. Poprzez zmiany w układzie turbodoładowania oraz w sterowniku silnika uzyskano wzrost mocy o 28 kW (37 KM) oraz momentu obrotowego o 100 N·m. Nowa wersja silnika V10 TDI wyposażona jest w filtr cząstek stałych i rozwija moc 258 kW (350 KM), a wartość maksymalnego

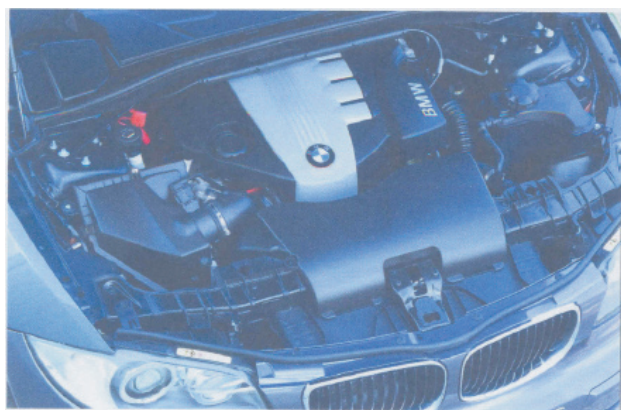
momentu obrotowego wynosi 850 N·m ( $N_1 = 46,0 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 25,8 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,max} = 1,91 \text{ MPa}$ ). Tak wysokie parametry silnika spowodowały, że sprzedawany od listopada br. model Touareg R50 jest obecnie najsilniejszym na świecie samochodem kategorii SUV.

Oprac. na podst. Volkswagen AG

### Nowy silnik ZS dla samochodów BMW serii 1

W samochodach BMW serii 1 wprowadzony został nowy czterocylindrowy silnik ZS o wysokich parametrach. Jest to trzecia wersja silnika nowej generacji, o pojemności skokowej  $2,0 \text{ dm}^3$ , która dodatkowo wyróżnia się dużą elastycznością oraz małym zużyciem paliwa. Maksymalna moc 150 kW (204 KM) rozwijana jest przy 4400 obr/mim, natomiast moment obrotowy osiąga swą maksymalną wartość 400 N·m w zakresie 2000–2250 obr/min ( $N_1 = 75,0 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_c = 37,5 \text{ kW/cyl.}$ ,  $p_{e,max} = 2,51 \text{ MPa}$ ).

W silniku zastosowano układ doładowania VTT (*Variable Twin Turbo*) z dwoma turbosprężarkami o zróżnicowanych wymiarach. Przy takiej konfiguracji nie występuje efekt opóźnienia doładowania. Precyzyjne sterowanie pracą obu sprężarek zapewnia specjalny elektroniczny sterownik. W układzie zasilania zastosowano system Common Rail trzeciej generacji z wtryskiwaczami piezoelektrycznymi. Wtrysk oleju napędowego odbywa się w trzech fazach, co sprzyja łagodnemu rozprzestrzenianiu płomienia w komorze spalania. Ciśnienie wtrysku wynosi 200 MPa. Nowy silnik jest lżejszy od poprzedniej generacji o 17 kg, co wynika głównie z zastąpienia kadłuba żeliwnego kadłubem aluminiowym spajany termicznie z tulejami cylindrowymi z żeliwa szarego.



Pierwszą rodziną samochodów BMW wyposażonych w ten silnik będzie seria 1 (z nadwoziami hatchback i coupe). Wersja pięciodrzwiowa (123d) rozpędza się do 100 km/h w czasie 7,0 s, a prędkość maksymalna wynosi 235 km/h. Zużycie paliwa w europejskim cyklu mieszanym wynosi tylko  $5,2 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ , a emisja  $\text{CO}_2$  to 138 g/km.

Oprac. na podst. BMW Polska

### Daimler Trucks Heavy-Duty nowe silniki ZS

Firmy Daimler AG i Daimler Trucks zaprezentowały w Detroit (USA) nową rodzinę silników o nazwie Heavy-Duty Engine Platform (HDEP). Nowa rodzina silników ZS

HD opracowanych została wspólnie przez specjalistów z Niemiec, Japonii i USA. Celem Daimler AG jest zastąpienie we wszystkich markach na świecie istniejących obecnie ośmiu rodzin silników – trzema. W pierwszej fazie obecne cztery grupy silników zostaną zastąpione globalną platformą HDEP.

Od 2002 r. w rozwój HDEP zainwestowano już 1,5 mld USD. Dzięki zastosowaniu 90 proc. wspólnych komponentów w przyszłości możliwe będzie osiągnięcie znacznych oszczędności kosztowych wynikających ze wspólnego opracowywania rozwiązań i zarządzania seriami produkcyjnymi, globalnie skoordynowanej produkcji silników oraz ekonomii skali. Docelowo, w średnim lub długim terminie, planuje się produkcję 200 000 sztuk rocznie. Silniki te będą budowane w Niemczech, Japonii i USA, i będą dostępne w trzech pojemnościach: 12,8 dm<sup>3</sup>, 14,8 dm<sup>3</sup> i 15,6 dm<sup>3</sup>.

Po wprowadzeniu silnika Detroit Diesel DD15 do sprzedaży, HDEP zostanie zastosowana przez Mitsubishi Fuso, a następnie także przez Mercedes-Benz. Dzięki zastosowaniu połączenia systemu recyrkulacji spalin i filtra cząstek, DD15 spełnia wszystkie normy emisyjne EPA '07 obowiązujące w USA. Ten sześciocylindrowy silnik rzędowy o pojemności skokowej  $V_{ss} = 14,8 \text{ dm}^3$  został zaprojektowany tak, by zapewnić jego pełną zgodność także z normami EPA 2010 oraz wszelkimi przyszłymi wymogami dotyczącymi redukcji emisji spalin. Silnik DD15 zadebiutuje w ciężarówkach Freightliner Cascadia w drugim kwartale 2008 r. Produkcja na rynek amerykański będzie odbywać się w fabryce Detroit Diesel w Redford w stanie Michigan.

Oprac. na podst. [www2.mercedes-benz.co.uk](http://www2.mercedes-benz.co.uk)

### Silnik firmy Bosch

Firma Bosch zaprezentowała hybrydową jednostkę napędową typu DG Flex, która jest systemem przeznaczonym dla silników ZS, umożliwiającym podwójne zasilanie: olejem napędowym oraz gazem ziemnym. Obydwa paliwa są jednocześnie wykorzystywane w różnych proporcjach, maksymalnie z 90-procentowym udziałem gazu. DG Flex oferowany jest jako wyposażenie dodatkowe umożliwiające pojazdom dostawczym i autobusom zasilanie alternatywne bez utraty własności użytkowych pojazdów.



Oprac. na podst. [www.bosch.com](http://www.bosch.com)

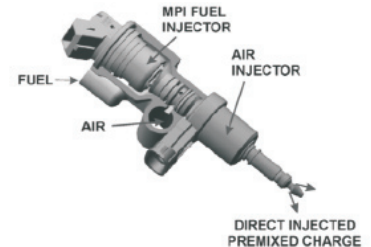
### Osprzęt

#### Wtryskiwacz wspomagany powietrzem firmy Polaris

Nowe wtryskiwacze zostały zastosowane w pojeździe wojskowym MV800 4X4 ATV sił departamentu obrony USA. Jednostka napędowa tego pojazdu zasilana jest specjalnym paliwem odrzutowym JP8. Silnik ten powstał podczas dwuletniej współpracy firmy Polaris z firmą Orbital. W celu polepszenia parametrów makro- i mikrostruktury rozpylonego paliwa w silniku zastosowano specjalny wtryskiwacz wspomagany powietrzem (*air-assisted*).

Koncepcja wtrysku wspomaganego powietrzem została opatentowana w latach osiemdziesiątych XX w. przez australijskiego inżyniera Saricha i zastosowana w silniku dwusuwowym. Powstała wówczas firma Orbital nawiązała współpracę z wieloma koncernami światowymi: Fordem, General Motors, później Toyotą.

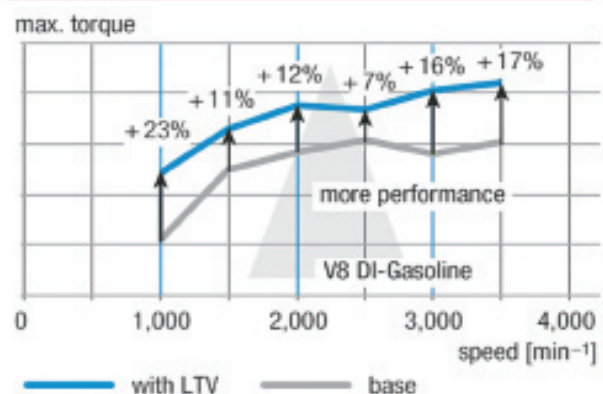
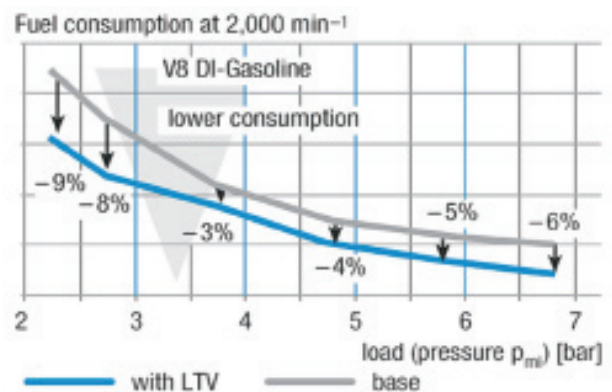
Wg posiadanych informacji projekty te jednak pod koniec lat 80-tych zostały wstrzymane w odniesieniu do silnika dwusuwowego. Badania nad wtryskiem wspomaganym powietrzem kontynuowano w firmie Orbital.



Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

#### Nowy zawór SLV-R firmy Mahle

Firma Mahle w nowym silniku koncepcyjnym zastosowała elektromagnetycznie sterowany zawór (LTV), który generuje impulsy w układzie dolotowym (doładowanie rezonansowe) pozwalające na poprawę współczynnika napełnienia cylindra  $\eta_v$ . Wprowadzenie tego rozwiązania spowodowało zmniejszenie przebiegowego zużycia paliwa oraz wzrost momentu



obrotowego przy niskich prędkościach obrotowych. Wcześniej (2004 r.) podobne rozwiązanie zaproponowała firma Siemens VDO: był to sterowany elektromagnetycznie zawór EIC (*Electric Impulse Charging*) służący do generowania pulsacji ciśnienia w przewodzie dolotowym.

Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

### Nowy system wtrysku bezpośredniego benzyny firmy Delphi

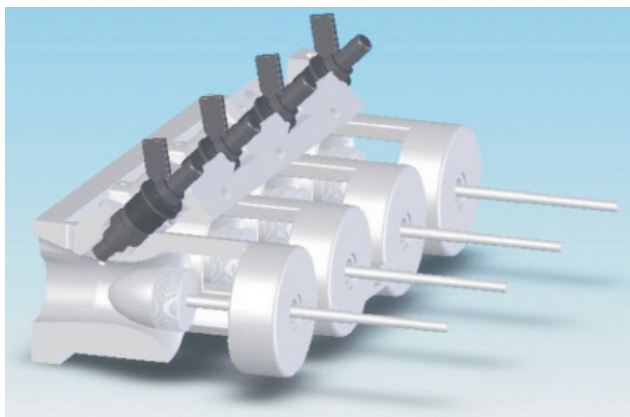
Nowe wtryskiwacze opracowane w firmie Delphi będą zastosowane w silnikach typu GDI (*Gasoline Direct Injection*), turbodoładowanych i zasilanych biopaliwami. Wtryskiwacze są wykonane w technologii piezoelektrycznej. Wtrysk bezpośredni paliwa odbywa się przy użyciu specjalnych pomp zasilających, które wytwarzają ciśnienie rzędu 200 bar.



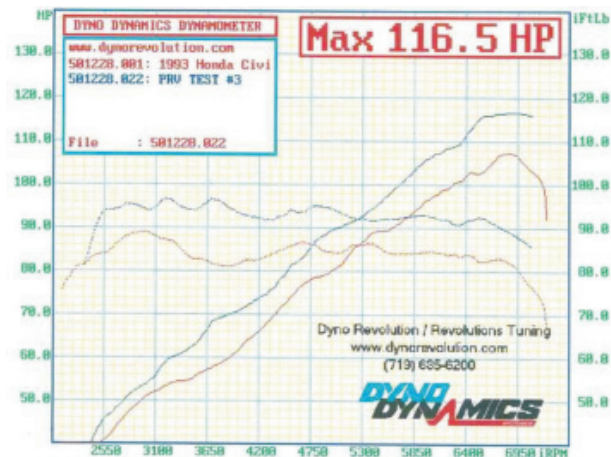
Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

### Regulowany system dolotowy Venturi

Firma Colorado wykonała zmodyfikowany system dolotowy PRV (*Pintle-Regulated Venturi*). System ten ma zastąpić konwencjonalny układ dolotowy.



Zmodyfikowany układ dolotowy PRV charakteryzuje się mniejszymi stratami przepływu w porównaniu do konwencjonalnego układu (większym napełnianiem cylindrów); powoduje to zmniejszenie przebiegowego zużycia paliwa i poprawę podstawowych wskaźników pracy silnika spalinowego ( $N_e$  i  $M_o$ ).



Dodatkowo zmodyfikowany układ PRV powoduje zmniejszenie składników szkodliwych spalin HC o 7,3%, CO o 83% i  $NO_x$  o 18%. Testy wykonano na ośmiu prototypach silnika Honda Civic z pojedynczym wałem rozrządu JDM D15B.

Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

### Uniwersalny system diagnostyczny

Firma Siemens VDO wyprodukowała nowy system diagnostyczny o nazwie SIDIS MB. System ten może diagnozować ponad 15 000 różnych jednostek centralnych i zbierać m.in. takie informacje jak: sygnały z czujników silnika, czujników ABS i czujników kontroli trakcji. Urządzenie wykorzystuje technologię Bluetooth.



Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com)

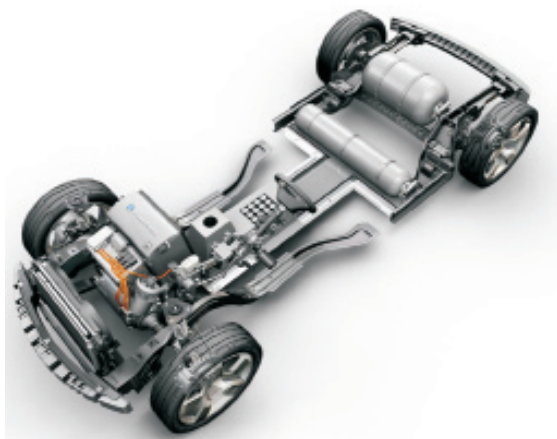
### Napędy alternatywne

#### Koncern GM pracuje nad nowymi bateriami

Koncern General Motors poinformował, że aż 13 firm przysłało swoje propozycje na przetarg dotyczący produkcji zaawansowanych baterii litowo-jonowych przeznaczonych

do pojazdu oznaczonego jako Volt. Spośród wszystkich zgłoszeń wyłoniono dwie firmy. Pierwszy kontrakt uzyskala firma Compact Power należąca do LG Chem, natomiast drugi – firma Continental Automotive Systems.

Jedna z wersji opracowywanego pojazdu Volt ma być wyposażona w turbodoładowany silnik spalinowy o pojemności 1,0 dm<sup>3</sup>, który jest odpowiedzialny za doładowanie zestawu akumulatorów. GM zapowiada, że Volt będzie w stanie przejechać ponad 60 km do chwili, kiedy silnik spalinowy będzie musiał doładować baterie.



Druga wersja ma być zasilana ogniwami paliwowymi z wykorzystaniem systemu E-Flex opracowanym przez inżynierów General Motors. Zakłada się, że pojazd będzie w stanie przejechać prawie 520 km na 4 kg wodoru.

Oprac. na podst. [www.gm.com](http://www.gm.com)

#### **Współpraca firm Daimler i Ford w opracowaniu ogniwa paliwowego**

Koncerny Daimler i Ford współpracują nad układem napędowym napędzanym prądem elektrycznym uzyskiwanym z wodoru. Obaj producenci kupili od spółki Ballard Power Systems jej oddział ogniwa paliwowych dla samochodów. Ford, Daimler i Ballard zakładają nową spółkę, która ma przyspieszyć wprowadzenie na rynek samochodów z ogniwami paliwowymi, dzięki którym udałoby się zmniejszyć emisję spalin. Rozwój technologii wodorowych wspiera także Unia Europejska, która przeznaczyła na badania 470 mln euro. Pieniądze mają przyspieszyć komercyjne wykorzystanie technologii wodorowych. Firma Ballard Power Systems sprzedała oddział samochodowy swojego zakładu z powodu dużych nakładów finansowych na opracowanie technologii wodorowych. W nowopowstałej spółce Automotive Fuel Cell Corporation największa część udziałów (50,1%) należy do koncernu Daimler, 30% Forda, a resztę (19,9%) stanowi wkład firmy Ballard. Do koncernów Ford i Daimler przejdzie 113 pracowników (czyli ok. 20% wszystkich pracowników Ballard Power Systems), wszelkie prawa własności intelektualnej (zwłaszcza patenty i technologie produkcji) związane z opracowaniem ogniwa paliwowych dla samochodów. Nowa spółka zatrudniać będzie 150 specjalistów.

Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

#### **Nowe akumulatory do pojazdów hybrydowych Nissana**

Nissan przy współpracy z firmą Nec zamierza zastosować nowe akumulatory litowo-jonowe zamiast dotychczasowych niklowo-wodorowych, które charakteryzowały się ograniczoną wydajnością, a przy tym zajmowały dużo miejsca w porównaniu do innych typów zasilania. Baterie litowo-jonowe mogą pomieścić w sobie więcej energii w porównaniu do starszego typu, a do tego wymagają mniejszej ilości miejsca. Mniejsza waga komponentów zasilających silnik elektryczny pozwoli poprawić właściwości jezdne samochodu napędzanego układem hybrydowym.

Baterie litowo-jonowe są bardziej podatne na pożar lub eksplozję. Z reguły akumulatory tego typu mają mniejszą żywotność niż ich odpowiedniki bazowane na niklu. Firma Nissan oraz NEC zapewniają jednak, że technologia rozwijana przez nich sprostą wszystkim standardom bezpieczeństwa, jakie będą obowiązywać w 2009 roku.

Oprac. na podst. [www.nissan.com](http://www.nissan.com)

#### **Volkswagen Tiguan HyMotion – SUV z ogniwami paliwowymi**

Koncern VW po raz pierwszy w Szanghaju zaprezentował pierwszy prototyp samochodu kategorii SUV wyposażony w ogniwa paliwowe.

Volkswagen Tiguan HyMotion wyposażono w układ napędowy z ogniwami paliwowymi osiągający moc 80 kW (109 KM), który zamontowano w przedziale silnikowym, gdzie znajduje się także silnik elektryczny. Dzięki jednostce elektrycznej cały układ napędowy osiąga mocą równą 100 kW (136 KM).

SUV wyposażono w baterie Li-Ion, które doładowywane są przez rekuperację energii podczas hamowania lub bezpośrednio z ogniwa paliwowych. Pod podłogą bagażnika znajduje się zbiornik, do którego można zatankować 3,2 kg wodoru. System z ogniwami paliwowymi nie ogranicza przestrzeni wewnętrznej.

Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com)

#### **Następca Toyoty Prius**

Toyota zaprezentowała nową jednostkę hybrydową o nazwie 1/X, która ma zastąpić zespół napędowy modelu Prius. Według zapowiedzi, samochód będzie ważył zaledwie 420 kg, czyli niemal jedną trzecią wagi aktualnej generacji. Udało się tego dokonać dzięki zbudowaniu nadwozia z tworzyw sztucznych wzmocnianych włóknem węglowym. Toyota 1/X zostanie zaprezentowana już podczas wystawy motoryzacyjnej w Tokio.

Jednostka napędowa składać się będzie z silnika spalinowego o pojemności skokowej 0,5 dm<sup>3</sup> wraz ze wspomagającym go napędem elektrycznym. Jednostka spalinowa będzie zasilana bioetanolem. Baterie zamontowane w układzie hybrydowym będzie można ładować z zewnętrznego źródła energii. Mają to być ogniwa nowego typu pozwalające pokonywać dużo większe odległości.

Oprac. na podst. [www.motogazeta.pl](http://www.motogazeta.pl)

### Napędy hybrydowe firmy Toyota

Do 2020 roku wszystkie samochody marki Toyota mają być wyposażone w napędy hybrydowe. Taką informację podał podczas konferencji prasowej Masatami Takimoto, szef koncernu ds. silników.

Dyrektor odpowiedzialny za rozwój i całokształt polityki koncernu w kwestii napędów poinformował, że Toyota rozwiązała największy problemem, który stanowiły wysokie koszty wytwarzania. Wobec tego plan japońskiego koncernu zakłada, że do roku 2010 Toyota będzie generować takie same przychody z produkcji samochodów hybrydowych, jak z pojazdów napędzanych konwencjonalnie

Oprac. na podst. [www.toyota.com](http://www.toyota.com)

### Silniki odrzutowe

#### Silnik GE Honda HF120

Ośrodek badawczo-rozwojowy firmy Honda w Japonii pracuje nad silnikiem odrzutowym HF120 przeznaczonym do samolotów biznesowych. Najbliższe 5 miesięcy firma poświęci na zbudowanie kilku silników i zweryfikowaniu: wskaźników pracy, sterowania, charakterystyk cieplnych oraz sprawności poszczególnych zespołów.



Dotychczas konstruktorom udało się pomyślnie wykonać testy: sprężarki, zespołu komory spalania i wysokociśnieniowej turbiny. Silnik HF120 zostanie wprowadzony do produkcji w 2009 roku w fabryce Honda Aero GE Lynn, Massachusetts. Firma planuje wybudowanie nowej fabryki w Burlington w Płn. Karolinie.

Technologia silnika HF obejmuje:

- wentylator z dwustopniowym doładowaniem; układ wylotowy wykonano z kompozytów w celu zmniejszenia masy;
- sprężarka wykonana została ze stopów tytanu, dzięki czemu jest odporna na wysokie temperatury;
- turbina wykonana ze specjalnych materiałów, które obejmują także zastosowanie *single-crystal high-pressure* (HP).

Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)

### Paliwa

#### Paliwo z orzechów kokosowych

Jedną z ważniejszych roślin uprawowych w Papui Nowej Gwinei są palmy kokosowe. Przez wysokie ceny importo-

wanych paliw mieszkańcy wysp zmuszeni zostali rozpocząć poszukiwania alternatywnych źródeł energii. Okazało się, że orzechy kokosowe posiadają duży potencjał energetyczny. Opracowano nową technologię i na wyspie powstało kilka mini rafinerii, w których wytwarzany jest kokosowy olej napędowy.

Niemal wszyscy mieszkańcy wykorzystują paliwo kokosowe do swoich samochodów, ciężarówek oraz przydomowych agregatów prądotwórczych.

Oprac. na podst. [www.motogazeta.pl](http://www.motogazeta.pl)

#### Olej napędowy z tłuszczów zwierzęcych

Amerykańskie koncerny ConocoPhillips oraz Tyson Foods opracowały wspólny projekt, dzięki któremu będzie możliwe produkowanie oleju napędowego z tłuszczu wieprzowego, wołowego oraz drobiowego.

Odpowiednio przetworzone tłuszcze zwierzęce będą przerabiane na olej napędowy przypominający swoim składem chemicznym paliwo typu biodiesel. Tłuszcz zwierzęcy jest produktem ubocznym, który powstaje w fabrykach Tysona i do tej pory był wykorzystywany do produkcji mydła i kosmetyków. Dzięki specjalnym obróbkom chemicznym zwykły tłuszcz zostanie przekształcony na beziarkowy olej napędowy.

Paliwo z tłuszczów zwierzęcych zostanie wprowadzone w Stanach Zjednoczonych pod koniec tego roku. Oba koncerny mają w planach produkcję 650 milionów dm<sup>3</sup> nowego paliwa.

Oprac. na podst. [www.motogazeta.pl](http://www.motogazeta.pl)

### Firmy silnikowe

#### Współpraca BMW i Mercedesa

Dyrektor zarządzający koncernu BMW Norbert Reithofer potwierdził, iż bawarska firma jest zainteresowana podjęciem współpracy z Mercedeselem w zakresie produkcji silników spalinowych. W ten sposób Mercedes dołączyłby do istniejącego już joint venture pomiędzy BMW a PSA Peugeot-Citroën. O możliwym poszerzeniu współpracy na drugą niemiecką markę z segmentu Premium pozytywnie wypowiadają się także przedstawiciele francuskiej grupy.

Spółka BMW i PSA wytwarza obecnie małe silniki benzynowe, które montowane są np. w samochodach marki MINI wchodzącej w skład koncernu BMW. W przyszłości, o ile Mercedes wyrazi chęć i wejdzie do tego układu, nowa generacja małych silników benzynowych mogłaby pojawić się nie tylko w BMW serii 1, ale również w Mercedesach klasy A i B.

Zaproszenie do współpracy Mercedesa to jeden ze sposobów na redukcję kosztów w ciągu najbliższych pięciu lat i to aż o 5 mld euro. Podczas konferencji prasowej Reithofer zapowiedział, że jego firma będzie redukować koszty własnych inwestycji poprzez tworzenie większej liczby podobnych partnerstw z innymi producentami motoryzacyjnymi.

Oprac. na podst. [www.bmw.com](http://www.bmw.com)

#### Współpraca KS Kolbenschmidt i Nippon Piston Ring

Firmy KS Kolbenschmidt i Nippon Piston Ring podjęły współpracę w celu wytworzenia nowych tłoków do

silników klasy PC na rynku Europy, Ameryki, Chin, ASEAN (ang. *Association of South East Asian Nations*, Stowarzyszenie Narodów Azji Południowo-Wschodniej) i Australii. Firmy mając doświadczenie w produkcji tłoków i pierścieni tłokowych chcą połączyć siły i zacząć konkurować z firmą Mahle.



Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com)

### **Współpraca Mercedesa i Fiata**

Firma Mercedes, po zakończeniu współpracy z koncernem Chrysler, jest w trakcie poszukiwania partnera, z którym mógłby współpracować przy produkcji małych samochodów. Prawdopodobnie podejmie ona współpracę z Fiatem. Oficjalnie obie strony nie udzielają na ten temat żadnych komentarzy. Rzecznik Daimlera potwierdza jedynie, że firma nie przekreśla z góry żadnych form współpracy. Jak podają niemieckie źródła doszło jednak już do wstępnych rozmów pomiędzy szefami obu koncernów – Dieterem Zetsche oraz Sergio Marchionne.

Nie wiadomo, jak wobec tego wyglądałaby ewentualna współpraca Mercedesa z BMW, która dotyczyła wykorzystania tych samych platform oraz małych silników.

Oprac. na podst. [www.daimler.com](http://www.daimler.com)

### **Triumph czwartą marką BMW**

Firma BMW może odtworzyć kolejną brytyjską markę – Triumph. Dyrektor zarządzający BMW Norbert Reithofer powiedział, że nowa marka powinna pomóc BMW w zdobyciu większych udziałów w pobliżu segmentu Premium. Jednak koncern nie zamierza tworzyć konkurencji dla własnych modeli na rynku binzesowo-luksusowym. Niemiecki koncern wykupił już prawa do marki.

Zapomniany już trochę w dzisiejszych czasach Triumph, był marką, która zajmowała się produkcją samochodów sportowych w latach sześćdziesiątych i siedemdziesiątych XX w. Pomimo upływu lat, samochody tej marki są nadal wysoko cenione wśród kolekcjonerów.

Według magazynu *Automotive News Europe* BMW będzie chciało sprzedawać samochód marki Triumph przez sieć dilerką MINI. Dzięki temu obie niszowe marki mogłyby znacznie zwiększyć potencjał sprzedaży.

Oprac. na podst. [www.bmw.com](http://www.bmw.com)

### **PKN Orlen biopaliwa**

Przygotowując się do spełnienia Narodowego Celu Wskaźnikowego w zakresie biopaliw, PKN Orlen rozstrzygnął przetarg na dostawy bioetanolu do produkcji benzyn w I połowie 2008 roku. Decydującym wskaźnikiem wyboru oferty była formuła oparta na europejskich cenach transakcyjnych notowanych przez ICIS w Rotterdamie, cenie producenta oraz kosztach transportu. W aukcji internetowej zwyciężyły dwie firmy oferujące najlepszą cenę: niemiecka CropEnergies AG i polska – PHP Wawrzyniak. Tych dwóch

głównych dostawców zapewni biokomponent w ilości ok. 47 mln dm<sup>3</sup> etanolu co zabezpieczy 80% potrzeb koncernu w I połowie przyszłego roku. Pozostałe ilości (łącznie 20%) dostarczą dwie firmy polskie PG Surwin oraz Uni-Malew i jedna czeska – Agroetanol TTD.

Oprac. na podst. [www.orken.pl](http://www.orken.pl)

### **Skoda Auto rozpoczyna produkcję w Rosji**

Firma samochodowa Skoda zaczyna produkować samochody w Rosji w mieście Kaługa. Roczna produkcja osiągnie 115 tys. egz. i będzie to największy zagraniczny zakład produkujący czeskie samochody. Zakład w Kałudze powstał kosztem 370 mln euro przy znacznej pomocy koncernu Volkswagen.

Skoda Auto ma w nowej firmie 37,5% udziałów. W odróżnieniu od innych miejsc produkcji samochodów z Mlada Boleslaw, w rosyjskim zakładzie początkowo będą one jedynie montowane, ale od 2009 roku (po zakończeniu budowy zakładu) produkowane z 30% udziałem komponentów pochodzących od miejscowych dostawców. Obecnie zatrudnienie otrzymało 1500 osób, a w 2009 planuje się zatrudnić kolejnych 1000 pracowników.

Oprac. na podst. [new.skoda-auto.com](http://new.skoda-auto.com)

### **Samochody elektryczne firmy Mitsubishi**

Prezydent japońskiej spółki Mitsubishi Motors Osamu Masuko powiedział, że Mitsubishi planuje w przeciągu najbliższych trzech lat rozpocząć seryjną produkcję samochodu z napędem elektrycznym z technologią plug-in hybrid, który przeznaczony byłby na dojazd od pracy w miastach. Według Masuko technologia baterii jest już tak zaawansowana, że można rozpocząć masową produkcję tego typu napędów, które zaferują dostateczną moc i zasięg. Zwłaszcza małe samochody z napędem elektrycznym są dobrą alternatywą do poruszania się po zatłoczonych ulicach dużych miast.

Mitsubishi opracowało własne akumulatory Li-Ion; są one na tyle nowoczesne, że mogą być wykorzystane w systemie napędu małych samochodów miejskich. Baterie Mitsubishi nie nadają się jednak do wykorzystania w większych samochodach. Jest to jeden z powodów, dla których Mitsubishi myśli o rozpoczęciu produkcji plug-in hybrid, które łączyć będą tradycyjny silnik spalinowy z elektrycznym, ładowanym poprzez tradycyjne połączenie elektryczne.

Oprac. na podst. [www.mitsubishi.com](http://www.mitsubishi.com)

### **Współpraca Uniwersytetu Tongji z VW**

Volkswagen Passat Lingyu napędzany jest silnikiem elektrycznym o mocy 88 kW (120 KM), który opracowano we współpracy z profesorami i studentami chińskiego uniwersytetu. Samochód wyposażono w ogniwa paliwowe i akumulatory Li-Ion zamontowane pod podłogą. Baterie doładowywane są podczas hamowania bądź bezpośrednio z ogniwa paliwowych. Wykonany z włókien węglowych zbiornik ciekłego wodoru mieści 3,2 kg wodoru pod ciśnieniem 350 bar. Przebiegowe zużycie paliwa wynosi 1,36 kg wodoru na 100 km, a teoretyczny zasięg to 235 km.

Oprac. na podst. [www.volkswagen.com](http://www.volkswagen.com)

## Książki silnikowe

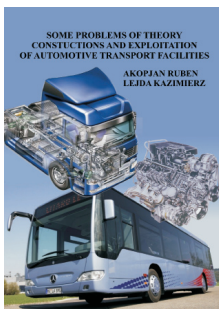
### Books on combustion engines

#### SOME PROBLEMS OF THEORY, CONSTRUCTIONS AND EXPLOITATION OF AUTOMOTIVE TRANSPORT FACILITIES

R. Akopjan, K. Lejda

Wydawnictwo „Norma”, Lwów, rok wyd. 2006, s. 580.

Książka zawiera wybrane problemy z teorii, konstrukcji i eksploatacji środków transportu samochodowego. Szczególną uwagę zwrócono na kryteria i wymagane założenia przy projektowaniu pneumatycznych układów zawieszek, hydromechanicznych układów przeniesienia napędu oraz konstrukcji nadwozi. Podano procedury obliczeń, wymagane równania i warunki brzegowe. Opisano istotne problemy dotyczące stabilizacji ruchu pojazdów wielkogabarytowych (w tym autobusów), jako ważne zagadnienie dla komfortu jazdy pasażerów. Scharakteryzowano również systemy hamulcowe w aspekcie ich budowy, zasady działania oraz prawidłowych warunków użytkowania. Odnośnie silników spalinowych, znaczną część opracowania poświęcono wtryskowym układom zasilania SW z uwagi na to, że silniki o zapłonie samoczynnym stanowią podstawowe źródło napędu środków transportowych, a układy paliwowe determinują ich właściwości eksploatacyjne. W tym zakresie opisano kryteria doboru systemów wtryskowych do odpowiednich rodzajów silników, podano algorytmy obliczeń i podstawowe równania. Zwrócono również uwagę na ekologiczne aspekty silników wysokoprężnych odnośnie emisji do otoczenia ze spalinami cząstek stałych oraz tlenków azotu. Prognozy rozwojowe w zakresie silników o zapłonie samoczynnym, wtryskowych układów zasilania oraz alternatywnych źródeł energii kończą całość książki.

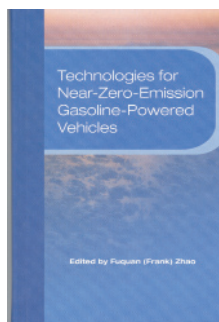


#### TECHNOLOGIES FOR NEAR-ZERO-EMISSION GASOLINE-POWERED VEHICLE

F. Zhao

SAE International, rok wyd. 2007, s. 464.

W książce przedstawiono rozwiązania konstrukcyjne silników o zapłonie iskrowym, które pozwalają zmniejszyć emisję toksycznych składników spalin. W opisie uwzględniono najnowsze rozwiązania dotyczące: tworzenia mieszanki palnej silników ZI, zmniejszania emisji podczas zimnego rozruchu silnika, uwzględniające specyfikę pracy reaktora katalitycznego oraz możliwości poprawy jego efektywności, m.in. przez zastosowanie wtrysku powietrza dodatkowego lub zmianę właściwości paliwa; zaprezentowano również możliwości modelowania układów katalitycznych silników niskoemisyjnych. Ponadto omówiono główne założenia dotyczące wprowadzenia systemów diagnostyki pokładowej, które monitorując układy napędowe, stanowią rozbudowane narzędzie do oceny emisyjnej zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych nowoczesnych pojazdów. Dodatkowo opisano metodykę pomiarów emisji związków toksycznych wykorzystywaną podczas badań na hamowni podwoziowej. W zakończeniu książki przedstawiono koncepcje niskoemisyjnych pojazdów według wybranych koncernów samochodowych.

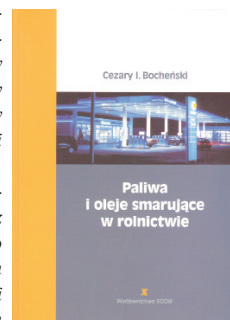


#### PALIWA I OLEJE SMARUJĄCE W ROLNICTWIE

C.I. Bocheński

Wydawnictwo SGGW, rok wyd. 2005, s. 266.

W książce przedstawiono technologię wytwarzania paliw i olejów smarujących. Wskazano na rozwój paliw i biopaliw do silników wysokoprężnych, podając również podstawy teoretyczne spalania i tworzenia składników toksycznych. Podobnie zaprezentowano paliwa i proces spalania w silniku o zapłonie iskrowym. Tematyka olejów smarujących obejmuje właściwości olejów, dobór i ich klasyfikację oraz sposoby smarowania silników. Przedstawiono wymagania stawiane olejom przekładniowym i hydraulicznym oraz podano ich rodzaje i właściwości. Pracę zakończono rozdziałem dotyczącym recyklingu olejów przetworzonych.



#### UKŁADY OCZYSZCZANIA SPALIN I POKŁADOWE SYSTEMY DIAGNOSTYCZNE SAMOCHODÓW

U. Rokosch (tł. Jarosław Kałużny)

Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2007, s. 396.

W książce opisano budowę, działanie i sposoby sprawdzania układów oczyszczania spalin stosowanych we współczesnych pojazdach samochodowych. Zawarto przegląd obowiązujących przepisów dotyczących emisji oraz opisano mechanizmy powstawania toksycznych składników spalin. Omówiono przebieg procesu spalania oraz problemy emisji spalin silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym. Przedstawiono rodzaje stosowanych współcześnie katalitycznych reaktorów spalin i filtrów cząstek stałych. Opisano tendencje rozwojowe w konstrukcji silników i układów oczyszczania spalin. Wiele miejsca poświęcono systemom diagnostycznym OBD oraz kontroli emisji spalin w pojazdach z takim systemem. Zamieszczono wyciągi z przepisów europejskich dotyczących ograniczania emisji w pojazdach, a także wykaz kodów usterek według SAE J2012 oraz ISO 15031-6.

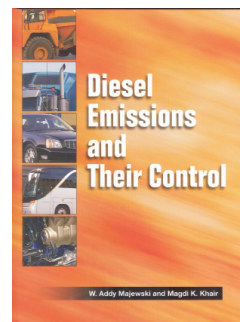


#### DIESEL EMISSIONS AND THEIR CONTROL

W.A. Majewski, M.K. Kair

Wydawnictwo SAE International, rok wyd. 2006, s. 561.

W książce zawarto podstawowe wiadomości dotyczące budowy silników o zapłonie samoczynnym. Przedstawiono wskaźniki pracy, systemy zasilania, proces spalania oraz wpływ parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na emisję z silników ZS. Przedstawiono składniki toksyczne spalin oraz sposoby ich pomiaru oraz obowiązujące przepisy. Znaczną część poświęcono kontroli emisji z silników. Przedstawiono nowoczesne rozwiązania silników i ich układów (wtrysk wody, systemy EGR). W rozdziałach dotyczących pozasilnikowych sposobów ograniczenia emisji wskazano na reaktory (utleniające, absorpcyjne) oraz filtry cząstek stałych. Omówiono ich budowę i materiały do ich wytwarzania.

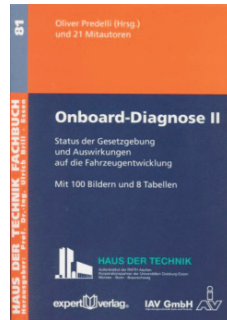


**ONBOARD-DIAGNOSE II**

O. Predelli

Expert Verlag, Renningen, rok wyd. 2007, s. 129.

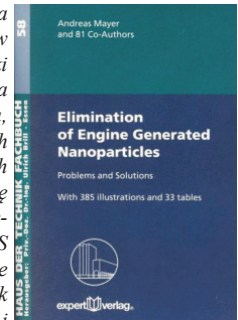
W książce przedstawiono charakterystykę systemu diagnostycznego stosowanego we współczesnych samochodach osobowych. W głównej mierze skupiono się na aspektach prawidłowego działania tego systemu i uzyskiwanej efektywności oceny emisyjnej układu napędowego. Przeanalizowano progi decyzyjne kontrolowane przez system diagnostyczny dotyczące limitów emisji spalin; podano propozycję zastosowania pokładowych systemów pomiarowych, które bezpośrednio w pojeździe mogłyby mierzyć stężenie związków toksycznych spalin samochodowych. Zaprezentowano możliwe dysfunkcje systemu OBD odniesione do wyznaczonej przez system efektywności wykrywania usterek emisyjnych, a także zaprezentowano możliwości i kierunki rozwoju systemów diagnostycznych stosowanych w samochodach osobowych i ciężarowych.

**ELIMINATION OF ENGINE GENERATED NANOPARTICLES. PROBLEMS AND SOLUTIONS**

A. Mayer

Expert Verlag, Renningen, rok wyd. 2005, s. 524.

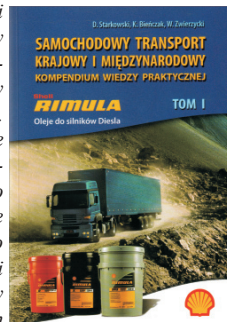
W książce zaprezentowano zagadnienia związane z emisją cząstek stałych z pojazdów wyposażonych w silniki ZS, ale również w silniki ZI. Scharakteryzowano problemy ograniczania cząstek stałych związane z emisją masową, natomiast najważniejszą częścią pracy jest ich emisja wymiarowa. W najnowszych normach toksyczności spalin ograniczono znacząco masę cząstek stałych, jednak nowym jest wprowadzenie limitów ilościowych zarówno dla silników ZS jak i ZI. Książka jest zbiorem 35 artykułów, które dotyczą m.in. zagadnień powstawania cząstek stałych w silnikach spalinowych, klasyfikacji i ich nazewnictwa, metod pomiarowych uwzględniających znaczną ich różnorodność, metod ograniczania ich powstawania w silnikach ZS i ZI oraz układów pozasilnikowych obniżających ich emisję, np. filtrów katalitycznych wraz z różnorodnymi metodami ich regeneracji.

**SAMOCODOWY TRANSPORT KRAJOWY I MIĘDZYNARODOWY. TOM 1.**

D. Starkowski, K. Bieńczyk, W. Zwierzycki

Wydawnictwo Systherm, rok wyd. 2006, s. 380.

W pracy przedstawiono wiadomości dotyczące optymalizacji zużycia paliwa w transporcie. Zaprezentowano wpływ czynników eksploatacyjnych, techniki jazdy kierowcy oraz oporów ruchu pojazdu na zużycie paliwa. Przedstawiono płyny eksploatacyjne stosowane w pojazdach. Zwrócono uwagę na oleje silnikowe; zostały one sklasyfikowane oraz podano ich funkcje i własności. Podano charakterystykę benzyn i olejów napędowych; przedstawiono zdolności tworzenia mieszanki oraz własności eksploatacyjne tych paliw. W pracy znalazły się informacje na temat toksyczności spalin silnikowych i ich główne kierunki redukcji. Omówiono dyrektywy Unii Europejskiej, rozporządzenia krajowe oraz Światową Kartę Paliw.

**SAMOCODOWY TRANSPORT KRAJOWY I MIĘDZYNARODOWY. TOM 2**

D. Starkowski, K. Bieńczyk, W. Zwierzycki

Wydawnictwo Systherm, rok wyd. 2007, s. 494.

W pracy przedstawiono podstawowe akty prawne stosowane w transporcie drogowym, wymagania dla nowoczesnych środków transportu oraz wymagania dla „zielonego” pojazdu ciężarowego. Zaprezentowano limity emisji spalin dla silników pojazdów ciężarowych oraz możliwości jej zmniejszenia. Zdefiniowano urządzenia rejestrujące prędkość jazdy, czas jazdy i czas postoju. Przedstawiono budowę, rodzaje i parametry tachografów cyfrowych. Podano uwarunkowania prawne ich stosowania, a także przepisy karne dotyczące tachografu.

**Hablitacje****Qualifying as assistant professor****Dr inż. Jacek NOWAKOWSKI****Model silnika o zapłonie samoczynnym jego zastosowanie do doboru parametrów regulacyjnych**

W pracy przedstawiono model teoretyczno-empiryczny cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym, umożliwiający, z wykorzystaniem obliczeń komputerowych, dobór parametrów regulacyjnych silnika zapewniających określone jego osiągi. Szczególny nacisk położono na możliwość uwzględnienia sterowania dawką paliwa, kątem wyprzedzenia wtrysku, stopniem recyrkulacji spalin oraz temperaturą i ciśnieniem ładunku w kolektorze dolotowym w celu zmniejszenia emisji tlenków azotu. Proponowane postępowanie przedstawiono na przykładzie doładowanego, czterocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym o objętości skokowej 1,7 dm<sup>3</sup> z bezpośrednim wtryskiem paliwa. W pracy zastosowano wymagania testu hamownianego ESC do ustalenia niezbędnego zakresu pomiarów.

W pierwszej części pracy przedstawiono model matematyczny cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym. Model ten, utworzony przy przyjęciu założeń upraszczających, uzależnia uzyskiwane wyniki obliczeń od parametrów modelu. Duża efektywność obliczeniowa modelu

**A model of the working cycle of a CI engine and its application to identify the control parameters of the engine**

In this work a mathematical model for simulation of a working cycle of a compression-ignition engine based on experimental measurements has been presented. The parameters of the model have been obtained by the application of the Nelder-Mead optimisation method using the set of more than 230 engine measurements. Suitable algorithms and results of numerical calculations compared with experiment data have been presented.

The first part of the work presents the application of optimisation methods to determine the parameters of the numerical model, using the experimental measurements taken for a given set of control engine parameters. In order to obtain the estimated parameters of the model (valve flow coefficients, heat transfer and Vibe function parameters) for some set of the control parameters an approximation task has been formulated and solved. Such an approach enables us to reduce the number of experimental measurements. At the end of this part some results of the verification of the procedure proposed have been presented.

matematycznego cyklu roboczego silnika umożliwia przeprowadzenie jego identyfikacji. Dla każdej kombinacji parametrów regulacyjnych występującej w pomiarach eksperymentalnych przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne, których celem było uzyskanie takich wartości parametrów modelu, aby uzyskane przebiegi obliczeniowe ciśnienia i masy ładunku w cylindrze silnika były jak najbliższe wielkościom uzyskanym z pomiarów eksperymentalnych. W końcowym etapie identyfikacji modelu zaproponowano wyznaczenie funkcji aproksymujących, w postaci funkcji potęgowej wielu zmiennych. Funkcje te umożliwiają określenie wartości parametrów modelu matematycznego dla dowolnych wartości parametrów regulacyjnych silnika.

W drugiej części pracy sformułowano i rozwiązano zadanie, którego celem jest dobranie takich wartości parametrów regulacyjnych, które zapewnią zmniejszenie zawartości tlenków azotu w spalinach przy dopuszczalnej zawartości innych składników toksycznych oraz przy zachowaniu założonych wartości parametrów eksploatacyjnych silnika. Zadanie to sformułowano jako zadanie optymalizacji. W trakcie jego rozwiązywania całkowane są równania modelu, przy przyjęciu wartości parametrów modelu, według formuł aproksymacyjnych uzyskanych w etapie identyfikacji. Wykorzystuje się również zależności uzyskane przez aproksymację wyników pomiarów eksperymentalnych (identyfikacyjnych) wielkości sumarycznych określających emisję związków szkodliwych i zadyminienie spalin oraz inne wielkości charakteryzujące pracę silnika.

Przedstawiono również wyniki pomiarów weryfikacyjnych, których celem było potwierdzenie, że wyznaczone obliczeniowo zestawy parametrów regulacyjnych zapewniają zmniejszenie zawartości tlenków azotu w spalinach przy dopuszczalnej zawartości innych składników toksycznych oraz przy zachowaniu założonych wartości parametrów eksploatacyjnych silnika.

Głównym wkładem autora przedstawionej pracy było zaproponowanie zastosowania do procesu doboru parametrów regulacyjnych silnika modelu matematycznego zidentyfikowanego z obiektem rzeczywistym. Model matematyczny zawiera wiele współczynników, które wyznaczone na etapie identyfikacji modelu w oparciu o badania eksperymentalne. Autor proponuje postępowanie, które w wyniku rozwiązania wielu zadań optymalizacji umożliwia, przez wykorzystanie metod aproksymacji, opracowanie wzorów analitycznych określających wyżej wymienione współczynniki w całym polu pracy silnika (w zależności od dowolnych wartości parametrów regulacyjnych).

Wyniki uzyskane podczas obliczeń optymalizacyjnych poddano weryfikacji pomiarowej. W jej wyniku uzyskano potwierdzenie proponowanej metodyki postępowania. Dobre obliczeniowo wartości parametrów regulacyjnych silnika spowodowały rzeczywistą redukcję emisji tlenków azotu w trakcie pracy silnika w zakresie przewidywanym i zakładanym w obliczeniach teoretycznych (optymalizacyjnych).



formulated and carried out in order to find the minimum of the emission of nitrogen oxides. The proposed procedure also takes into account additional boundary conditions concerning the limitation of other exhaust gas components, mean effective pressure, thermal efficiency and maximum pressure in the cylinder.

For a set of obtained optimal engine control parameters, the validation of the model by additional measurements has been carried out. A good correspondence of the model results with the measurements has been achieved. The results of the presented validation enable to formulate the following conclusions:

- it is possible to build an empirical model with a limited number of unknown model parameters which can be calibrated on the basis of the measurements,
- a limited set of measurement data which covers the area of engine operation enables the calibration of a working cycle model by solving proper optimisation tasks,
- the model of working cycle, apart from its simplicity, can ensure acceptable accuracy of results and is effective numerically,
- because of the above, the model can be used to control engine operating parameters.

## Doktoraty Doctorates

**Dr inż. Krzysztof BALAWENDER**

***Wpływ wybranych parametrów regulacyjnych procesu wtrysku na emisję cząstek stałych w silniku wysokoprężnym typu DI***

Promotor: dr hab. inż. Kazimierz Lejda – prof. Politechniki Rzeszowskiej

Recenzenci: prof. PR dr hab. inż. Sławomir Luft – Politechnika Radomska, dr hab. inż. Mirosław Śmieszek – prof. Politechniki Rzeszowskiej.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Rzeszowskiej w dniu 12 grudnia 2007 r.

Praca jest poświęcona badaniom wpływu charakterystyki wtrysku paliwa na emisję cząstek stałych w silniku wysokoprężnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Badania przeprowadzono przy różnych ustawieniach parametrów regulacyjnych procesu wtrysku dla podziału dawki paliwa wtryskiwanej w jednym cyklu roboczym silnika na trzy części: dawkę pilotującą, przedwtrysk i wtrysk główny. W oparciu o badania doświadczalne zbudowano program symulacyjny z wykorzystaniem sieci neuronowych, który pozwala na określenie wpływu wybranych parametrów procesu wtrysku na emisję PM. Obiektem badań był jednocyliniowy silnik badawczy SB3.1 wyposażony w eksperymentalny, zasobnikowy układ wtryskowy

typu Common Rail. Badania prowadzono na stanowisku hamownianym w laboratorium Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Rzeszowskiej.

Podział dawki paliwa na trzy części umożliwił przyjęcie sześciu różnych parametrów regulacyjnych aparatury wtryskowej (przy założeniu stałej wartości ciśnienia w zasobniku CR), do których należą: kąt wyprzedzenia i czas trwania wtrysku dawki pilotującej, kąt wyprzedzenia i czas trwania dawki przedwtrysku, a także kąt wyprzedzenia i czas trwania dawki głównej. Tak duża ilość parametrów regulacyjnych wymagała przeprowadzenia znacznej ilości badań doświadczalnych. W celu usystematyzowania przeprowadzanych prób wartości parametrów regulacyjnych dla poszczególnych punktów pracy silnika określono przy pomocy planu badań opartego na programie statycznym, zdeterminowanym, selekcyjnym, wieloczynnikowym, rotabilnym (PS/DS-P:  $\lambda$ ). Dzięki zastosowaniu tego planu możliwe było ograniczenie przeprowadzonych prób do 82 punktów pracy silnika, na podstawie których opisano sześciowymiarową przestrzeń określającą wpływ zmian parametrów regulacyjnych na emisję cząstek stałych. To z kolei umożliwiło określenie wpływu poszczególnych parametrów procesu wtrysku na emisję PM z wykorzystaniem symulacji komputerowej.