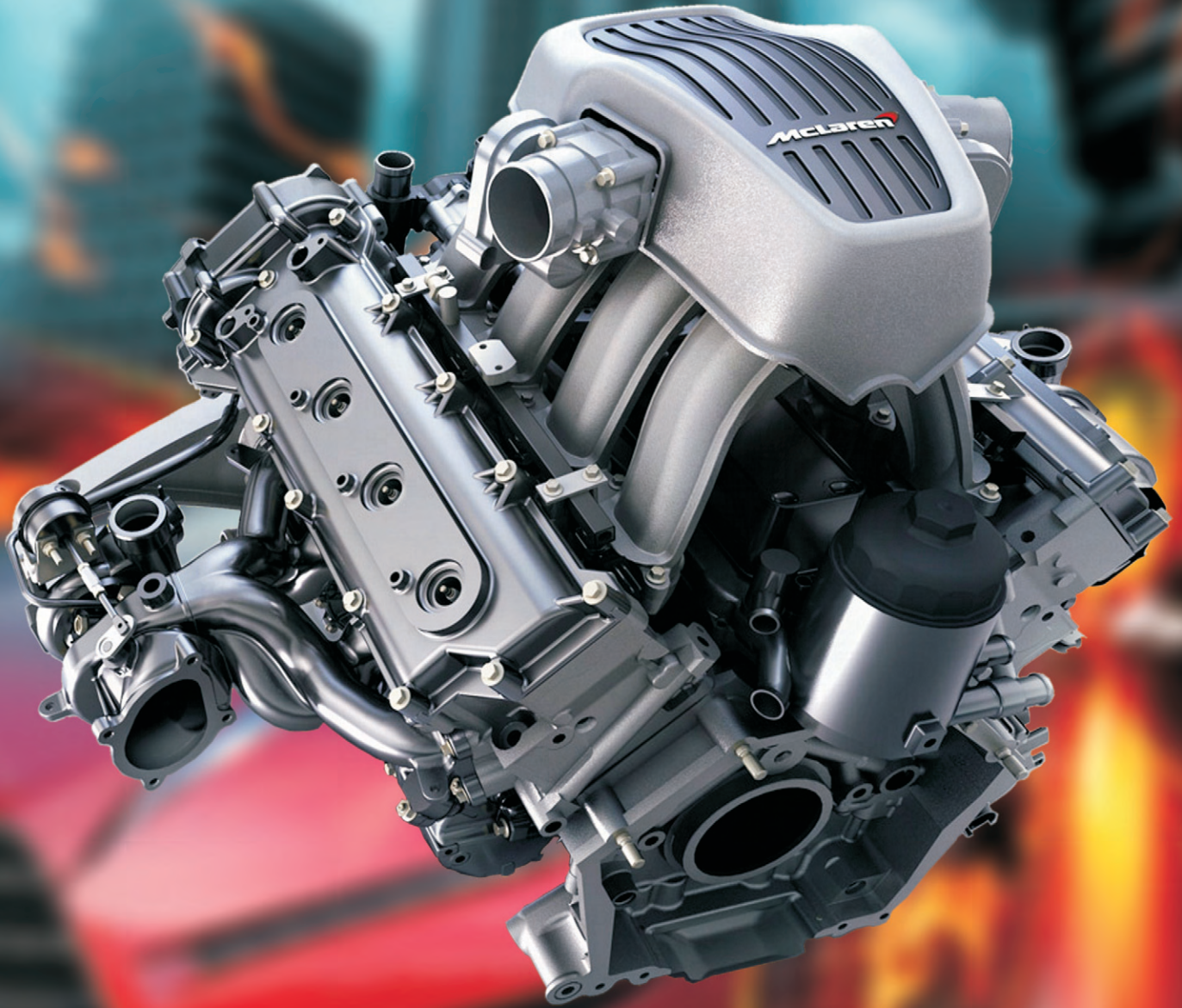




1/2011 (144)



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

NIE TYLKO DIESEL...

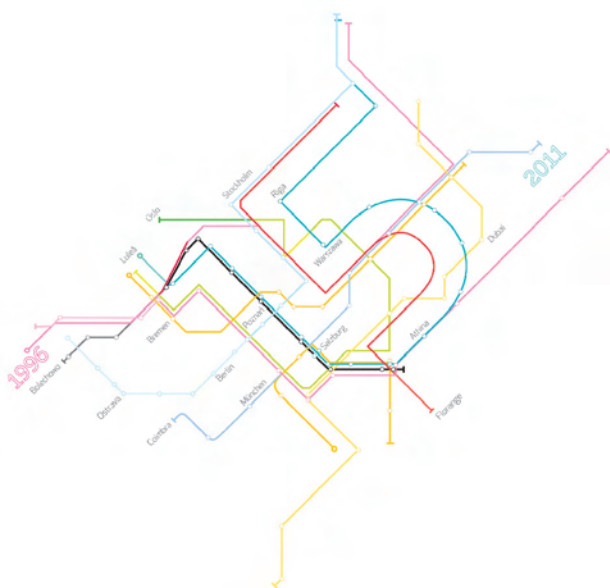


Odpowiadając na różnorodne zapotrzebowania klientów Solaris stworzył pełną paletę autobusów hybrydowych.

Takie pojazdy to podwójna oszczędność - mniejsza emisja spalin, a także obniżka kosztów eksploatacji.

Oferta Solarisa obejmuje napędy elektryczno-spalinowe w układach równoległym i szeregowym, co daje klientom możliwość wyboru i dopasowania nowoczesnych technologii do swoich potrzeb.

Urbino Hybrid to najbardziej innowacyjni reprezentanci całej grupy ekologicznych miejskich autobusów Solaris.



SOLARIS



www.solarisbus.pl



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

Scientific Magazine

Czasopismo naukowe

1/2011 (144)

March 2011

Rok XLX

PL ISSN 0138-0346

Editor/*Wydawca*:

Polskie Towarzystwo Naukowe

Silników Spalinowych

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

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Scientific Board/*Rada Programowa*:

prof. dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki – 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. 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. Maciej Sobieszkański

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr inż. Mirosław Wyszyński

Editorial Office/*Redakcja*:

Institut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652240, 61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

Editorial Staff/*Zespół redakcyjny*:

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

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

mgr Krystyna Bubacz

(Editorial Office/*sekretarz redakcji*) redakcja@ptnss.pl

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeźański

dr inż. Jacek Pielecha

Cooperation/*Współpraca*:

dr inż. Maciej Bajerlein, dr inż. Miłosław Kozak,

mgr Tomasz Pawlak, dr inż. Marek Waligórski

Editorial

Dear Readers,

It is our pleasure to present to you the first issue of the 2011 edition of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*. This year is already the eighth in the history of the magazine when its publication was resumed in 2004. In the years 2004–2010 26 issues of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* were published (including two special – congress issues) in which approximately 200 papers were printed. Throughout this period professor Krzysztof Wisłocki led the team as editor-in-chief. In the beginning of 2011 the position of the editor-in-chief was assumed by professor Jerzy Merkisz. Professor Wisłocki is yet far from ending his collaboration with *Combustion Engines* as he has now shifted to assume the position of Chairman of the Magazine Program Committee. The management of PTNSS on behalf of all the members of the society wish to thank professor Wisłocki for his efforts and great input in the successful publishing and constant development of the magazine. It is an undisputable fact that it is chiefly professor Wisłocki to whom we owe the high scientific and editorial standards of the magazine as well as its high-ranking position in the specialized literature. Our appreciation to professor Wisłocki is even greater as we know that his commitment to the editorial work of *Combustion Engines* not just once continued at the cost of his private life and his personal scientific career. We are happy that professor Wisłocki will continue to assist us with his knowledge and expertise in the continuation of the making of *Combustion Engines*.

*Management PTNSS
Scientific Board and Editorial
of Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

Szanowni Czytelnicy,

Z przyjemnością przekazujemy pierwszy numer *Combustion Engines/Silników Spalinowych* z 2011 roku. Bieżący rok jest już ósmym rokiem wydawania kwartalnika od czasu, gdy jego wydawanie zostało wznowione w 2004 r. W latach 2004–2010 ukazało się 26 numerów *Silników Spalinowych*, w których opublikowano około 200 artykułów naukowych oraz dwie serie specjalne (kongresowe). W okresie tym pracami redakcji kwartalnika kierował prof. Krzysztof Wisłocki. Z początkiem roku 2011 funkcję Redaktora Naczelnego *Silników Spalinowych* objął prof. Jerzy Merkisz. Profesor Wisłocki nie kończy jednak swojej współpracy z *Silnikami Spalinowymi*, gdyż obejmuje funkcję Przewodniczącego Rady Programowej kwartalnika. Zarząd PTNSS w imieniu wszystkich członków Towarzystwa, składa Panu prof. Wisłockiemu wyrazy szczerzej wdzięczności i uznania za ogrom pracy i wysiłku włożonych w wydawanie i rozwój *Silników Spalinowych*. Nie ulega wątpliwości, że w głównej mierze prof. Wisłockiemu zawdzięczamy wysoki poziom naukowy i edytorski kwartalnika oraz jego wysoką pozycję wśród literatury specjalistycznej. Wyrażamy szczególną wdzięczność, gdyż wiemy, że Jego zaangażowanie w pracy Redaktora Naczelnego *Silników Spalinowych*, często odbywało się kosztem życia prywatnego i pracy naukowej. Cieszymy się jednocześnie, że prof. Wisłocki będzie nadal służył swoją wiedzą i doświadczeniem we współtworzeniu *Silników Spalinowych*.

*Zarząd PTNSS
Rada Programowa i Redakcja Silników Spalinowych*

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji 1

P. Bielaczyc, A. Szczotka, P. Pajdowski, J. Woodburn:
Development of vehicle exhaust emission testing methods
– BOSMAL’s new emission testing laboratory/Rozwój metod
badania emisji związków szkodliwych spalin z pojazdów
samochodowych – nowe laboratorium do badania emisji
w Instytucie BOSMAL (2011-SS1-101) 3

S. Szwaja: Hydrogen resistance to knock combustion
in spark ignition internal combustion engines/Odporność
wodoru na spalanie stukowe w silniku z zapłonem iskrowym
(2011-SS1-102) 13

J. Czarnigowski, G. Barański, M. Wendeker, M. Duk, T. Zyska:
Method to measure injector opening and closing lag times/
Metoda pomiaru czasu opóźnienia otwarcia i zamknięcia
wtryskiwacza gazu (2011-SS1-103) 20

J. Czerwiński, P. Comte, F. Reutimann, A. Mayer: Influence
of (hydrous) ethanol blends on (particle) emissions of small
2- & 4-stroke scooters – Part 1/Wpływ mieszanek etanolowych
na emisję cząstek stałych z małych skuterów dwu-
i czterosurowych – Część 1 (2011-SS1-104) 29

K. Cupiał, W. Tutak, A. Jamrozik, A. Kociszewski: The accuracy
of modelling of the thermal cycle of a compression ignition
engine/Dokładność modelowania obiegu cieplnego silnika
o zapłonie samoczynnym (2011-SS1-105) 37

Z. Chłopek: The research of the probabilistic characteristics
of exhaust emissions from vehicle engines/Badania charakterystyk
probabilistycznych emisji zanieczyszczeń z silników
samochodowych (2011-SS1-106) 49

W. Siłka: Tractive efficiency of a vehicle at variable speed/
Sprawność napędu samochodu przy zmiennej prędkości
(2011-SS1-107) 56

P. Bielaczyc, A. Świątek, J. Woodburn: A technical discussion
of the emission of ammonia from SI vehicles fitted with
three-way catalysts/Analiza emisji amoniaku z samochodów
z silnikami o zapłonie iskrowym wyposażonych
w trójfunkcyjny reaktor katalityczny (2011-SS1-108) 63

A. Ulrich, A. Mayer, M. Kasper, A. Wichser, J. Czerwiński:
Emission of metal-oxide particles from IC-engines/Emisja cząstek
tlenków metali z silnika spalinowego (2011-SS1-109) 72

Aktualności silnikowe 89

Books/Książki 93

Professor Marian Zabłocki (1924-2011)
– Memories/Wspomnienie 93

Professor Jerzy Kuśmidrowicz (1924-2011)
– Memories/Wspomnienie 94

Instrukcja przygotowania artykułów do kwartalnika
Combustion Engines/Silniki Spalinowe 96

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

Editor/Wydawca

**Polskie Towarzystwo Naukowe
Silników Spalinowych**

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

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

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

All rights reserved.

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

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

Subscriptions/Prenumerata

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

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

Nakład: 650 egz.

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

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

Reviewers/Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny
prof. dr hab. inż. Kazimierz Romaniszyn
prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański
dr hab. inż. Zdzisław Chłopek prof. nzw.
dr inż. Paweł Fuć
dr inż. Jacek Pielecha

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



Cover/Okladka

I – McLaren MP4-12C Engine (fot. www.mclarenautomotive.com),
background (© Misha – Fotolia.com)
IV – GM, DaimlerChrysler and BMW Two-Mode Hybrid
(fot. www.gm.com)

Development of vehicle exhaust emission testing methods – BOSMAL's new emission testing laboratory

Legislation regarding the reduction of harmful exhaust emissions, greenhouse gases and fuel consumption is one of the strongest drivers of development in automobile design. Emissions standards in the European Union (EU), USA and Japan determine not only maximum permissible emissions factors, but also emissions testing methods and laboratory design. BOSMAL has risen to meet these challenges by investing in a new, state-of-the-art emissions testing laboratory, housed within a climate chamber. This paper presents BOSMAL's new M1/N1 vehicular emissions and fuel consumption laboratory in a climatic chamber for the testing of vehicles in accordance with the Euro 5 & 6 and US Environmental Protection Agency (EPA) & California Air Resources Board (CARB) standards. The specifications, capabilities and design features of the sampling and analysis and climate simulation systems are presented and discussed in relation to the increasing drive for cleaner light duty road vehicles. A recently-installed particle number counting system is described in the context of European Union legislation on the emission of particle matter from CI and SI vehicles. The laboratory permits BOSMAL's engineers to compete in the international automotive arena in the development and construction of new, more ecologically friendly and increasingly fuel efficient vehicles.

Keywords: emission testing, emission test methods, climatic chamber, Euro 5, Euro 6, SULEV

Rozwój metod badania emisji związków szkodliwych spalin z pojazdów samochodowych – nowe laboratorium do badania emisji w Instytucie BOSMAL

Zaostrzenie przepisów dotyczących redukcji emisji związków szkodliwych spalin silnikowych, emisji gazów cieplarnianych i zużycia paliwa są najważniejszymi czynnikami sterującymi rozwojem konstrukcji pojazdów samochodowych. Normy dotyczące emisji obowiązujące w Unii Europejskiej (UE), USA i Japonii określają nie tylko maksymalne poziomy emisji, ale także metodykę prowadzenia badań emisji w specjalnie skonstruowanych i zbudowanych laboratoriach. W celu sprostania rosnącym wymaganiom technicznym prowadzenia badań emisji spalin BOSMAL zbudował jedno z najnowocześniejszych w Europie laboratoriów do badania emisji, wyposażone w komorę klimatyczną. Artykuł ten prezentuje nowe laboratorium do badania emisji związków szkodliwych spalin i zużycia paliwa z samochodów kategorii M1/N1, wyposażone w komorę klimatyczną i zbudowane zgodnie z wymaganiami przepisów Euro 5 i 6, Agencji Ochrony Środowiska USA (EPA) i Kalifornijskiej Rady Ochrony Powietrza (CARB). Najważniejsze założenia konstrukcyjne laboratorium, specyfikacja aparatury próbkującej spaliny i pomiarowej przedstawiono w odniesieniu do wymagań przepisów dla pojazdów drogowych o niskiej emisji. System do pomiaru liczby cząstek stałych w spalinach, który ostatnio zainstalowano w laboratorium, zaprezentowano w odniesieniu do europejskich przepisów dotyczących metod pomiarów cząstek stałych w spalinach samochodów z silnikami ZS i ZI. Nowe laboratorium badania emisji pozwala specjalistom z BOSMAL na pełniejsze uczestnictwo w międzynarodowym współzawodnictwie w rozwoju przemysłu motoryzacyjnego, przy konstruowaniu nowych, bardziej ekologicznych i zużywających mniej paliwa pojazdów samochodowych.

Słowa kluczowe: pomiary emisji, testy emisji spalin, komora klimatyczna, normy spalin Euro 5, Euro 6, SULEV

1. Introduction

Finite resources of liquid fossil fuels and the harmful emissions associated with the combustion of such fuels – together with international commercial competition – are the major factors driving automotive vehicle development. The main trends in engine and vehicle design are currently driven by the requirements of legislation concerning harmful exhaust emissions and reducing carbon dioxide (CO₂) emissions. Vehicular transport is one of the biggest sources of harmful emissions and major changes in engine and vehicle design have been observed in the past few years in response to emissions reduction legislation (in the EU: the introduction of the Euro 5 standard's restrictions over the years 2009/2011, and the scheduled introduction of Euro 6

1. Wprowadzenie

Ograniczone zasoby paliw płynnych i zapobieganie szkodliwym emisjom związanym ze spalaniem tych paliw, a także międzynarodowa konkurencja są głównymi czynnikami przyspieszającymi rozwój pojazdów samochodowych. Główne trendy w konstrukcji pojazdów samochodowych i ich silników napędowych są obecnie wyznaczone przez wymagania przepisów dotyczących ograniczania szkodliwych emisji w gazach spalinowych i emisji dwutlenku węgla (CO₂).

Transport samochodowy jest jednym z największych źródeł tej emisji i główne kierunki zmian w konstrukcji silników samochodowych i samochodów są wyznaczone w bieżących latach przez wymagania przepisów prawnych

in 2014/2015). An additional factor is widespread pressure for the reduction of greenhouse gases, mostly by reduction of CO₂ emissions. One of the major challenges for humanity is to fight global warming by reducing greenhouse gas emission (particularly CO₂) to the atmosphere, by 20 per cent by 2020 and 50 per cent by 2050. Road transport is currently one of the largest single sources of CO₂ emissions in the EU [1, 2].

The introduction of the Euro 5 and Euro 6 standards, together with general pressure to reduce greenhouse gas emissions in the EU, mainly CO₂ – which is equivalent to a reduction in fuel consumption – drives research and development work on new low-emission vehicles, the use of alternative fuels, new types of engines and increasing the efficiency of engines currently produced.

Maximum emission factors in the Euro 5 standard represent a significant reduction in comparison to the Euro 4 standard (decreases range from 20 to 80 per cent). Some of these maximum permissible masses per kilometre will be reduced still further upon the entry into force of Euro 6 [3]. The Euro 6 standard will require passenger cars to have combined emissions of HC, CO, NO_x and PM of under 1 gram per kilometre, which presents a design challenge both in terms of engines and aftertreatment systems, and emissions analysis systems and test installations. The lower emission factors specified in recent and future legislation require high-sensitivity detection methods, to minimize the effect caused by measurement uncertainties. The prospect of significant fines (€20/gCO₂/km per vehicle sold in 2012, rising to €95 in 2015) underlines the need for accurate, reproducible results [4]. This general requirement for statistical significance and accuracy is likely to be echoed in the EPA's forthcoming '1064' light duty test procedure, which may be released this year [5]. In addition to progressively stricter emissions limits, efforts are underway to make testing procedures more representative of real-world conditions. One effect of efforts in this area has been the introduction of cold-start testing at low ambient temperatures in EU, EPA and CARB legislation. Type approval legislation requirements for testing at -7 °C [3] and -6.7 °C [6] necessitate facilities for simulation of such conditions on demand, all year round. To satisfy these progressively stricter emission testing requirements, BOSMAL has invested in one of the most up-to-date Euro 5/6- [3], EPA- [7] and CARB- [6] compliant emissions testing laboratories in Europe, housed within a climatic chamber for the simulation of a wide range of ambient conditions (Figs 1&2). Knowledge of forthcoming emissions standards is imperative for the laboratory design process [4], and BOSMAL's investment in the new laboratory represents a technologically a methodologically sound response to the challenges proposed by such pieces of legislation.

The new laboratory was completed in 2010, and formally opened during the First International Exhaust Emissions Symposium on 20 May 2010, as previously reported in [2]. The new laboratory complements BOSMAL's existing emissions testing laboratory (Fig. 1); the focus of this paper is the new laboratory and climatic chamber.

dotyczących emisji związków szkodliwych spalin oraz ograniczenia emisji CO₂ – wprowadzenie norm emisji Euro 5 w latach 2009/2011 i planowane wprowadzenie norm Euro 6 w latach 2014/2015. Dodatkowym czynnikiem jest powszechny nacisk na redukcję emisji gazów cieplarnianych w krajach Unii Europejskiej, głównie CO₂.

Jednym z najważniejszych wyzwań naszej cywilizacji jest walka z globalnym ociepleniem przez obniżenie emisji gazów cieplarnianych do atmosfery, a szczególnie CO₂ o 20% do 2020 r. i 50% do 2050 r. Transport drogowy jest obecnie jednym z największych źródeł emisji CO₂ w Unii Europejskiej [1, 2].

Wprowadzenie norm emisji Euro 5 i Euro 6 oraz powszechny nacisk na redukcję emisji gazów cieplarnianych w UE, głównie CO₂ – co jest jednoznaczne z obniżaniem zużycia paliwa – kieruje prace badawczo-rozwojowe na rozwój konstrukcji nowych, niskoemisyjnych pojazdów, używanie paliw alternatywnych, rozwój konstrukcji nowych typów silników i zwiększanie sprawności jednostek napędowych obecnie produkowanych.

Maksymalnie dopuszczalne poziomy emisji związków szkodliwych spalin wprowadzone w normie Euro 5 (limity zaokrąglone o 20 – 80%) są znacznie obniżone w stosunku do wymagań przepisów Euro 4. Niektóre z dopuszczalnych wartości masowej emisji na kilometr drogi przebytej w cyklu jezdnym będą dalej obniżane po wprowadzeniu kolejnej normy Euro 6 [3]. Przepisy Euro 6 będą mogły być spełnione tylko przez samochody osobowe, których łączna emisja HC, CO, NO_x i PM będzie poniżej 1g/km, co stanowi wyzwanie zarówno dla konstrukcji silników wraz z układami katalitycznego oczyszczania spalin, jak i analitycznej aparatury pomiarowej. Niższe limity emisji, wyznaczone w obecnych i przyszłych normach, wymagają urządzeń o zwiększonej dokładności pomiaru, minimalizującej wpływ niepewności pomiaru na wynik. Propozycje karnych opłat za nadmierną średnią emisję CO₂ floty pojazdów (od 20 Euro/g CO₂/km dla samochodów, które będą wprowadzone na rynek w 2012 r. do 95 Euro w 2015 r.) wymuszają konieczność wykonywania dokładnych i powtarzalnych pomiarów tej emisji. Wymagania dotyczące dokładności pomiarów i statystycznej istotności będą miały odzwierciedlenie w nowo proponowanych normach EPA dla lekkich pojazdów samochodowych (norma 1064), które mogą być wprowadzone jeszcze w bieżącym roku. Oprócz zaostrzania limitów emisji związków szkodliwych trwają prace nad dostosowaniem procedur badawczych (stosowanych w tego typu badaniach) do rzeczywistych warunków występujących w ruchu pojazdów w różnych częściach świata. Jednym z efektów tych działań było wprowadzenie obowiązku wykonywania testów homologacyjnych w ujemnych temperaturach otoczenia w wymaganiach UE, EPA i CARB. Podczas tych badań testy emisji wykonywane są przy temperaturze powietrza otoczenia w laboratorium -7 °C [3] i -6,7 °C [6], a więc laboratorium badawcze musi być przystosowane do prowadzenia badań w takich warunkach przez cały rok.

Aby spełnić wymagania tych nowych, zaostrzonych przepisów w BOSMAL zbudowano jedno z najnowocze-

2. Characteristics of the new laboratory

The laboratory is an advanced, climate-controlled facility for performing emissions, fuel consumption and performance tests over a range of driving cycles and a broad range of ambient conditions. Emissions testing is carried out with the aid of sampling bags, modal analysis and a dilution tunnel (for use with CI and SI vehicles). These facilities permit the execution of a wide range of emissions tests, including:

- CVS bag diluted and raw tailpipe emissions testing to international standards [3, 8]
- Modal analysis of diluted and raw tailpipe gases
- Measurement of the air-fuel ratio and calculation of λ
- Catalytic converter efficiency testing and determination of light-off time
- CO₂ emissions and fuel consumption measurement according to EU standards [9, 10]
- Opacity measurements to EU standards [11, 12]

śniejszych obecnie laboratoriów emisji związków szkodliwych spalin w Europie, wykonane zgodnie z najnowszymi normami Euro 5/6 [3], EPA [7] i CARB, wyposażone w komorę klimatyczną do symulacji szerokiego zakresu różnych warunków otoczenia. Podczas projektowania tego laboratorium emisji wykorzystano wiedzę o przyszłych wymaganiach, nowych metodach pomiarowych i nowych limitach związków szkodliwych, tak by spełnić wszystkie najnowsze światowe propozycje w tym zakresie. Budowę nowego laboratorium emisji zakończono w 2010 r., a jego oficjalne otwarcie nastąpiło w czasie Pierwszego Międzynarodowego Sympozjum Emisji, które odbyło się 20 maja 2010 r. (obszerna relacja z tego wydarzenia została przedstawiona w referacie [2]). Laboratorium to, opisane poniżej, uzupełniło dotychczasowe laboratorium badania emisji z samochodów osobowych i użytkowych, działające w BOSMAL (rys. 1).

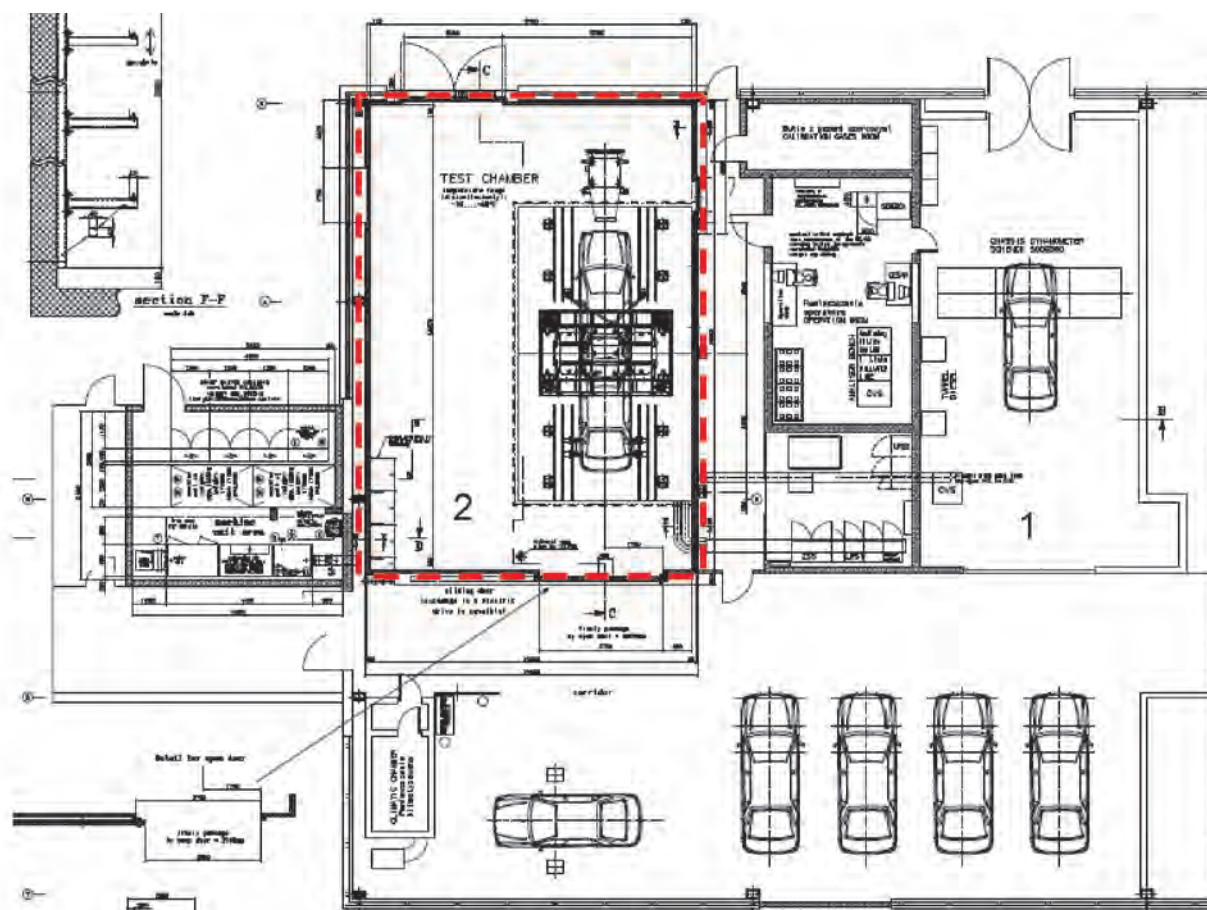


Fig. 1. Technical drawing of BOSMAL's emission testing laboratories nos. 1 and 2 and heat soak area; climatic chamber outlined in red
Rys. 1. Rysunek techniczny laboratoriów emisji (1 i 2) i pomieszczenia sezonowania w BOSMALU; czerwoną linią oznaczono komorę klimatyczną

- Gravimetric and numeric quantification of particulate matter emission according to [3, 8] (described in further detail below).

In addition to the chamber itself, a dedicated heat soaking area was constructed and equipped with the necessary insulation and thermal control equipment. A technical draw-

2. Charakterystyka nowego laboratorium badania emisji

Laboratorium jest zaawansowanym technologicznie stanowiskiem badawczym do wykonywania pomiarów emisji, zużycia paliwa i osiągów samochodów w szerokim

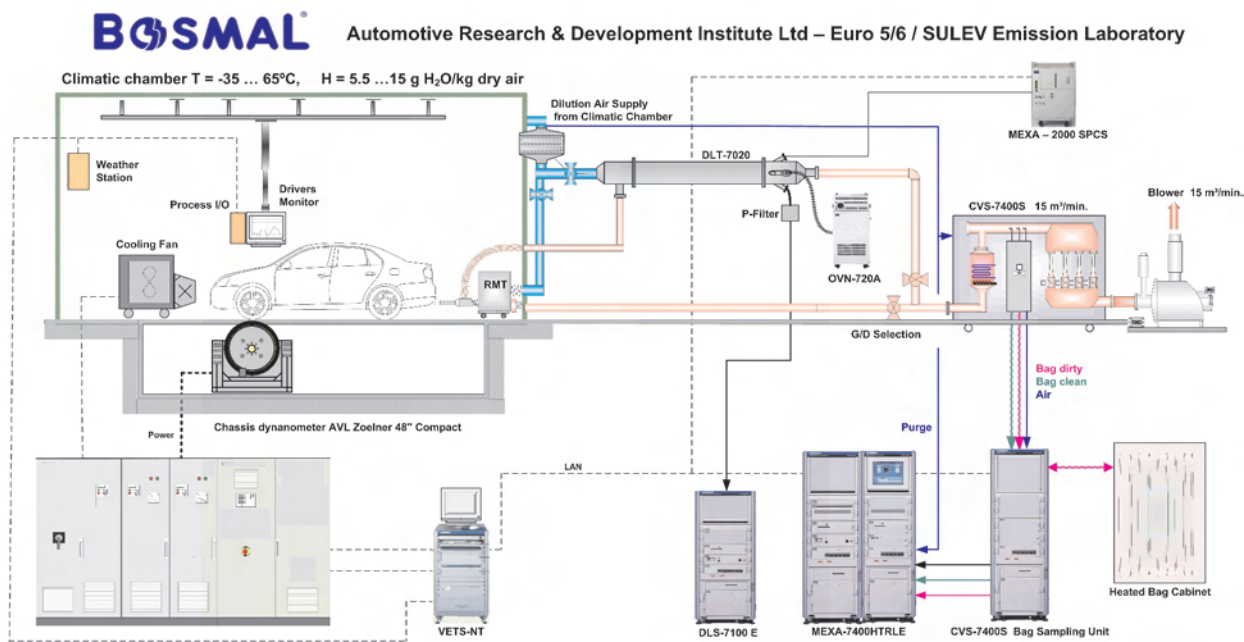


Fig. 2. Schematic diagram of the new laboratory, showing the climatic chamber, chassis dynamometer, dilution tunnel, emissions sampling bags and all analysers, including the recently-added solid particle counting system

Rys. 2. Schemat nowego laboratorium z komorą klimatyczną, hamownią podwoziową, tunelem rozcieńczającym, workami na próbki spalin, analizatorami spalin oraz zainstalowanym ostatnio licznikiem cząstek stałych

ing and schematic diagram of the laboratory are presented in Figs 1 and 2.

3. Climatic chamber

The base of the laboratory is a climatic chamber (Figs 1&3), built by the German firm Weiss, 620 m³ in volume (length \times width \times height of chamber = 14.3 \times 10.1 \times 4.3 metres), which allows the execution of emissions, fuel consumption and performance measurements at temperatures ranging from -35°C to $+60^{\circ}\text{C}$. The chamber is equipped with temperature and humidity control systems, which facilitate the maintenance of the desired temperature and humidity levels. During operation of the chamber, (including during the execution of emission and vehicle performance tests), the chamber permits:

- temperature control over the range -35°C to $+60^{\circ}\text{C}$,
- control accuracy (temperature tolerance): $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ (under static conditions, with zero heat load); $\pm 1.2^{\circ}\text{C}$ (during emissions tests); $\pm 2^{\circ}\text{C}$ (during performance tests),
- control over the humidity value during emissions tests: from 5.5 to 15.0 grams of water per kilogram of dry air at temperatures ranging from $+20$ to $+35^{\circ}\text{C}$,
- variation in humidity level: $\leq 5\%$,
- temperature gradient (with the chamber empty): 0.5°C per minute during warm-up and cool-down phases.

The chamber roof features standard lamps to provide even illumination throughout the chamber, but may be upgraded to include high-power solar lamps in the future, as required for the EPA's supplemental A/C test ('SC03').

A high capacity ventilation system is installed in the chamber, capable of replacing 2400 m³ of chamber air per

zakresie testów jezdnych i warunków otoczenia. Testy emisji (samochodów z silnikami ZI i ZS) są wykonywane z wykorzystaniem specjalnego systemu CVS i worków próbkujących, analizy modalnej i tunelu rozcieńczającego. Wyposażenie to pozwala na wykonywanie następujących testów emisji:

- badania próbki spalin rozcieńczonych z wykorzystaniem układu CVS oraz badania spalin nierozcieńczonych, zgodnie z międzynarodowymi przepisami [3, 8]
- analiza modalna spalin rozcieńczonych i nierozcieńczonych
- pomiary stosunku powietrza i paliwa oraz obliczanie współczynnika nadmiaru powietrza λ
- pomiary sprawności reaktora katalitycznego oraz określanie czasu light-off
- pomiary emisji CO_2 i zużycia paliwa zgodnie z przepisami UE [9, 10]
- pomiary nieprzeźroczystości spalin zgodnie z przepisami UE [11, 12]
- masowe i liczbowe określanie emisji cząstek stałych zgodnie z [3, 8] (opisane szczegółowo poniżej)

Poza komorą klimatyczną znajduje się specjalnie wydzielone i klimatyzowane pomieszczenie do sezonowania samochodów, w którym utrzymywana jest stała temperatura. Rysunek techniczny i schemat laboratorium przedstawiono na rysunkach 1 i 2.

3. Komora klimatyczna

Podstawową częścią laboratorium jest komora klimatyczna (rys. 1 i 3) niemieckiej firmy WEISS o kubaturze 620 m³ (długość/szerokość/wysokość komory = 14,3 m/10,1

hour, theoretically enabling all the air in the chamber to be replaced in under 16 minutes.

The chamber, together with emissions testing equipment and analysers, make up BOSMAL's emissions testing laboratory no. 2 (Fig. 2).

4. Chassis dynamometer

In order to carry out cycle-based emissions tests, the laboratory features a single roller chassis dynamometer (Fig. 2), made by AVL of Austria, with the following specification:

Table 1. Specification of the chassis dynamometer

Tabela 1. Specyfikacja hamowni podwoziowej

Roller diameter/ <i>średnica rolki</i>	1219.2 mm
Nominal power/ <i>moc nominalna</i>	153 kW
Peak power/ <i>moc chwilowa</i>	258 kW
Maximum velocity/ <i>maksymalna prędkość</i>	200 km/h
Simulated mass/ <i>symulowana masa</i>	454-5448 kg

The AVL-Zoellner 48" compact chassis dynamometer system for exhaust emissions analysis is designed for testing 2 axled motor vehicles with either front or rear wheel drive and with axle loads of up to 2000 kg. The design of this chassis dynamometer is based on the guidelines of the German automotive industry – the AK Specification and the EPA Bid Specification C100081T1. This test system is designed with the AC power engine positioned between the rollers. This high-end chassis dynamometer is controlled by software which includes functions not only for emissions testing according to international test cycles (NEDC (European Union); FTP-75, HWFET, US06, SC03 (USA);

m/4,3 m). Komora wyposażona jest w system kontroli temperatury i wilgotności, który zapewnia utrzymywanie odpowiedniej temperatury i wilgotności podczas pracy komory, uwzględniając wykonywanie testów emisji i badania osiągow samochodu:

- regulacja temperatury odbywa się w zakresie od $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- dokładność regulacji (dopuszczalne wahania) temperatury wynosi: $\pm 1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ – w warunkach statycznych bez obciążenia cieplnego, $\pm 1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ – podczas testów emisji, $\pm 2,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ – podczas badań osiągow,
- regulowana wartość wilgotności podczas testów emisji wynosi od 5,5 do 15 g wody/kg suchego powietrza w zakresie temperatur od $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- dokładność utrzymywania zadanej wilgotności wynosi $\pm 5\%$,
- szybkość zmiany temperatury (dla komory bez obiektów badawczych) wynosi $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$. przy schładzaniu i przy nagrzewaniu.

Wewnątrz komory na suficie zamontowanych jest 15 lamp zapewniających oświetlenie o bardzo równomiernym natężeniu. Istnieje również możliwość zamontowania w przyszości specjalnego systemu lamp symulujących promieniowanie słoneczne, zgodnie z wymaganiami przepisów EPA dla specjalnych testów SC03 (A/C).

Komora posiada bardzo wydajną wentylację, zapewniającą wymianę 2400 m^3 powietrza na godzinę, a więc teoretycznie umożliwiającą całkowitą wymianę powietrza w komorze w ciągu 16 minut.

Komora razem z układem poboru i rozcieńczania spalin oraz z analizatorami i systemem zarządzającym pomiarami VETS tworzy laboratorium emisji nr 2 w BOSMALU.

4. Hamownia podwoziowa

Pomiary emisji w cyklach jezdnych wykonywane są na jednorolkowej hamowni podwoziowej firmy AVL z Austrii (rys. 2), o następujących parametrach:

Hamownia podwoziowa AVL-Zoellner 48" wykorzystywana do testów emisji jest zaprojektowana do badań samochodów zarówno z przednim, jak i tylnym napędem oraz o maksymalnym obciążeniu osi wynoszącym 2000 kg. Projekt hamowni podwoziowej wykonany jest na podstawie wytycznych niemieckiego przemysłu motoryzacyjnego – specyfikacji AK i specyfikacji EPA C100081T1. W systemie tym silnik asynchroniczny prądu zmiennego (AC) znajduje się między rolnkami. Ten rodzaj zaawansowanej technologicznie hamowni podwoziowej sterowany jest przez specjalny



Fig. 3. Internal view of the climatic chamber, showing the windspeed fan and driver's aid mounted in front of a vehicle

Rys 3. Wewnętrzny widok komory klimatycznej z wentylatorem chłodzącym samochód i monitorem z przebiegiem cyklu jezdnych, zamontowanym przed samochodem

Mode 10-15, Mode 11, JC08 (Japan)), but also for obtaining engine power measurements under both static and dynamic conditions (Figs 4, 5).

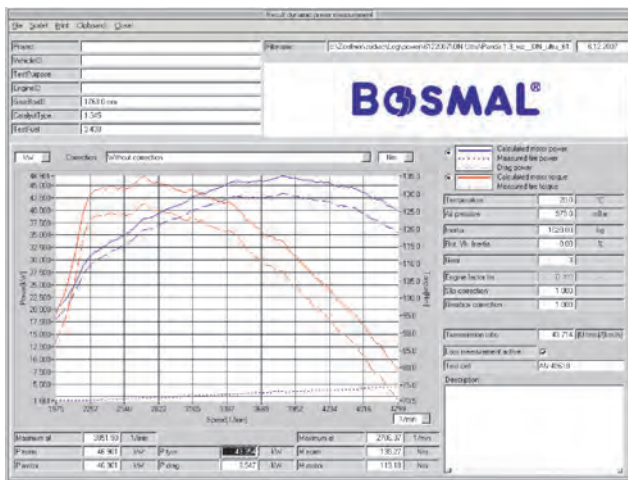


Fig. 4. Dynamic engine power and torque measurement screenshot
 Rys. 4. Przykładowe wyniki dynamicznego pomiaru mocy i momentu obrotowego silnika

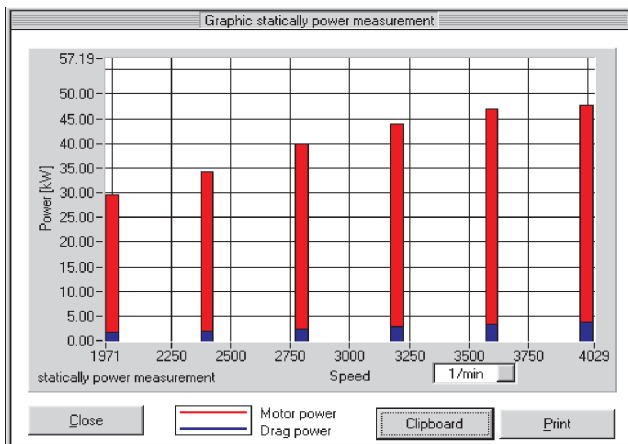


Fig. 5. Static engine power measurement screenshot showing static measurements at six different engine speeds
 Rys. 5. Przykładowe wyniki statycznego pomiaru mocy dla sześciu różnych prędkości obrotowych silnika

The chamber floor and dynamometer pit were designed to have the capability for future upgrade to a twin single roller facility, thereby making the testing of four-wheel-drive vehicles possible.

A 31.4 kW windspeed fan is positioned in front on the chassis dynamometer to simulate air flow at speeds 0-125 km/h (Fig. 3).

5. Emissions testing system

The laboratory features an emissions analysis suite from the Japanese firm Horiba, consisting of a CVS-CFV sampling system together with a dilution tunnel, a set of MEXA 7400 HRTLE exhaust analysers (Fig. 6) for simultaneous measurement of three compounds (carbon monoxide, carbon dioxide and methane) and two compound types (oxides of nitrogen,

program, który umożliwia nie tylko wykonywanie testów emisji według różnych cykli jezdnych obowiązujących na całym świecie (NEDC (Unia Europejska); FTP-75, HWFET, US06, SC03 (USA); Mode 10-15, Mode 11, JC08 (Japonia)), ale również pozwala na wykonywanie zarówno statycznych, jak i dynamicznych pomiarów mocy na kołach pojazdu (rys. 4, 5).

Podłoga komory i kanał fundamentu hamowni podwozowej zaprojektowano tak, aby w przyszłości możliwe było zamontowanie drugiej rolki do badania samochodów z napędem na cztery koła. Przed hamownią podwozową ustawiony jest wentylator (rys. 3) z silnikiem o mocy 31,4 kW, chłodzący samochód. Wentylator ten symuluje przepływ powietrza od 0 – 125 km/h, proporcjonalnie do prędkości jazdy samochodu na hamowni podwozowej.

5. System do badań emisji spalin

Laboratorium wyposażone jest w zestaw badawczy do poboru i analizy spalin japońskiej firmy HORIBA, składający się z układu próbkowania spalin CVS-CFV wraz z tunelem rozcieńczającym, zestawu analizatorów spalin MEXA 7400 HRTLE (rys. 6) do jednoczesnego pomiaru trzech związków chemicznych (tlenek węgla, dwutlenek węgla i metan) i dwóch grup związków chemicznych (tlenki azotu, całkowite węglowodory) (rys. 7, tab. 2) oraz systemu zarządzania VETS7000NT. Worki próbkujące na próbki spalin rozcieńczonych i próbki powietrza rozcieńczającego znajdują się w zaizolowanej szafie, w której utrzymywana jest temperatura 35 °C w celu zapobieżenia skraplania próbek (rys. 8).

System poboru i rozcieńczania spalin składa się z dwóch niezależnych linii: pierwszej dla samochodów z silnikami ZI z trójnikiem mieszającym spaliny z powietrzem i drugiej dla samochodów z silnikami ZS z tunelem rozcieńczającym.

Na końcu tunelu rozcieńczającego (rys. 9) znajduje się system do masowego pomiaru emisji cząstek stałych, w

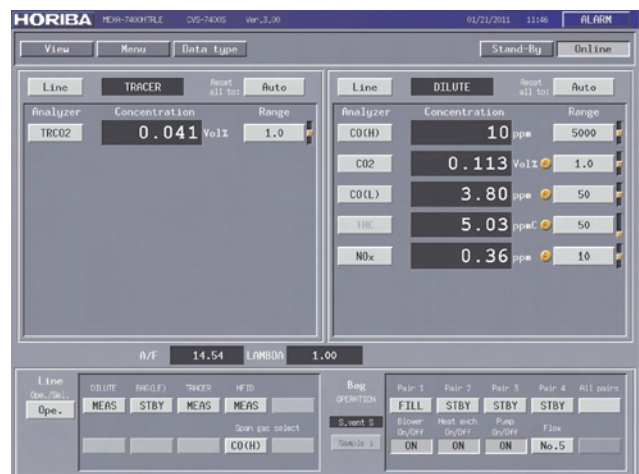


Fig. 6. Screenshot from MEXA-7400HRTLE control system, showing the tracer and dilute lines during testing on a Diesel vehicle

Rys. 6. Okno programu sterującego pracą analizatorów spalin MEXA 7400 HRTLE – linia analizatorów spalin rozcieńczonych i analizatora mierzącego CO₂ w powietrzu rozcieńczającym

total hydrocarbons) (Fig. 7, Table 2) and a VETS7000NT management system. Sample bags for the sampling of ambient and exhaust air are housed in a heated, insulated unit maintained at 35 °C to prevent condensation (Figure 8).



Fig. 7. 7400 HTRLE emissions analysis bench
Rys. 7. Zestaw analizatorów spalin 7400 HTRLE



Fig. 8. Sample bags within insulated housing
Rys. 8. Worki próbkujące w zaizolowanej szafie

Table 2. Component detection ranges of the exhaust gas analysis system
Tabela 2. Zakresy pomiarowe analizatorów spalin

MEXA 7400 Emissions Analysis System/zestaw analizatorów spalin MEXA 7400	
Component/składnik	Range/zakres pomiarowy
CO (I line)	0 – 500 ppm
CO low (II line)	0 – 2500 ppm
CO high (II line)	0 – 12 %
CO ₂ (I line)	0 – 20 %
CO ₂ (II line)	0 – 20 %
CO ₂ (Tracer)	0 – 20 %
NO _x low (I line)	0 – 50 ppm
NO _x high (I line)	0 – 1000 ppm
NO _x low (II line)	0 – 500 ppm
NO _x high (II line)	0 – 10000 ppm
THC (I line)	0 – 50 ppmC1
THC low 1 (II line)	0 – 500 ppmC1
THC high 1 (II line)	0 – 50000 ppmC1
THC low 2 (II line)	0 – 500 ppmC1
THC high 2 (II line)	0 – 50000 ppmC1
CH ₄ (I line)	0 – 500 ppmC1

kalibrowanej przed każdym pomiarem mikrowagi oraz klimatyzowanego i filtrowanego pomieszczenia pomiarowego zapewnia bardzo dużą dokładność pomiarów masy PM, nawet dla samochodów o bardzo niskiej emisji, wyposażonych w DPF, dla których całkowita emisja PM w teście NEDC może być nawet poniżej 1 mg/km.

System zarządzania VETS7000NT (rys. 10) steruje pracą analizatorów podczas testów i analizy stężeń z worków pomiarowych, wykonuje kalibrację i przepłukiwanie analizatorów itp. System VETS wysyła również automatycznie do monitora kierowcy przebieg cyklu jezdny, wybranego spośród wymienionych wcześniej cykli. Dodatkowo system monitoruje warunki otoczenia (temperaturę, ciśnienie, wilgotność) oraz stężenie HC, CH₄, CO i O₂ w komorze, aby każdy test był bezpieczny, pewny, powtarzalny i całkowicie udokumentowany.

6. Licznik cząstek stałych

Normy Euro 5+ i Euro 6 wprowadzają nowe wymaganie – limit liczby cząstek stałych dla lekkich samochodów użytkowych z silnikami ZS i ZI [4]. Jest ono znacznie bardziej wymagające w porównaniu do limitu masy cząstek stałych [2, 4], co powoduje, że pomiary liczby cząstek stałych są

The dilution tunnel (Fig. 9) is connected to an installation for filtering diluted exhaust gas through particulate matter filters, which are weighed before and after testing to quantify emission of PM from CI and SI vehicles. The use of a calibrated microbalance and climate-controlled filter acclimatisation chamber ensure that PM mass measurement errors are kept to a minimum, even for low-emission, DPF-equipped vehicles, for which total PM emission over the entire NEDC test can be well under 1 mg/km.

Horiba VETS7000NT control software (Fig. 10) maintains the analysers and their various activities during testing and analysis of bag emissions, such as calibration, purging, etc. The VETS system automates the signal sent to the driver's aid, and includes options for testing over all the test cycles previously mentioned. Additionally, the software monitors chamber environmental parameters (temperature, pressure, humidity) as well as ambient concentrations of HC, CH₄, CO, and O₂ within the chamber to ensure that each test is safe, reliable, repeatable and thoroughly documented.

6. Particle number counter

The Euro 5+ and Euro 6 standards will introduce a particle number limit for light duty Diesel and gasoline-fuelled vehicles [4]. The fact that the particle number limit is considerably more stringent than the particle mass limit [2, 4] is significant, as this means that particle number measurements are now the main research metric for emission of solid particulates. In anticipation of this, a particle number counting system was obtained and connected to the dilution tunnel at the end of 2010. The Horiba 2000-SPCS (Solid Particle Counting System) (Fig. 11) permits the quantification of the concentration of particles in diluted exhaust at frequencies of up to 10 Hz. This unit features a wide range of dilution settings to ensure that the instrument is in range (CPC count $\leq 10\,000$ particles/cm³) for various engine-aftertreatment combinations, so that repeatable results can be obtained for CI vehicles with and without DPFs. A confirm ('Chinese hat') sampling probe, heated transfer lines (Fig. 11) and a volatile particle reducer all ensure that only solid particles enter the condensation particle counter (as required by PMP legislation [8]), and that large particles which could damage the CPC are not drawn into the sampling system. While the main purpose of the system is the fulfilment of the Euro 5+/Euro 6 particulate number limit for CI and SI vehicles, the system also archives second-by-second analysis of PM emissions, which can be compared to second-by-second data on the emission of HC, CO, NO_x, etc. to observe the combined emissions and the effectiveness of the aftertreatment system at any given operating point during the driving cycle.

Quantification of particle numbers in automotive exhaust is a more formal, rigorous metric than measuring exhaust gas opacity [13], and the system has shown good repeatability characteristics over several orders of magnitude. This PN counting facility is already being put to use in the execution of projects for various BOSMAL customers.

One of the design criteria for the laboratory was the possibility of adding extra modules to fulfil additional analytical requirements. As an example, BOSMAL will soon be able to



Fig. 9. Dilution tunnel (facing downstream)

Rys. 9. Tunel rozcieńczający

obecnie głównym przedmiotem badań dotyczących emisji cząstek stałych. Uwzględniając powyższe, z pewnym wyprzedzeniem pod koniec 2010 r. podłączono do tunelu rozcieńczającego licznik cząstek stałych. Licznik 2000-SPCS firmy HORIBA (rys. 11) pozwala na zliczanie stężenia cząstek stałych w spalinach rozcieńczonych z częstotliwością do 10 Hz. Urządzenie to umożliwia szeroki zakres wyboru stopnia rozcieńczenia spalin w celu zapewnienia zgodnych z wymaganiami (CPC $\leq 10\,000$ cząstek/cm³) wyników dla samochodów z różnymi układami oczyszczania spalin. Pozwala to na otrzymywanie powtarzalnych wyników dla samochodów z silnikami ZS zarówno z filtrami, jak i bez filtrów cząstek stałych (DPF). Stożkowa sonda próbkująca ("chiński kapelusz"), podgrzewane przewody (rys. 11) i reduktor lotnych cząstek zapewniają, że tylko cząstki stałe wchodzi do licznika cząstek kondensacji (zgodnie z wymaganiami PMP [8]), a duże cząstki, które mogłyby uszkodzić urządzenie nie dochodzą do układu pomiarowego. Głównym zadaniem urządzenia jest sprawdzenie, czy samochody z sil-

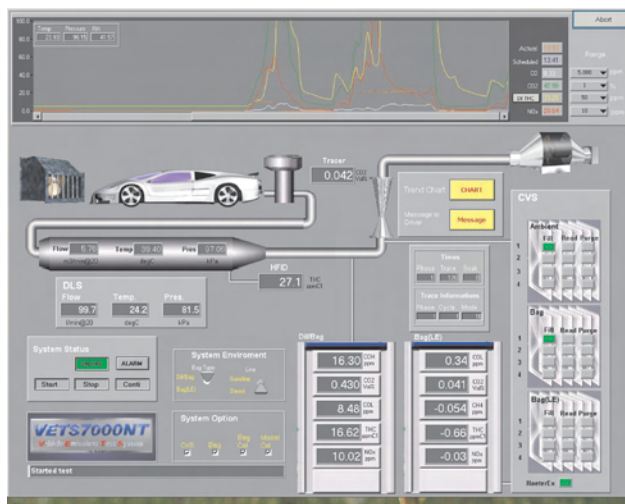


Fig. 10. Screenshot from VETS during emissions testing on a Diesel vehicle

Rys. 10. Okno programu VETS podczas testu samochodu z silnikiem ZS



Fig. 11. Dilution tunnel (looking upstream), particulate number counter sample transfer tube (blue), HFID transfer tube (black), and HORIBA 2000-SPCS PN counter (foreground)

Rys. 11. Tunel rozcieńczający, przewód do licznika cząstek (niebieski), przewód analizatora HFID (czarny) oraz licznik cząstek stałych HORIBA 2000-SPCS PN (na pierwszym planie)

perform second-by-second analysis of currently unregulated compounds, including N_2O and NH_3 . A particle size classifier could also be added to the dilution tunnel for research and development purposes which focus on fuels, CI and SI engines and particulate traps.

7. Summary

BOSMAL Automotive R&D Institute (Bielsko-Biala, Poland) is one of the major research centres in Europe specialising in research on engines and automotive components as well as complete cars. BOSMAL cooperates with many leading car and engine manufacturers to explore and launch new models of vehicles that meet increasingly stringent emission standards and assists in the development of new engine designs, reducing vehicular fuel consumption and the introduction of alternative fuels.

The state-of-the-art laboratory facilities described above permit BOSMAL's engineers to compete in the international automotive arena in the development and construction of new, more ecologically friendly and increasingly fuel efficient vehicles. The laboratory has already been put to use in a range of projects including exhaust emissions analysis, performance tests, fuel consumption tests, fuels testing and Diesel cold start testing at various temperatures. The performance of the new facility has been highly satisfactory for BOSMAL and its customers alike.

nikami ZS i ZI spełniają wymagania limitów Euro 5+/Euro 6 odnośnie do liczby cząstek stałych w spalinach. Dodatkowo urządzenie rejestruje w sposób ciągły emisję PM, która może być porównywana z rejestrowaną również w sposób ciągły emisją HC, CO, NO_x itp. Umożliwia to ocenę skuteczności działania układów oczyszczania spalin w każdym zadanym punkcie pracy silnika podczas cyklu jezdowego.

Zliczanie liczby cząstek w spalinach jest bardziej formalnym i rygorystycznym oraz charakteryzującym się dużą powtarzalnością pomiarem niż pomiar nieprzeźroczystości spalin [13]. Pomiary te są już wykonywane w BOSMAL podczas badań dla różnych klientów.

Jednym z kryteriów projektowych laboratorium była możliwość zainstalowania dodatkowych urządzeń w celu spełnienia wymagań, które mogą się pojawić w przyszłości. Przykładowo, BOSMAL będzie wkrótce mógł wykonywać ciągłe analizy obecności nienormowanych związków, takich jak N_2O i NH_3 . Klasyfikator cząstek można również dodatkowo zainstalować do tunelu rozcieńczającego w celu prowadzenia badań rozwojowych dotyczących różnych paliw, silników ZS i ZI oraz filtrów cząstek stałych.

7. Podsumowanie

Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL w Bielsku-Białej jest jednym z ważniejszych centrów badawczych w Europie, specjalizujących się w badaniach silników, poszczególnych podzespołów samochodów jak również kompletnych samochodów. BOSMAL współpracuje z wieloma czołowymi producentami samochodów i silników samochodowych przy rozwoju konstrukcji i wdrażaniu nowych modeli pojazdów spełniających coraz surowsze normy emisji związków szkodliwych spalin oraz przy opracowaniu nowych konstrukcji silników, obniżaniu zużycia paliwa przez pojazdy i wprowadzaniu paliw alternatywnych.

Nowo zbudowane, bardzo nowoczesne laboratorium badania emisji związków szkodliwych spalin, które zaprezentowano w tym artykule, umożliwia jeszcze pełniejsze uczestnictwo inżynierów BOSMAL w międzynarodowym współzawodnictwie w przemyśle motoryzacyjnym w opracowywaniu nowych, bardziej ekologicznych i energooszczędnych konstrukcji pojazdów samochodowych. Laboratorium to uczestniczyło już w wielu projektach dotyczących analizy poziomu emisji związków szkodliwych spalin różnych typów pojazdów, badaniach dotyczących osiągnięć samochodów, zużycia paliwa, badaniach paliw silnikowych i badaniach olejów napędowych w niskich temperaturach otoczenia. Funkcjonowanie laboratorium spełniło w pełni planowane założenia projektowe i jest bardzo satysfakcjonujące zarówno dla Instytutu BOSMAL, jak i dla jego klientów.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Abbreviations/Skróty i oznaczenia

CARB	California Air Resources Board/ <i>Kalifornijska Rada Ochrony Powietrza</i>	SI	Gasoline direct injection/ <i>bezpośredni wtrysk benzyny</i>
CI	Compression ignition/ <i>zapłon samoczynny</i>	PM	Particulate matter/ <i>cząstka stała</i>
CVS	Constant volume sampling/ <i>próbkiowanie ze stałą objętością</i>	PN	Particle number/ <i>liczba cząstek stałych</i>
DPF	Diesel particulate filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>	PNC	Particle number counter/ <i>licznik cząstek stałych</i>
EPA	Environmental Protection Agency/ <i>Agencja Ochrony Środowiska USA</i>	ppm	Parts per million/ <i>jedna część na milion</i>
EU	European Union/ <i>Unia Europejska</i>	SI	Spark ignition/ <i>zapłon iskrowy</i>
		VETS	Vehicle emissions testing system/ <i>samochodowy system do pomiaru emisji</i>

Bibliography/Literatura

- [1] Bielaczyc P.: Exhaust pollutants and CO₂ emissions reduction as the main drivers of automobile powertrain development. Proceedings of The First International Exhaust Emissions Symposium, Bielsko-Biala, Poland, May 2010.
- [2] Bielaczyc P., Woodburn J.: Global trends in emissions regulation and reduction. Combustion Engines, 3/2010 (142), 2010.
- [3] Commission Regulation (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. Official Journal of the European Union, L199, 1-136, 28.7.2008.
- [4] Hill L.: Future trends in emissions certification legislation and some implications for measurement techniques. Proceedings of The First International Exhaust Emissions Symposium, Bielsko-Biala, Poland, 20 May 2010. ISBN: 978-83-931383-0-2.
- [5] Engeljehring K.: Emission testing of modern vehicle concepts. Proceedings of The First International Exhaust Emissions Symposium, Bielsko-Biala, Poland, 20 May 2010. ISBN: 978-83-931383-0-2.
- [6] California Air Resources Board Exhaust Emission Standards and Test Procedures for 2001 and Subsequent Model Passenger Cars, Light-Duty Trucks, and Medium-Duty Vehicles. Last amended: 02.12.2009. Available online: <http://www.arb.ca.gov>
- [7] United States Code of Federal Regulations, Title 40, Chapter I, Parts 81-99, revised as of 1 July 2010. Available online: <http://ecfr.gpoaccess.gov>
- [8] United Nations Economic Commission for Europe Regulation no. 83 Series 05 Rev. 1/Add. 82/Rev. 3/Amend. 4
- [9] United Nations Economic Commission for Europe, Regulation no. 101, series 05
- [10] Council Directive 80/1268/EEC of 16 December 1980 on the approximation of the laws of the Member States relating to the fuel consumption of motor vehicles. Official Journal L 375, 36-45.
- [11] United Nations Economic Commission for Europe Regulation No. 24, with amendments up to and including Revision 2, Amendment 3.
- [12] Council Directive 72/306/EEC of 2 August 1972 on the approximation of the laws of the Member States relating to the measures to be taken against the emission of pollutants from diesel engines for use in vehicles. Official Journal L 190, 1-23.
- [13] Bielaczyc P.: Development of automotive fuels and fuel test methods in response to new emissions reduction and CO₂ legislation. Euro Oil & Fuel Conference, Krakow, Poland, 24-27 November 2010.

Mr. Piotr Bielaczyc, DEng. – head of the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Dr inż. Piotr Bielaczyc – kierownik Zakładu Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.

e-mail: piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl



Mr. Piotr Pajdowski, DEng. – doctor in the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Dr inż. Piotr Pajdowski – adiunkt w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.

e-mail: piotr.pajdowski@bosmal.com.pl



Mr. Andrzej Szczotka, DEng. – doctor in the Engine Research Department at the BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Dr inż. Andrzej Szczotka – adiunkt w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.

e-mail: andrzej.szczotka@bosmal.com.pl



Mr. Joseph Woodburn, MSc – researcher at the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Mgr inż. Joseph Woodburn – inżynier ds. badań w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.



Hydrogen resistance to knock combustion in spark ignition internal combustion engines

The results of investigations focusing on knock combustion analysis of a hydrogen-fueled engine have been presented in the paper. Knock intensity was determined as the intensity of the in-cylinder combustion pressure pulsations (recorded with a sampling frequency of 100 kHz) and filtered through high-pass filtering with cut-off frequency of 3.5 kHz. The research was conducted on the CFR engine with a variable compression ratio ranging from 6 to 14. The research has shown a rapid increase in pressure pulsations amplitude was observed while the compression ratio was changed from 11 to 12. This was interpreted as a result of in-cylinder hydrogen-air mixture self-ignition at the end of the spark ignition controlled combustion. Supporting this observation the theorem of dual nature of hydrogen knock combustion was postulated. Intensity of the pressure pulsations that accompany normal combustion without hydrogen self-ignition was in an exponential correlation with the compression ratio, which directly translates into a similar correlation of the pulsations and temperature of hydrogen-air mixture at the moment of ignition.

Keywords: hydrogen, knock combustion, internal combustion engine

Odporność wodoru na spalanie stukowe w silniku z zapłonem iskrowym

W artykule przedstawiono wyniki badań spalania stukowego w silniku zasilanym wodorem. Intensywność spalania stukowego określano za pomocą intensywności pulsacji ciśnienia odfiltrowywanych filtrem górnoprzepustowym o częstotliwości granicznej 3,5 kHz z przebiegu ciśnienia spalania rejestrowanego z częstotliwością 100 kHz. Badania przeprowadzono na silniku badawczym CFR o stopniu sprężania zmieniającym się od 6 do 14. Na podstawie przeprowadzonych badań zaobserwowano gwałtowny przyrost amplitudy pulsacji przy zmianie stopnia sprężania z 11 na 12, co zinterpretowano jako skutek pojawiania się samozapłonów mieszanki wodorowo-powietrznej w końcowej fazie spalania inicjowanego kontrolowanym zapłonem iskrowym. Na tej podstawie postawiono tezę o dwojakiej naturze stuku w silniku wodorowym. Dla przebiegu spalania bez samozapłonów intensywność pulsacji ciśnienia spalania pozostawała w wykładniczej relacji ze stopniem sprężania, co bezpośrednio przekładało się na podobną zależność pomiędzy intensywnością pulsacji i temperaturą mieszanki w chwili zapłonu.

Słowa kluczowe: wodór; spalanie stukowe, silnik spalinowy

1. Introduction

The basic disadvantage of fossil fuels in comparison with renewable fuels is their limited resources. In the nearest future gasoline and diesel fuel will be replaced with biomass originating fuels or fuels generated from electrical energy processing (water electrolysis through photovoltaic cells). Among the potential fuels that can be widely applied in the near future is hydrogen. Hydrogen seems the most probable fuel for general use. It is because very strong financing stimulates the advancement of production and storage technology of this fuel and the development of fuel cells. Besides, a huge potential in the combustion engine manufacturing industry hints that the first mass-produced hydrogen engine will be a classic piston engine.

The main disadvantage of hydrogen as engine fuel is its proneness to develop knock combustion. Knock combustion is an undesired course of combustion of fuel air mixture in the engine as it generates intense pressure pulsations that exert impact stress on the crankshaft bearings and can generate vibrations of the piston rings. Besides, the occurrence of knock combustion results in a growth of the thermal loads of the combustion chamber, piston crown in particular. These are the factors that clearly reduce the life of an engine. The

1. Wstęp

Podstawową wadą paliw kopalnych, w porównaniu do paliw odnawialnych, są ich skończone zasoby. W niedalekiej przyszłości benzyna i olej napędowy będą zastąpione paliwami z biomasy lub paliwami powstającymi w wyniku przetwarzania energii elektrycznej (np. elektroliza wody za pomocą ogniw fotowoltaicznych). Wśród potencjalnych paliw, które mogą być szeroko stosowane już w nieodległej przyszłości jest wodór. Wodór wydaje się paliwem najbardziej prawdopodobnym w powszechnym użyciu, ponieważ rozwój technologii wytwarzania i magazynowania tego paliwa oraz rozwój wodorowych ogniw paliwowych są stymulowane bardzo dużymi środkami finansowymi. Ponadto ogromny potencjał przemysłu silników spalinowych skłania do przypuszczeń, że pierwszym masowo produkowanym urządzeniem wykorzystującym wodór będzie klasyczny, tłokowy silnik spalinowy.

Główną wadą wodoru jako paliwa silnikowego jest jego skłonność do generowania spalania stukowego. Spalanie stukowe jest niepożądanym przebiegiem spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w silniku, ponieważ generuje intensywne pulsacje ciśnienia, które oddziałują udarowo na łożyska układu tłokowo-korbowego i mogą wprawiać w

prone to a fuel to develop knock combustion is a barrier that limits the engine compression ratio, thus reducing its efficiency.

An indicator that characterizes the fuel resistance to knock combustion is the octane number (ON). This number was introduced for liquid fuels and characterizes the resistance of these fuels to a knock generated by self-ignition of the remains of the mixture in its final phase of combustion in a piston engine. Hydrogen, in literature (Das [1], Swain and others [2]) is characterized by RON (research octane number) with the value of 130 as a fuel of very good resistance to knock combustion. On the other hand, during combustion hydrogen can generate pressure waves of intensity higher than gasoline combusted under the same conditions [3]. In literature we thus see hydrogen resistance to knocking expressed in ON, which is on the level of 70 [4, 5, 6]. As we can see, large discrepancy occurs in the evaluation of the hydrogen resistance to knocking here. A much better indicator of gaseous fuel resistance to knock combustion, including hydrogen is methane number (MN) expressing percentage share of methane in the reference mixture composed of methane and hydrogen. MN of the value of 0 contains pure hydrogen and MN of the value of 100 contains pure methane (tab. 1). For gases of the methane number higher than 100 the reference fuel are mixtures of methane and carbon dioxide and the volumetric, percentage content of CO₂ corresponds to the surplus of MN above 100%. Example: according to Malenshek and Olsen [7] the fuel of the methane number MN = 120 has a resistance to knocking as the reference fuel of the methane content of 80% and 20% carbon dioxide.

Table 1. Methane number for selected gases [7]
Tabela 1. Liczba metanowa dla wybranych gazów [7]

Gas/gaz	Methane number/ liczba metanowa
Methane/metan	100
Hydrogen/wodór	0
Fermentation gas (biogas) 60% CH ₄ , 40% CO ₂ /gaz fermentacyjny (biogaz)	140
Typical wood gas/typowy gaz drzewny	61 – 70
Natural gas/gaz ziemny	75 – 95
Coal gas/gaz koksowniczy	24 – 30

Based on the evaluation of MN we observe that among gaseous fuels hydrogen is the least resistant to knock combustion.

The paper presents the results of investigations of the hydrogen combustion in a piston combustion engine at different compression ratios. Based on these results the authors have shown that the knocking phenomenon generated by the combustion of hydrogen has a dual nature. In a hydrogen-fueled engine of low compression ratio pressure pulsations occur due to an unstable course of hydrogen combustion. At a high compression ratio the pressure pulsations are generated by self-ignition of the hydrogen oxygen mixture.

drzania pierścienie tłokowe. Ponadto występowanie spalania stukowego prowadzi do wzrostu obciążeń termicznych komory spalania, a szczególnie denka tłoka. Są to czynniki, które wydatnie skracają trwałość silnika. Skłonność paliwa do spalania stukowego jest barierą odgórnie ograniczającą stopień sprężania silnika, a tym samym ograniczającą sprawność silnika.

Wskaźnikiem charakteryzującym odporność paliwa na generowanie stuku jest liczba oktanowa (LO). Liczba ta została wprowadzona dla paliw ciekłych i charakteryzuje odporność tych paliw na stuk powstający wskutek samozapłonu resztek mieszanki palnej w jej końcowej fazie spalania w silniku tłokowym. W odniesieniu do wodoru w literaturze (m.in. Das [1] oraz Swain i inni [2]) podaje się LOB (liczba oktanowa badawcza) na poziomie 130, charakteryzując wodór, z jednej strony, jako paliwo o bardzo dobrej odporności na spalanie stukowe. Z drugiej strony wodór podczas spalania może generować fale ciśnienia o intensywności wyższej niż spalana w takich samych warunkach benzyna [3]. W literaturze podaje się wówczas, że odporność wodoru na stuk wyrażona za pomocą LO jest na poziomie około 70 [4, 5, 6]. Jak można zauważyć, występuje duża rozbieżność w ocenie odporności wodoru na spalanie stukowe. Znacznie lepszym wskaźnikiem odporności paliwa gazowego, w tym także wodoru, na spalanie stukowe jest liczba metanowa (LM), która wyraża udział procentowy metanu w mieszance wzorcowej złożonej z metanu i wodoru. Zdefiniowano dwie wartości referencyjne dla liczby metanowej. LM o wartości 0 ma wodór, natomiast LM o wartości 100 ma metan (tab. 1). Dla gazów o liczbie metanowej większej niż 100 jako paliwo odniesienia stosuje się mieszaniny metanu i dwutlenku węgla, przy czym objętościowa, procentowa zawartość CO₂ odpowiada nadwyżce LM powyżej 100%. Przykładowo, według Malenshaka i Olsena [7] paliwo o liczbie metanowej LM = 120 ma taką samą odporność na stuk jak paliwo wzorcowe o 80-procentowej zawartości metanu i 20-procentowej zawartości dwutlenku węgla.

Na podstawie oceny LM można stwierdzić, że wodór wśród paliw gazowych jest paliwem najmniej odpornym na generowanie stuku.

W artykule przedstawiono wyniki badań dotyczących spalania wodoru w tłokowym silniku spalinowym przy różnym stopniu sprężania. Na podstawie tych wyników wykazano, że stuk pochodzący od spalania wodoru ma dwojaką naturę. W zasilanym wodorem silniku o niskim stopniu sprężania powstają pulsacje ciśnienia spowodowane niestabilnym przebiegiem spalania wodoru. Przy wysokim stopniu sprężania spalaniu wodoru towarzyszą pulsacje ciśnienia spowodowane samozapłonem mieszanki wodorowo-powietrznej. Ich amplituda w porównaniu do pulsacji z niestabilnego spalania jest co najmniej o rząd większa.

2. Stanowisko badawcze

Podstawowym elementem stanowiska badawczego był silnik o zmiennym stopniu sprężania CFR (*Cooperative Fuel Research*) wyprodukowany przez Waukesha Motor Company. Silnik miał zmodyfikowany tłok, aby uzyskać zakres zmienności stopnia sprężania od 4,5 do 18,5.

The amplitude of the pulsations in comparison with the pulsations from unstable combustion is at least one order of magnitude greater.

2. Test stand

The basic element of the test stand was an engine of variable compression ratio CFR (Cooperative Fuel Research) manufactured by Waukesha Motor Company. The engine had a modified piston to obtain the range of compression ratio variability from 4.5 to 18.5.

The engine technical data has been presented in table 2.

The engine was fitted with a programmable ECU control module enabling the control and variability of the:

- ignition angle,
- throttle position,
- phases and opening times of the hydrogen injector placed in the intake manifold.

During the tests the following quantities were measured:

- intake manifold pressure,
- intake air temperature,
- amount of air taken by the engine,
- oxygen amount in the exhaust gases measured with a broadband lambda sensor,
- exhaust gases temperature,
- coolant temperature,
- crankshaft position and its speed,
- torque on the crankshaft,
- pressure in the engine cylinder.

The pressure in the cylinder was recorded with the sampling frequency of 100 kHz. The remaining quantities – with the frequency of 200 Hz respectively.

In the tests the engine was indicated at a constant ignition angle $\alpha_z = 0^\circ$ and variable compression ratio from 6 to 14 with the resolution of 1. The coolant temperature was on the level of 85 – 88 °C. Due to a high intensity of the pressure pulsations during the combustion of hydrogen for compression ratios higher than 12 the tests were not carried out at full engine load (part loads were used) at a constant hydrogen dose for all test series.

3. Test results and discussion

Figure 1 presents an example, extended indicator diagram, covering the course of the combustion of the hydrogen air mixture. The diagram shows the courses of pressure for individual engine work cycles at two different compression ratios – 10 and 12. The diagram also shows the course of the averaged pressure (for $\epsilon = 12$) from the whole test series composed of 300 consequent combustion cycles. In both cases the engine burnt the hydrogen air mixture of stoichiometric composition at the ignition angle of $\alpha_z = 0^\circ$.

Figure 2 shows example courses of the pulsations marked SZCS (combustion pressure component variable) filtered from 300 consequent pressure courses included in a single test series for a given compression ratio. This component was filtered with a high-pass filter of the cut-off frequency of 3.5 kHz. A clearly noticeable hydrogen induced knocking was heard generated by the engine of the compression ratio of 9.

Dane silnika przedstawiono w tabeli 2.

Silnik był wyposażony w programowalny moduł sterujący ECU, za pomocą którego można było sterować:

- kątem wyprzedzenia zapłonu,
- położeniem przysłony przepustnicy,
- fazami oraz czasem otwarcia wtryskiwacza wodoru zainstalowanego w kolektorze dolotowym.

Podczas badań dokonywano pomiaru następujących wielkości:

- ciśnienie w kolektorze dolotowym,
- temperatura powietrza dolotowego,
- wydatek powietrza pobieranego przez silnik,
- zawartość tlenu w gazach spalinowych mierzona szerokopasmową sondą lambda,
- temperatura gazów spalinowych,
- temperatura wody chłodzącej,
- położenie wału korbowego i jego prędkość obrotowa,
- moment obrotowy na wale korbowym,
- ciśnienie w cylindrze silnika.

Table 2. Engine technical data (CFR Waukesha)

Tabela 2. Dane techniczne silnika CFR Waukesha

Compression ratio/ <i>stopień sprężania</i>	4.5 – 18.5
Bore [cm]/ <i>średnica cylindra [cm]</i>	8.26
Stroke [cm]/ <i>skok tłoka [cm]</i>	11.43
Piston rod length [cm]/ <i>długość korbowa [cm]</i>	25.4
Displacement [cm ³]/ <i>pojemność skokowa [cm³]</i>	611
Opening of the intake valve/ <i>otwarcie zaworu dolotowego</i>	10° after TDC
Closing of the intake valve/ <i>zamknięcie zaworu dolotowego</i>	34° after BDC
Opening of the exhaust valve/ <i>otwarcie zaworu wylotowego</i>	40° before BDC
Closing of the exhaust valve/ <i>zamknięcie zaworu wylotowego</i>	15° after TDC
Engine speed/ <i>prędkość obrotowa</i>	0 – 900 rpm

Ciśnienie w cylindrze rejestrowano z częstotliwością próbkowania 100 kHz. Pozostałe wielkości – odpowiednio z częstotliwością 200 Hz.

W ramach badań indykowano silnik przy stałym kącie zapłonu $\alpha_z = 0^\circ$ i różnym stopniu sprężania zmienianym co 1 od 6 do 14. Temperatura wody chłodzącej utrzymywana była na poziomie 85 – 88 °C. Ze względu na dużą intensywność pulsacji ciśnienia podczas spalania wodoru dla stopni sprężania wyższych niż 12 badań nie prowadzono przy pełnym obciążeniu silnika, ale przy obciążeniu częściowym, zachowując jednakże stałą dawkę wodoru dla wszystkich serii pomiarowych.

3. Wyniki badań i dyskusja

Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy, rozwinięty wykres indykatorowy, obejmujący przebieg spalania mieszanki wodorowo-powietrznej. Pokazano na nim przebiegi

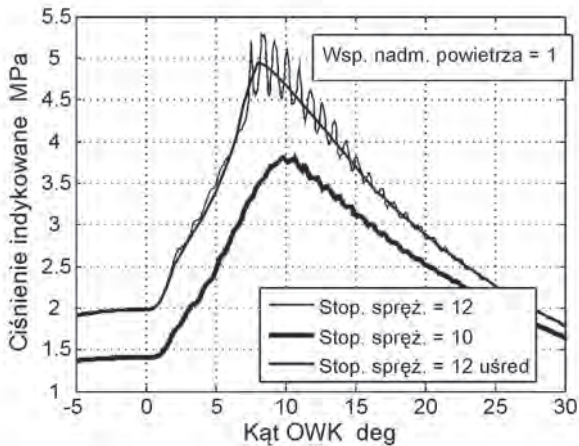
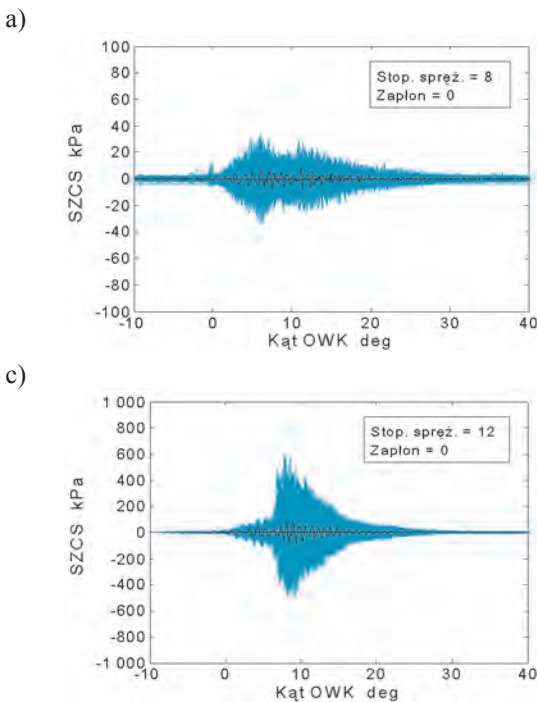


Fig. 1. A fragment of a single averaged (300 cycles) extended indicator graph for the engine of compression ratio of $\epsilon = 12$ and 10 burning a stoichiometric hydrogen oxygen mixture at the angle of ignition $\alpha_z = 0^\circ$

Rys. 1. Fragment pojedynczego i uśrednionego (300 cykli) rozwiniętego wykresu indykatorowego dla silnika o stopniu sprężania $\epsilon = 12$ i 10 spalającego stechiometryczną mieszankę wodorowo-powietrzną przy kącie zapłonu $\alpha_z = 0^\circ$



ciśnienia dla pojedynczych cykli pracy silnika pracującego przy dwóch różnych stopniach sprężania 10 i 12 . Pokazano także przebieg ciśnienia uśrednionego (dla $\epsilon = 12$) z całej serii pomiarowej złożonej z 300 kolejnych cykli spalania silnika. W obydwu przypadkach silnik spalał mieszankę wodoru z powietrzem o składzie stechiometrycznym przy kącie zapłonu $\alpha_z = 0^\circ$.

Na rysunku 2 pokazano przykładowe przebiegi pulsacji oznaczanych skrótem SZCS (składowa zmienna ciśnienia spalania) odfiltrowanych z 300 kolejnych przebiegów ciśnienia spalania wchodzących w skład danej serii pomiarowej dla wybranego stopnia sprężania. Składową tę odfiltrowano za pomocą cyfrowego filtra górno-przepustowego o częstotliwości granicznej $3,5$ kHz. Zauważono, że wyraźnie słyszalny stuk wodorowy generowany był przez silnik o stopniu sprężania 9 .

Intensywność stuku oceniano przez pomiar intensywności odfiltrowanych pulsacji ciśnienia spalania. Do oceny intensywności tych pulsacji przyjęto miarę polegającą na pomiarze największej amplitudy (dodatniej lub ujemnej) z przebiegu pulsacji (SZCS) z pojedynczego cyklu spalania (rys. 3a). Miarę tę oznaczoną jako PP_i (Peak Pressure) dla i -tego przebiegu pulsacji można wyrazić wzorem (1).

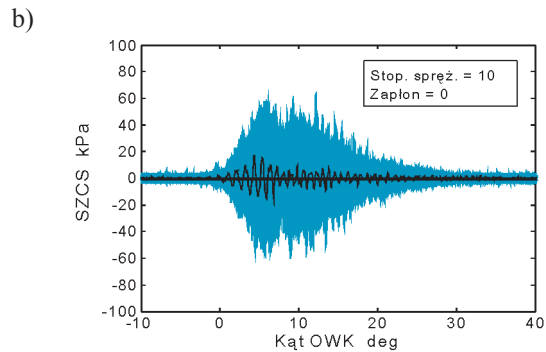


Fig. 2. 300 overlain consequent courses of the component of the combustion pressure variable (SZCS) for the combustion of a stoichiometric hydrogen air mixture at the ignition angle of $\alpha_z = 0^\circ$ in the engine of the compression ratio of: 8 (a), 10 (b), 12 (c)

Rys. 2. Trzysta nałożonych na siebie kolejnych przebiegów składowej zmiennej ciśnienia spalania (SZCS) dla spalania stechiometrycznej mieszanki wodoru z powietrzem przy kącie wyprzedzenia zapłonu $\alpha_z = 0^\circ$ w silniku o stopniu sprężania: 8 (a), 10 (b), 12 (c)

The intensity of knocking was assessed through the measurement of the intensity of the filtered pulsations of the combustion pressure. For the assessment of the intensity of the pulsations a measure was assumed that used the highest amplitude (positive or negative) from the course of the pulsations (SZCS) from a single combustion cycle (Fig. 3a). This measure, marked PP_i (Peak Pressure) for the i -th course of pulsations we can express as follows:

$$PP_i = \max[|SZCS_i(t)|] \quad (1)$$

Dla całej serii pomiarowej złożonej z n przebiegów wyznacza się wartość średnią PP_{sr} (rys. 3b) według wzoru (2), gdzie: n – liczba cykli.

Na rysunku 4 przedstawiono intensywność pulsacji PP_{sr} w zależności od stopnia sprężania.

Jest bardzo prawdopodobne, że duży przyrost intensywności pulsacji ciśnienia PP_{sr} , występujący w silniku o stopniu sprężania 12 w porównaniu do silnika ze stopniem sprężania 11 , jest spowodowany wystąpieniem samozapłonu wodoru w końcowej fazie spalania mieszanki. W przedziale stopnia sprężania od 6 do 11 pulsacje ciśnienia są wynikiem

For the whole test series composed of n courses we derive an average value of PP_{sr} (Fig. 3b) that equals to

$$PP_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} PP_i \quad (2)$$

where: n – number of cycles.

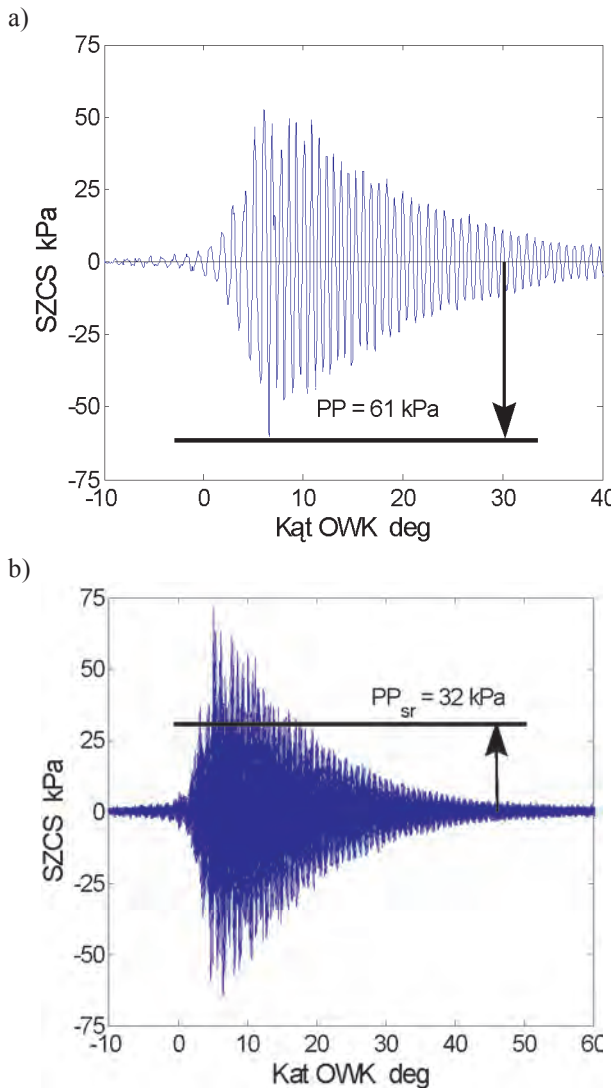


Fig. 3. Graphic representation of the PP measure: for a selected individual cycle (a), for the whole tests series composed of 120 individual courses (b)

Rys. 3. Graficzne przedstawienie miary PP: dla wybranego cyklu pojedynczego (a), dla całej serii pomiarowej złożonej ze 120 przebiegów indywidualnych (b)

Figure 4 presents the intensity of the PP_{sr} pulsations depending on the compression ratio.

It is very probable that a high growth of the intensity of the PP_{sr} pressure pulsations, occurring in the engine of the compression ratio of 12 as compared to the engine of the compression ratio of 11 is caused by the occurrence of self-ignition of hydrogen in the final phase of the mixture combustion. In the compression ratio range from 6 to 11 the pressure pulsations are a result of an unstable course

niestabilnego przebiegu spalania bez samozapłonów. Na rysunku 4b przedstawiono przebieg PP_{sr} dla tego zakresu zmian stopnia sprężania. Przedstawiona na tym rysunku wykładnicza krzywa regresji niemalże idealnie odwzorowuje dane eksperymentalne. Tak dobra korelacja danych eksperymentalnych z krzywą wykładniczą może świadczyć o wykładniczym charakterze intensywności pulsacji w zależności od temperatury mieszanki w chwili zapłonu jako wielkości zależnej od stopnia sprężania.

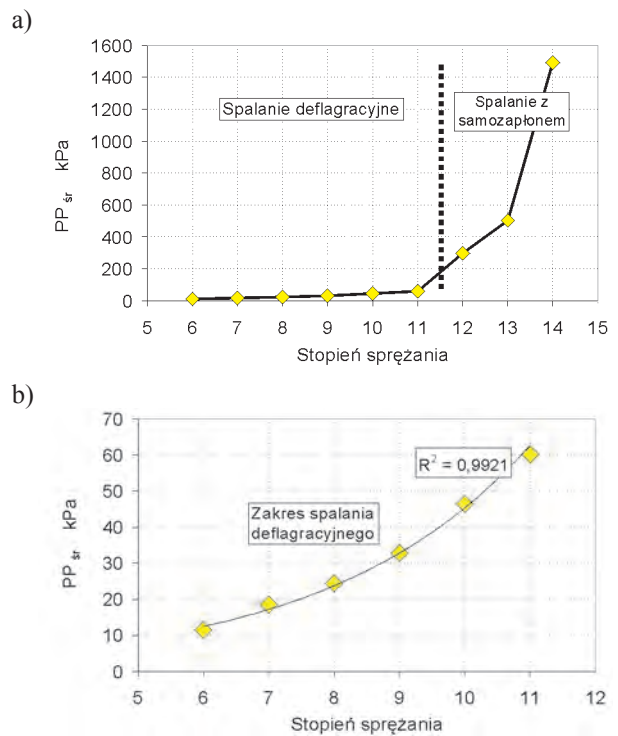


Fig. 4. Intensity of the PP_{sr} pressure pulsations depending on the compression ratio while combusting hydrogen at the ignition angle of $\alpha_z = 0^\circ$ (a), an enlarged fragment of the graph from fig. 4a) with the exponential curve of regression (b)

Rys. 4. Intensywność pulsacji ciśnienia PP_{sr} w zależności od stopnia sprężania podczas spalania wodoru przy kącie zapłonu $\alpha_z = 0^\circ$ (a), powiększony fragment wykresu z rys. 4a) z wykładniczą krzywą regresji (b)

Jak przedstawiono na rysunku 5, temperatura mieszanki w chwili zapłonu zależnie od stopnia sprężania zmieniała się od około 680 do około 950 K.

Dla mieszanki wodorowo-powietrznej zwłoka samozapłonu maleje wykładniczo wraz ze wzrostem temperatury, jak to pokazano na rysunku 6. Taka zależność dla spalania paliw w zamkniętej objętości cylindra silnika tłokowego jest bardzo niekorzystna, bowiem nadmierne skrócenie zwłoki samozapłonu prowadzi do wzrostu prawdopodobieństwa występowania samozapłonów. Jak można zauważyć, ze wzrostem temperatury o 100 K zwłoka ta maleje około 10-krotnie. Zwłokę tę obliczano w programie Chemkin dla modelu reaktora o stałej objętości wypełnionego homogeniczną mieszkanką wodorowo-powietrzną o składzie stechiometrycznym.

Na podstawie przeprowadzonych badań zauważono również, że intensywny przebieg spalania stukowego prowadzi

of combustion without self-ignitions. Figure 4b presents the course of PP_{sr} for this range of changes of the compression ratio. The presented exponential curve of regression almost ideally reflects the experimental data. Such a good correlation of experimental data with the exponential curve may confirm the exponential nature of the intensity of the pulsations depending on the temperature of the mixture at the moment of ignition as a quantity dependent on the compression ratio.

As shown in Figure 5, the temperature of the mixture at the moment of ignition varied from approximately 680 to approximately 950 K depending on the compression ratio.

For the hydrogen air mixture the delay in the ignition reduces exponentially along the growth of the temperature as shown in Figure 6. Such dependence for the combustion of fuels in a closed space of the cylinder of a piston engine is very disadvantageous, as excess reduction of the delay of the self-ignition leads to a growth of the probability of self-ignitions. As we can see, along the growth of the temperature by approximately 100 K this delay drops ten times. This delay was calculated in the Chemkin software for a model of a constant volume reactor filled with a homogenous hydrogen air stoichiometric mixture.

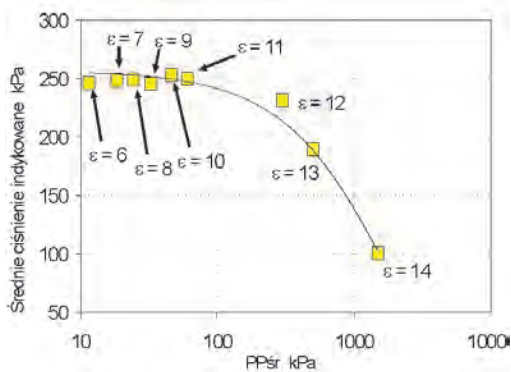


Fig. 7. Mean indicated pressure in relation to the intensity of pressure pulsation PP_{sr} for a constant hydrogen dose at $\lambda = 1$ and a constant ignition angle $\alpha_z = 0^\circ$ for a CFR variable compression ratio engine

Rys. 7. Średnie ciśnienie indykowane w zależności od intensywności pulsacji ciśnienia PP_{sr} dla stałej dawki wodoru przy $\lambda = 1$ i stałego kąta zapłonu $\alpha_z = 0^\circ$ dla silnika CFR o zmiennym stopniu sprężania

Based on the performed investigations it has been observed that an intense course of the knock combustion leads to a significant reduction of the mean indicated pressure, which has impact on the engine torque and its efficiency. The dependence of the mean indicated pressure on the intensity of pulsation PP_{sr} has been shown in Figure 7.

4. Conclusions

1. In a hydrogen-fueled engine the compression ratio dually influences the generating processor the knocking and its intensity. The compression ratio, mainly influences the temperature of the mixture in the final phase of the compression stroke. The increase in the temperature of the hydrogen air mixture at the moment of ignition exponentially impacts the reduction of the delay in the

do znaczącego obniżenia średniego ciśnienia indykowanego, co ma wpływ na moment obrotowy silnika i jego sprawność. Zależność średniego ciśnienia indykowanego od intensywności pulsacji PP_{sr} przedstawiono na rysunku 7.

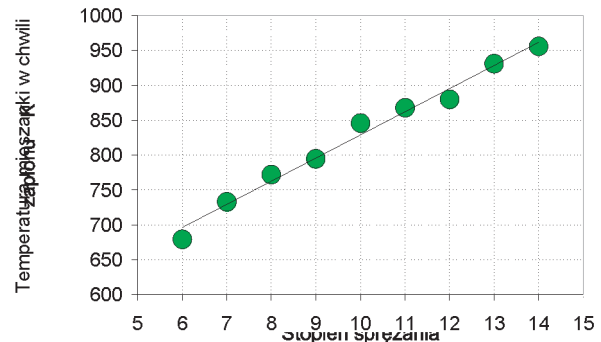


Fig. 5. The temperature of the hydrogen air mixture at the moment of ignition depending on the compression ratio for a constant value of the ignition angle $\alpha_z = 0$ and a constant pressure at the onset of compression

Rys. 5. Temperatura wodorowej mieszanki palnej w chwili zapłonu w zależności od stopnia sprężania dla stałej wartości kąta zapłonu $\alpha_z = 0$ i stałego ciśnienia początku sprężania

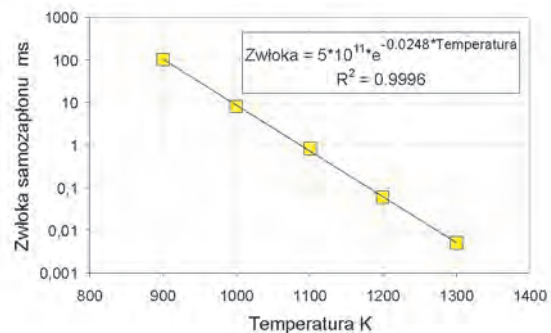


Fig. 6. The delay of the self-ignition of the hydrogen air stoichiometric mixture in the function of temperature in a reactor of a constant volume reactor (own calculations in the Chemkin 4.1 software)

Rys. 6. Zwłoka samozapłonu stechiometrycznej mieszanki wodorowo-powietrznej w funkcji temperatury w reaktorze o stałej objętości (obliczenia własne w programie Chemkin 4.1)

4. Wnioski

1. W silniku zasilanym wodorem stopień sprężania wpływa dwójako na generację stuku i jego intensywność. Stopień sprężania wpływa głównie na temperaturę mieszanki w końcu suwu sprężania. Wzrost temperatury mieszanki wodorowo-powietrznej w chwili jej zapłonu wpływa w sposób wykładniczy na skrócenie zwłoki jej samozapłonu. W odniesieniu do spalania wodoru relatywnie wysoka temperatura w chwili zapłonu prowadzi do znacznego przyspieszenia przebiegu spalania, powodując gwałtowny przyrost ciśnienia i powstanie fali ciśnieniowej o dużej amplitudzie. Drugą przyczyną potęgującą intensywność pulsacji ciśnienia w wyniku stosowania wyższego stopnia sprężania jest skoncentrowanie takiej samej masy ładunku w relatywnie mniejszej objętości komory spalania. Większe stężenie substratów wpływa na większą szybkość reakcji chemicznych i tym samym również na

self-ignition. In relation to the combustion of hydrogen a relatively high temperature at the moment of ignition leads to a significant acceleration of the course of combustion resulting in an abrupt pressure surge and a high amplitude pressure wave. Another reason augmenting the intensity of the pressure pulsations resulting from higher compression ratios is concentrating of the same charge mass in a relatively smaller volume of the combustion chamber. A higher concentration of the substrates increases the speed of the chemical reactions thus adds to a faster combustion. Hence, the influence of the compression ratio on the intensity of the hydrogen generated knocking can be considered as a joint effect of two affecting phenomena:

- temperature of the mixture at the moment of ignition,
 - volumetric density of the mixture energy at the moment of ignition.
3. The pulsations occurring during hydrogen combustion at low compression ratios ($\epsilon \leq 11$) are a result of a flame propagating in an unstable manner during the combustion.
 4. Along the growth of the compression ratio these pulsations grow and at a certain compression ratio ($\epsilon = 12$ – for the CFR engine) the increment is rather substantial. Due to a different quality of these pulsations we can assume that they are generated in a different way. With a high level of probability we can state that they result from a self-ignition of the mixture.
 5. Because of two different reasons for the pressure pulsations we cannot clearly determine the intensity of hydrogen generated knocking expressed through PP_{sr} depending on compression ratio ϵ in its wide range of changes. In the range of ϵ from 6 to 11 for which the self ignition of hydrogen did not occur this dependence takes an exponential form.

The investigations were carried out within a research grant no. N502 029 31/3535.

Bibliography/Literatura

- [1] Das L.M.: Hydrogen-oxygen reaction mechanism and its implication to hydrogen engine combustion, Int. Journal of Hydrogen Energy, 1996, 21, 703-715.
- [2] Swain M.R., Filoso P.A., Swain M.N.: Ignition of lean hydrogen-air mixtures, Int. Journal of Hydrogen Energy, 2005, 30, 1447-1455.
- [3] Szwaja S.: Geneza pulsacji ciśnienia spalania w silniku tłokowym, benzynowym i wodorowym, Archiwum Spalania, 2010, 10, 1-2, 27-49.
- [4] Binder K., Withalm G.: Mixture formation and combustion in hydrogen engine using hydrogen storage technology, Int. J. Hydrogen Energy, 1982, 7, 651-659.
- [5] Karim G.A.: Hydrogen as a spark ignition engine fuel, Int. Journal of Hydrogen Energy, 2003, 28, 569-577.
- [6] Li H., Karim G.A.: Experimental investigation of the knock and combustion characteristics of CH₄, H₂, CO and some of their mixtures, Proc. Inst. Mech. Eng., 220, 5, Part A: J.Power and Energy, 2006.
- [7] Malenshek M., Olsen D.B.: Methane number testing of alternative gaseous fuels, Fuel, 2009, 88, 650-656.

większą szybkość spalania. Stąd wpływ stopnia sprężania na intensywność stuku wodorowego można rozpatrywać jako połączony efekt dwóch oddziaływań:

- temperatury mieszanki w chwili zapłonu,
 - objętościowej gęstości energii mieszanki w chwili zapłonu.
2. Pulsacje występujące podczas spalania wodoru przy niskich stopniach sprężania ($\epsilon \leq 11$) są wynikiem niestabilnie rozchodzącego się płomienia podczas spalania.
 3. Ze wzrostem stopnia sprężania pulsacje te wzrastają i przy pewnej wartości stopnia sprężania ($\epsilon = 12$ – dla silnika CFR) ulegają znacznemu przyrostowi. Ze względu na jakościowo inny wygląd tych pulsacji, można przyjąć, że powstają one w inny sposób. Z dużym prawdopodobieństwem można stwierdzić, że powstają od samozapłonu mieszanki.
 4. Ze względu na dwie różne geny pulsacji ciśnienia nie można jednoznacznie określić intensywności stuku wodorowego wyrażanej za pomocą PP_{sr} w zależności od stopnia sprężania ϵ w jego szerokim zakresie zmian. W przedziale ϵ od 6 do 11, dla których nie występował samozapłon wodoru, zależność ta przyjmuje postać wykładniczą.

Badania zrealizowano w ramach grantu badawczego nr N502 029 31/3535.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Nomenclature/Oznaczenia

α_z	ignition angle/kąt zapłonu
ϵ	compression ratio/stopień sprężania
λ	excess air coefficient/współczynnik nadmiaru powietrza
MN	methane number/LM liczba metanowa
ON	octane number/LO liczba oktanowa
CA	crankshaft angle/OWK obrót wału korbowego
PPi	maximum amplitude of pulsations in a single combustion cycle/maksymalna amplituda pulsacji w pojedynczym cyklu spalania
PP \bar{s} r	average for the whole series from the maximum amplitudes of the pulsations from individual combustion cycles/średnia dla całej serii z maksymalnych amplitud pulsacji z pojedynczych cykli spalania
SZCS	combustion pressure component variable/składowa zmienna ciśnienia spalania
WZP	bottom dead center/wewnętrzne zwrotne położenie
ZZP	top dead center/zewnętrzne zwrotne położenie

Mr. Stanisław Szwaja, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at Częstochowa University of Technology.

Dr inż. Stanisław Szwaja – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.

e-mail: szwaja@imc.pcz.czyst.pl



Method to measure injector opening and closing lag times

The paper describes a method to measure injector opening and closing lag times based on measuring the vibration in the axis of movement of a valve. There are also some results of the studies on a plate injector. Analysing the measurements obtained, it is demonstrated that opening and closing lag times can be determined much more precisely by measuring vibration than by the method based on analysing gas pressure directly behind an injector. The authors have noted the greater repeatability of standard deviation expressed as the smaller standard deviation of the lag times specified and the easy application of this method for stand testing. Consequently, this method can determine these times in a simple and precise way.

Keywords: an injector, opening lag time, closing lag time, vibration

Metoda pomiaru czasu opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza gazu

W artykule przedstawiono metodę pomiaru czasu opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza opartą na pomiarze drgań w osi ruchu elementu zaworowego. Przedstawiono przykładowe wyniki badań wtryskiwacza płytkowego. Analizując pomiary stanowiskowe wykazano, że pomiar drgań pozwala na znacznie dokładniejsze określenie czasu opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza w stosunku do metody opartej na analizie ciśnienia gazu bezpośrednio za wtryskiwaczem. Wykazano większą powtarzalność wyrażoną mniejszym odchyleniem standardowym wyznaczonych czasów opóźnienia oraz łatwość w implementacji metody do badań stanowiskowych. Pozwala to na stosowanie tej metody do łatwego i precyzyjnego określania tychże czasów.

Słowa kluczowe: wtryskiwacz, czas opóźnienia otwarcia, czas opóźnienia zamknięcia, drgania

1. Introduction

Not only are more sophisticated control algorithms required, but also better actuators because of increasingly strict environmental requirements imposed on the automotive internal combustion engines that are converted into gaseous fuels [7]. This is due to the need for a very precise quality control of air – fuel mixture, and consequently the amount of gas administered. Such control is based on measuring the time a system needs to inject gasoline. Later on, this time is converted into the time to inject gas and includes the difference because of a physical state of fuel (gaseous fuel displaces more air than liquid fuel), the changes in demand for air during the combustion of both fuels, the difference in the dynamics of the mixture formation and the difference in the characteristics of the mass flow rates of petrol and gas injectors.

To obtain the required accuracy, it is necessary to comply with two requirements. The first one means the correct fitting of a system [4, 5] and the calibration of a control algorithm that recalculates gasoline injection time into gas injection time [3, 6]. The second requirement concerns using a suitable actuator, i.e. an impulse gas injector. Both of them interact strongly. Using even the best injector without its appropriate algorithm and calibration will not satisfy the environmental and utility requirements. Nevertheless, even the best control algorithm will not be able to fix the faulty operation of an injector.

You can successfully optimise an injector design and match control algorithms to different types of injectors, if

1. Wprowadzenie

Rosnące wymagania ekologiczne dotyczące samochodowych silników spalinowych konwertowanych na zasilanie paliwami gazowymi [7] wymuszają stosowanie nie tylko coraz bardziej wyrafinowanych algorytmów sterowania, ale także coraz lepszych elementów wykonawczych. Wynika to z konieczności bardzo dokładnego sterowania jakością mieszanki paliwowo-powietrznej, a zatem ilością podawanego gazu. Sterowanie to odbywa się na podstawie pomiaru czasu wtrysku realizowanego przez układ benzynowy, przeliczonego następnie na czas wtrysku gazu, z uwzględnieniem: różnicy w stanie skupienia paliwa (wypieranie przez paliwo gazowe większej objętości powietrza niż w odniesieniu do paliwa płynnego), zmiany zapotrzebowania na powietrze podczas spalania obu paliw, różnicy w dynamice tworzenia mieszanki oraz różnicy w charakterystykach wydatku wtryskiwaczy benzyny i gazu.

Aby uzyskać wymaganą dokładność, konieczne jest spełnienie dwóch warunków. Pierwszym jest prawidłowy montaż układu [4, 5] i kalibracja algorytmu sterującego, przeliczającego czas wtrysku benzyny na czas wtrysku gazu [3, 6]. Drugim natomiast jest zastosowanie odpowiedniego urządzenia wykonawczego, jakim jest impulsowy wtryskiwacz gazu. Oba warunki są ze sobą bardzo powiązane. Z jednej strony – zastosowanie nawet najlepszego wtryskiwacza bez odpowiedniego algorytmu przeliczającego oraz jego kalibracji nie pozwoli na spełnienie wymagań ekologicznych i użytkowych. Z drugiej strony – nawet najlepszy algorytm

you know their characteristics. Injector opening and closing lag times are relevant operating parameters [1, 2]. As shown in the work [1], these times significantly influence the characteristics of an injector mass flow rate as they determine the intersection point of this characteristics with a time axis. It should be noted that the characteristics of the mass flow rate for petrol injectors intersects a time axis at 0. Thus, if the intersection point of the characteristics of a gas injector mass flow rate is shifted from this value, a recalculation coefficient of a control algorithm, especially for short injection times (Fig. 1) becomes significantly non-linear.

Figure 1 shows the characteristics of a gasoline injector and two sample gas injectors. These are typical characteristics of components used for gaseous power systems. Typically, the intersection point of the characteristics of gas injectors with a time axis is shifted within negative values. This is mainly due to the relatively much inertia of an armature and a large amount of energy in a coil during injection [1].

Figure 1 shows also the time course of the conversion factor k_a as a function of the petrol injection time $t_{inj_gasoline}$ for both types of injectors. As showed in the figure below, the shift of the characteristics of an injector so as the intersection point of its extension with a time axis could move from about -0.8 to about -1.3 changes the recalculation coefficient k_a from maximal 2.3 to 5.0 and an injection time of 2.0 ms from 1.27 to 0.94. Thus, the measurement error for low injection times (due to the constrains of the control system design) significantly impacts the accuracy of fuel dosing as it is amplified by the recalculation coefficient.

The key information to develop a recalculation coefficient, or to properly calibrate a control system is the intersection point of the characteristics of an injector mass flow rate with a time axis. As shown in the work [1], it is possible to specify this point just by analysing injector opening and closing lag times:

$$t_0 = t_{op} - t_{cl}$$

where: t_0 – the intersection point of the characteristics of an injector mass flow rate with a time axis, t_{op} – injector opening lag time – the time between beginning a control signal and real opening of a injector valve, t_{cl} – injector closing lag time – the time between finishing a control signal and real closing of a injector valve.

As a result, it is necessary to precisely specify injector opening and closing lag times. The method to measure them must be possible under operating conditions (or similar) and cannot change the characteristics of injector performance. For this assumption and the injector construction (a valving element is inside the injector), it is not possible to use the methods to measure directly the position of a valving element.

Therefore, indirect methods are used. The one used currently is based on analysing the gas pressure directly behind an injector [1]. This method works well for measuring injector opening lag time. However, it is difficult to

sterowania nie będzie w stanie skorygować błędów działania wtryskiwacza.

Optymalizacja konstrukcji wtryskiwaczy oraz dopasowania algorytmów sterowania do poszczególnych typów wtryskiwaczy wymaga wiedzy o ich charakterystyce. Istotnymi parametrami pracy wtryskiwacza są czas opóźnienia otwarcia i czas opóźnienia zamknięcia [1, 2]. Jak wykazano w pracy [1] czasy te znacząco wpływają na charakterystykę wydatku wtryskiwacza, determinując położenie punktu przecięcia się charakterystyki wydatku wtryskiwacza z osią czasu. Należy zwrócić uwagę, że wtryskiwacze benzyny mają charakterystykę wydatku przecinającą oś czasu w 0. Zatem wszelkie przesunięcia punktu przecięcia charakterystyki wydatku wtryskiwacza gazu od tej wartości powodują znaczną nieliniowość współczynnika przeliczeniowego algorytmu sterującego, szczególnie w obszarze małych czasów wtrysku (rys. 1).

Na rysunku 1 przedstawiono charakterystyki wtryskiwacza benzyny oraz dwóch przykładowych wtryskiwaczy gazu. Są to typowe charakterystyki elementów wykorzystywanych w układach zasilania silnika paliwami gazowymi. Charakterystyczną cechą większości konstrukcji wtryskiwaczy gazowych jest przesunięcie punktu przecięcia przedłużenia ich charakterystyk z osią czasu w wartościach ujemnych. Wynika to przede wszystkim ze stosunkowo dużej bezwładności ruchu zwory oraz dużej ilości energii gromadzonej w cewce w czasie wtrysku [1].

Na rysunku 1 przedstawiono także przebieg współczynnika przeliczeniowego k_a w funkcji czasu wtrysku benzyny $t_{inj_gasoline}$ dla obu wtryskiwaczy gazowych. Przedstawione na tym rysunku przesunięcie charakterystyki wtryskiwacza, tak aby punkt przecięcia jej przedłużenia z osią czasu wtrysku przesunął się z około $-0,8$ do około $-1,3$, powoduje zmianę współczynnika przeliczeniowego k_a z maksymalnie 2,3 na 5,0, a przykładowo przy czasie wtrysku 2,0 ms z 1,27 na 0,94. Zatem przy małych czasach wtrysku błąd jego pomiaru (występujący w wyniku ograniczeń konstrukcyjnych układu sterowania) znacząco wpływa na dokładność dawkowania paliwa, gdyż jest wzmacniany przez współczynnik przeliczeniowy.

Znajomość punktu przecięcia charakterystyki wydatku wtryskiwacza z osią czasu jest kluczową informacją potrzebną do opracowania współczynnika przeliczeniowego, czyli do prawidłowej kalibracji systemu sterowania. Jak wykazano w pracy [1], wyznaczenie tego punktu jest możliwe bezpośrednio na podstawie analizy czasów opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza:

$$t_0 = t_{op} - t_{cl}$$

gdzie: t_0 – punkt przecięcia charakterystyki wydatku wtryskiwacza z osią czasu wtrysku, t_{op} – czas opóźnienia otwarcia wtryskiwacza – czas między rozpoczęciem sygnału sterującego a rzeczywistym otwarciem zaworu wtryskiwacza, t_{cl} – czas opóźnienia zamknięcia wtryskiwacza – czas między zakończeniem sygnału sterującego a rzeczywistym zamknięciem zaworu wtryskiwacza.

measure closing lag time due to the inertia of the gas flow in a measurement system [1].

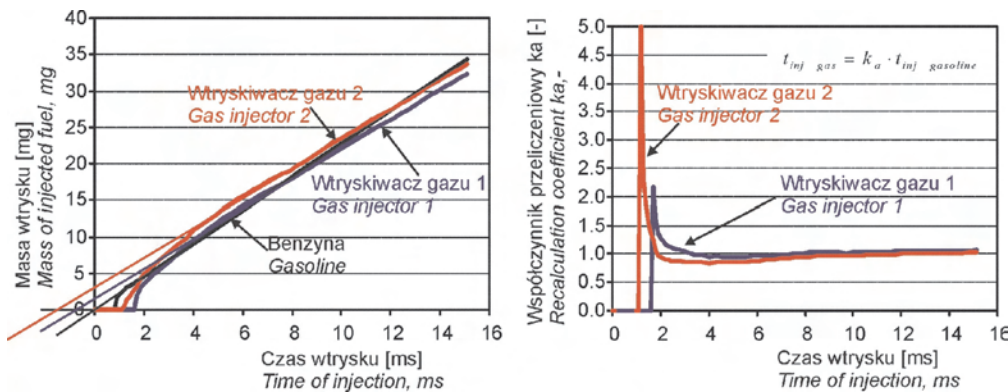


Fig. 1. Influence of the gas injection flow characteristic on the recalculation coefficient
 Rys. 1. Wpływ charakterystyki wtryskiwacza gazu na współczynnik przeliczeniowy

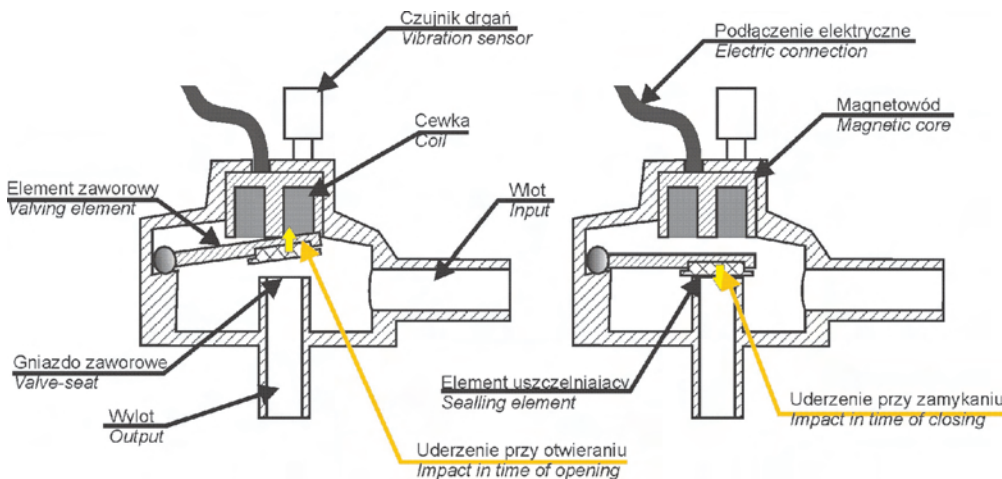


Fig. 2. Scheme of the injector design and the measurement methods
 Rys. 2. Schemat budowy wtryskiwacza oraz metody pomiaru

2. Assumptions for the new method to measure lag time

By analyzing the design of most injectors, it can be noted that a valving element (rod, plate or tab) moves from one resistance point to another, usually along the axis of gas outflow. Its movement is limited by the element of a coil magnetic circuit (i.e. a magnetic core, pin, coil carcass, etc.) and a valve seat. Thus, it can be assumed that the impact occurs when the valving element reaches the two extreme positions (Fig. 2).

It should be noted that for these extreme positions, there are no damping elements in the injector that would slow the movement of the valving element before it reaches its extreme position. Some injectors only have a rubber sealing element on the valving element placed from the side of the valve seat that absorbs the impact of a valving element against the valve seat.

By analysing the considerations, it can be assumed that the impact of the valving element against both the valve seat

Powstaje zatem potrzeba dokładnego wyznaczania czasu opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza.

Metoda pomiaru tych czasów musi być możliwa do zastosowania w warunkach eksploatacyjnych (bądź do nich zbliżonych), a jednocześnie nie może zmieniać charakterystyki pracy wtryskiwacza. Ze względu na powyższe założenie oraz konstrukcję wtryskiwacza (element zaworowy znajduje się wewnątrz wtryskiwacza) nie jest możliwe zastosowanie metod bezpośredniego pomiaru położenia elementu zaworowego. Dlatego stosowane są metody pośrednie. Obecnie stosowaną metodą [1] jest analiza ciśnienia gazu bezpośrednio za wtryskiwaczem. Metoda ta sprawdza się przy pomiarze czasu opóźnienia otwarcia, natomiast pomiar opóźnienia zamknięcia jest utrudniony ze względu na bezwładność przepływu gazu w układzie pomiarowym [1].

2. Założenia nowej metody pomiaru czasu opóźnienia

Analizując konstrukcje większości wtryskiwaczy, można zauważyć, że element zaworowy (w postaci trzpienia, płytki lub kłapki) porusza się od jednego do drugiego punktu oporowego najczęściej po osi wypływu gazu. Z jednej strony jego ruch ograniczony jest elementem obwodu magnetycznego cewki (magnetowodem, trzpieniem, karkasem cewki itp.), a z drugiej strony gniazdem zaworu. Można zatem przypuszczać, że w momencie dotarcia elementu zaworowego do obu skrajnych położeni wystąpi uderzenie (rys. 2).

Jednocześnie należy zauważyć, że w konstrukcji wtryskiwacza nie istnieją w tych skrajnych położeniach elementy tłumiące – zwalniające ruch elementu zaworowego przed dotarciem do skrajnego położenia. Jedyne w niektórych wtryskiwaczach, od strony gniazda zaworowego na elemencie zaworowym znajduje się gumowy element uszczelnienia, stanowiący element amortyzacji przy uderzeniu elementu zaworowego w gniazdo zaworu.

and the element of the electromagnetic circuit will make the injector design vibrate. Thus, these vibrations can be measured by such a vibration sensor mounted on the axis of the movement of the valving element. The beginning of this vibration and not its amplitude and frequency will be important for the analysis. It should also be noted that for metal components (e.g. the body of an injector or a magnetic core) the measurement error between the real impact and its recording with a vibration sensor is minimal due to the small distance between the valving element and the sensor (about 20 mm on average) and high wave propagation velocity (about 4900 m/s). Accordingly, the lag should not be more than 0.004 ms.

To sum up, by measuring the vibration in the axis of the movement of the valving element it should be possible to specify precisely the moment of the impact of the valving element against the magnetic circuit element to determine opening lag time as a control impulse is measured at the same time, and the moment of the impact of this valving element against the valve seat to determine closing lag time.

3. Research stand and object

3.1. Research stand

The research was conducted on the test bench, shown in Figure 3 which consists of an air handling system, an injector section and measurement systems. The air handling system includes a piston compressor, an air dehumidifier, and a membrane input pressure regulator. This system brings air into the injector section where the injector and measurement systems are mounted.

The stand is equipped with a research control unit developed at the Lublin University of Technology that controls the injector with any frequency, injection duration and time course of current. As a result, a wide range of tests on gas injectors can be done.

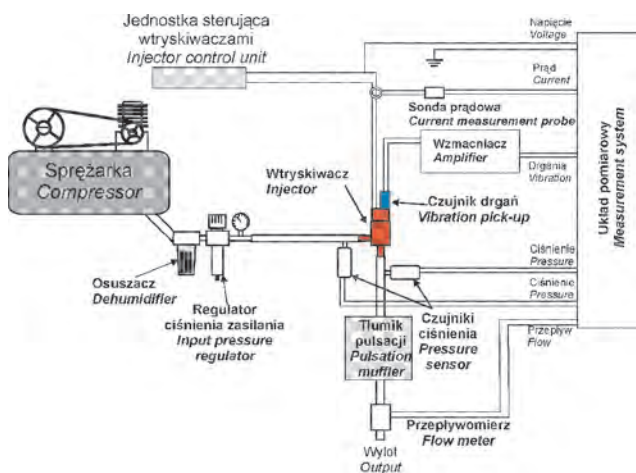


Fig. 3. Test stand

Rys. 3. Stanowisko badawcze

The test bed was equipped with the measurement system NI-9178 CompactDAQ cDAQ by National Instruments with the data acquisition cards NI 9215 that enable the simultane-

Analizując powyższe rozważania, można przypuszczać, że uderzenie elementu zaworowego zarówno w gniazdo zaworowe, jaki i element obwodu elektromagnetycznego wywoła w konstrukcji wtryskiwacza drgania. Montując zatem czujnik drgań w osi ruchu elementu zaworowego, będzie można zarejestrować te drgania. Do analiz istotny będzie ich początek, a nie amplituda i częstotliwość. Należy także zauważyć, że dla elementów wykonanych z metalu (np. korpus wtryskiwacza lub magnetowodu) błąd pomiaru pomiędzy rzeczywistym uderzeniem a jego rejestracją przez czujnik drgań jest minimalny ze względu na małą odległość między elementem zaworu a czujnikiem (przeciętnie około 20 mm) oraz dużą prędkość rozchodzenia się fali (około 4900 m/s). Zatem opóźnienie nie powinno być większe niż 0,004 ms.

Podsumowując zatem, pomiar drgań w osi ruchu elementu zaworowego powinien pozwolić na precyzyjne określenie chwili uderzenia tego elementu w element obwodu magnetycznego – co przy jednoczesnym pomiarze sygnału sterującego pozwoli na określenie czasu opóźnienia otwarcia oraz chwili uderzenia tego elementu w gniazdo zaworu – a to pozwoli na określenie czasu opóźnienia zamknięcia.

3. Stanowisko badawcze i obiekt badań

3.1. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym przedstawionym na rysunku 3. Stanowisko to składa się z układu przygotowania powietrza, sekcji wtryskiwacza oraz układów pomiarowych. Układ przygotowania powietrza obejmuje sprężarkę tłokową, osuszacz powietrza oraz membranowy regulator ciśnienia zasilania. Układ ten doprowadza powietrze do sekcji wtryskiwaczowej, w której zamocowany jest badany wtryskiwacz oraz układy pomiarowe.

Stanowisko wyposażone jest w badawczą jednostkę sterującą, opracowaną na Politechnice Lubelskiej, pozwalającą na sterowanie wtryskiwaczem z dowolną częstotliwością, długością trwania impulsu wtrysku oraz przebiegiem prądu. Pozwala to na przeprowadzenie szerokiego zakresu badań wtryskiwaczy gazowych.

Na stanowisku zamontowano układ pomiarowy firmy National Instruments NI CompactDAQ cDAQ-9178 z kartami pomiarowymi NI 9215, umożliwiającymi pomiar symultaniczny sygnałów napięciowych z częstotliwością do 100 kHz. Podczas badań mierzono symultanicznie:

- sygnał sterujący – mierzony bezpośrednio przez kartę pomiarową,
- prąd w obwodzie cewki wtryskiwacza – mierzony za pomocą sondy prądowej Tektronix TCP305 wraz ze wzmacniaczem T CPA300,
- ciśnienie przed wtryskiwaczem (ciśnienia zasilania) – mierzone za pomocą czujnika MPX5700 o zakresie pomiarowym od 0 do 700 kPa ciśnienia bezwzględnego, umieszczonego 100 mm przed wlotem do wtryskiwacza,
- ciśnienie za wtryskiwaczem – mierzony za pomocą czujnika MPX4250 o zakresie pomiarowym od 0 do 250 kPa ciśnienia bezwzględnego, umieszczonego w odległości 25 mm za wyjściem z wtryskiwacza,

ous measurement of voltage signals with a frequency of up to 100 kHz. During the tests the simultaneously measured quantities included:

- a control signal – measured directly with the data acquisition,
- current in the injector coil circuit – measured with the current sensor Tektronix TCP305 with the amplifier TCPA300,
- before-injector pressure (input pressure) – measured with the sensor MPX5700 of a measuring range from 0 to 700 kPa of absolute pressure, mounted 100 mm before the injector inlet,
- behind-injector pressure – measured with the sensor MPX4250 of a measuring range from 0 to 250 kPa of absolute pressure, mounted 25 mm behind the injector outlet,
- vibration along the axis of the movement of the injector valve – measured with the sensor PCB M353B12 of a sensitivity of 5.50 mV/g with the amplifier ECElectronics VibAMP PA-3000.

At the same time mass air flow was measured with the FESTO SFE3 air flow meter. The meter was mounted behind the element of a pulsation damper to obtain a stable value during the test which is the mean injector mass flow rate.

During the measurements all the sensors were supplied with a laboratory power supply that keeps constant voltage.

3.2. Research object

The study was conducted on an experimental injector developed by the authors (Fig. 4). The injector is of a plate design – its a valving element resembles a plate moving perpendicular to the axis of gas outflow (Fig. 5). The plate works also as the armature magnetic circuit and the valving element with a rubber sealing element. The movement of the valving element is limited by the lower surface of the magnetic core and surface of the valve seat, from above and from below respectively.

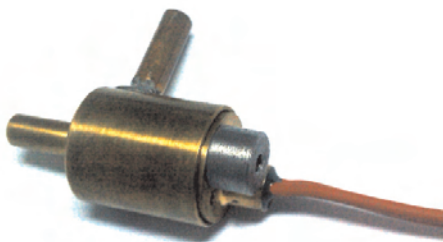


Fig. 4. Research object
Rys. 4. Obiekt badań

The injector is equipped with an electromagnetic coil of a resistance of 2.4 Ω. The vibration sensor is mounted on the upper body of the injector (Fig. 4) to measure the vibration in the movement axis of the valving element.

3.3. Research objective and scope

The objective was to validate a method to determine injector opening and closing lag times based on analysis

- drgania w osi ruchu elementu zaworowego wtryskiwacza – mierzone za pomocą czujnika PCB M353B12 o czułości 5,50 mV/g wraz ze wzmacniaczem ECElectronics VibAMP PA-3000.

Jednocześnie dokonywano pomiaru masowego przepływu powietrza za pomocą przepływomierza powietrza firmy FESTO serii SFE3. Przepływomierz zabudowano za elementem tłumika pulsacji, tak aby podczas badań uzyskać stabilną wartość, będącą wartością uśrednionego wydatku wtryskiwacza.

Wszystkie czujniki zasilane były z zasilacza laboratoryjnego, utrzymującego stałe napięcie zasilania w czasie pomiarów.

3.2. Obiekt badań

Badania przeprowadzono na eksperymentalnym wtryskiwaczu opracowanym przez autorów niniejszego artykułu (rys. 4). Wtryskiwacz ten jest konstrukcji płytkowej – posiada element zaworowy w postaci płytki poruszającej się prostopadle do osi wypływu gazu (rys. 5). Płytkę stanowi jednocześnie zworę obwodu magnetycznego oraz element zaworowy wyposażony w gumowy element uszczelniający. Ruch elementu zaworowego ograniczony jest od góry powierzchnią dolną magnetowodu, a ruch w dół ograniczony jest powierzchnią gniazda zaworowego.

Wtryskiwacz wyposażony jest w cewkę elektromagnetyczną o rezystancji 2,4 Ω.

Czujnik drgań zamocowano na górnej części korpusu wtryskiwacza (rys. 4), tak aby mierzył drgania w osi ruchu elementu zaworowego.

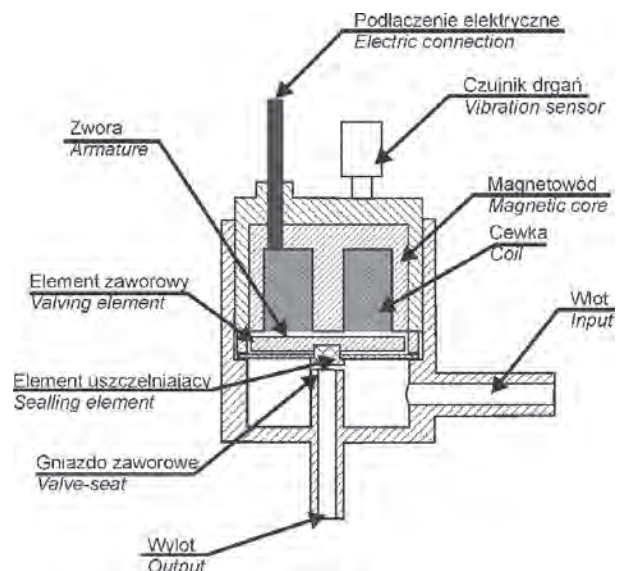


Fig. 5. Scheme of the research object
Rys. 5. Schemat konstrukcji obiektu badań

3.3. Cel i zakres badań

Celem badań było sprawdzenie poprawności metody wyznaczania czasów opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwaczy na podstawie analizy drgań oraz porównanie jej wyników do wyników metody obecnie stosowanej, opartej na analizie ciśnienia za wtryskiwaczem.

ing vibration and comparing these results with the results obtained by the current methods where the pressure behind the injector is analysed.

The research conditions were as follows:

- a) the injector supply pressure: 240 kPa,
- b) medium: air,
- c) the frequency of injections: 12.5 Hz,
- d) control:
 - supply: 12V DC stabilized
 - constant impulse time: 2.0 ms
 - pulse-width modulation duty cycle: 30%
 - pulse-width modulation frequency: 10 kHz.

The scope of research included:

- a) impulse duration (injection time): 3.0 and 10.0 ms,
- b) measuring frequency: 50 kHz simultaneously,
- c) recorded signals:
 - control signal
 - current in the coil circuit
 - before-injector pressure
 - behind-injector pressure
 - vibration in the axis of movement of the valving element
- d) subsequent recorded cycles: 300.

4. Method to specify lag times

Figure 6 shows the courses of the behind-injector pressure, the current in the coil circuit and the vibration in the axis of the movement of the valving element that are averaged from the subsequent 300 cycles.

The start of the control signal coincides with the time of 0 as in the figure above. For the first about 0.8 ms the current in the coil increases only, while the pressure is constant. The vibration sensor records no accelerations. At point 1, corresponding to approximately 0.81 ms, the acceleration in the axis of the movement of the valving element is noted, which may indicate this element started moving. Then, there is noted the impact of the valving element against the magnetic coil (point 2) corresponding to the end of the opening of the valving element, and thus the injector opening lag time specified from the vibration t_{op_v} . This time is 1.24 ms.

At this point the change in the behind-injector pressure is still not registered. This change is noted at point 3, corresponding to the injector opening lag time that is specified on the pressure t_{op_p} . It is 1.54 ms and therefore is delayed by 0.3 ms with respect to the injector opening lag time specified on the vibration t_{op_v} . This delay is due to the inertia of the gas flow from the injector to the sensor that is about 25 mm away from the injector output.

Badania przeprowadzono w następujących warunkach:

- a) ciśnienie zasilania wtryskiwacza 240 kPa,
- b) medium: powietrze,
- c) częstotliwość wtrysków 12,5 Hz,
- d) sterowanie:
 - zasilanie: stabilizowane napięcie stałe 12V
 - czas impulsu ciągłego 2,0 ms
 - wypełnienie podtrzymania prądowego 30%
 - częstotliwość wypełnienia prądowego 10 kHz.

Zakres badań obejmował:

- a) czas impulsu sterującego (czas wtrysku): 3,0 i 10,0 ms,
- b) częstotliwość pomiaru: symultanicznie 50 kHz,
- c) rejestrowane sygnały:
 - sygnał sterujący
 - prąd w obwodzie cewki
 - ciśnienie przed wtryskiwaczem
 - ciśnienie za wtryskiwaczem
 - drgania w osi ruchu elementu zaworowego
- d) liczba zarejestrowanych kolejnych cykli: 300.

4. Metoda wyznaczania czasów opóźnienia

Na rysunku 6 przedstawiono uśrednione z kolejnych 300 cykli przebiegi ciśnienia za wtryskiwaczem, prądu w obwodzie cewki oraz drgań w osi ruchu elementu zaworowego.

Początek sygnału sterującego pokrywa się z czasem 0 na rysunku 6. Przez pierwsze około 0,8 ms przyrasta jedynie prąd w cewce, natomiast ciśnienie jest na stałym poziomie, a czujnik drgań nie rejestruje żadnych przyspieszeń.

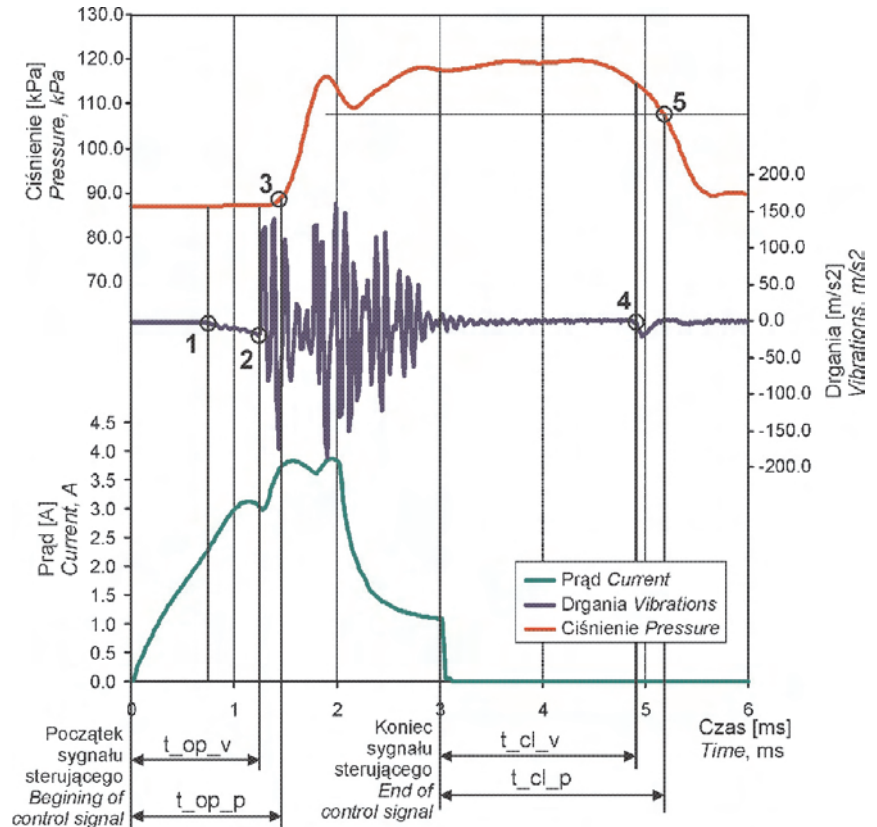


Fig. 6. Results for a control signal of 3 ms

Rys. 6. Wyniki pomiarów przy czasie sygnału sterującego 3 ms

The control signal is turned off in 3 ms, which is indicated by the current drop to 0. However, gas is still flowing out of the injector, which is signalled by maintaining the behind-injector pressure. At point 4 the acceleration in the axis of the movement of the valving element is noted again, which means this element is moving. Therefore, this point determines the injector closing lag time, i.e. 1.97 ms set by the vibration t_{cl_v} . It can be noted that this registered vibration is much smaller than for injector opening, which means that the impact of the valving element against the valve seat through the sealing element is damped.

The value of the injector closing lag time determined by pressure t_{cl_p} is determined as the injector pressure drop below the lowest value recorded after it opens at point 5. This value is 2.47 ms and is affected by both the error due to the gas flow inertia described and the method of the automatic determination of this time.

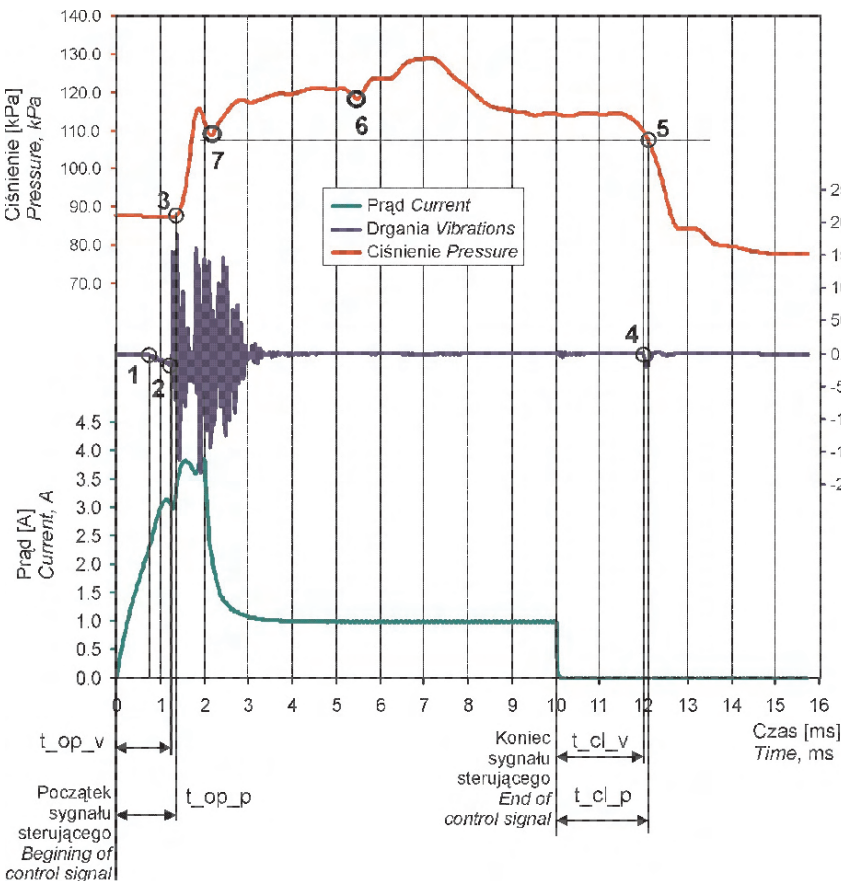


Fig. 7. Results for a control signal of 10 ms

Rys. 7. Wyniki pomiarów przy czasie sygnału sterującego 10 ms

Such a method to determine the algorithm of closing lag time has been adopted due to the time course of the before-injector pressure for longer times of a control signal (Fig. 7). In the system analysed (injector-test bed), the pressure drops instantaneously after about 3.5 ms of the actual opening of the injector (approx. 5.5 ms after the start of a control signal at point 6) and then increases again. Then, after about 3 ms, the pressure falls below the local minimum that occurs

W punkcie 1, odpowiadającym około 0,81 ms widoczne jest pojawienie się przyspieszenia w osi ruchu elementu zaworowego, co może świadczyć o rozpoczęciu ruchu tego elementu. Następnie widoczne jest uderzenie elementu zaworowego o magnetowód cewki (punkt 2) odpowiadające zakończeniu otwierania się zaworu, a zatem czasowi opóźnienia otwarcia wtryskiwacza wyznaczonemu z drgań, t_{op_v} . Wartość ta wynosi 1,24 ms.

W punkcie tym nadal nie jest rejestrowana zmiana ciśnienia za wtryskiwaczem. Widoczna jest ona dopiero w punkcie 3, odpowiadającym czasowi opóźnienia otwarcia wtryskiwacza wyznaczonemu z ciśnienia t_{op_p} . Wynosi on 1,54 ms, a zatem jest opóźniony względem czasu opóźnienia otwarcia wtryskiwacza wyznaczonego z drgań t_{op_v} o 0,3 ms. Opóźnienie to wynika z bezwładności przepływu gazu z wtryskiwacza do czujnika oddalonego od wyjścia wtryskiwacza o około 25 mm.

W 3 ms następuje wyłączenie sygnału sterującego, co zaznacza się w spadku prądu do wartości 0. Jednocześnie nadal występuje wypływ gazu z wtryskiwacza, co widoczne jest w utrzymaniu ciśnienia za wtryskiwaczem. W punkcie 4 widoczne jest ponowne wystąpienie przyspieszenia w osi ruchu elementu zaworowego świadczące o jego ruchu. Zatem punkt ten wyznacza na podstawie drgań t_{cl_v} czas opóźnienia zamknięcia wtryskiwacza. Wynosi on 1,97 ms. Można zauważyć, że zarejestrowane drgania są znacznie mniejsze niż przy otwarciu wtryskiwacza, co świadczy o tłumieniu uderzenia elementu zaworowego w gniazdo zaworu przez element uszczelniający.

Wartość opóźnienia zamknięcia wtryskiwacza ustalona na podstawie ciśnienia t_{cl_p} wyznaczana jest jako spadek ciśnienia za wtryskiwaczem poniżej najmniejszej wartości zarejestrowanej po jego otwarciu – punkt 5. Wartość ta wynosi 2,47 ms i jest obarczona zarówno błędem wynikającym z opisaną wcześniej bezwładności przepływu gazu,

jak i z metody automatycznego wyznaczania tego czasu.

Przyczyna przyjęcia do algorytmu takiej metody wyznaczania czasu opóźnienia zamknięcia wynika z przebiegu ciśnienia za wtryskiwaczem przy dłuższych czasach sygnału sterującego (rys. 7). W badanym układzie (wtryskiwacz–stanowisko) widoczny jest chwilowy spadek ciśnienia po około 3,5 ms rzeczywistego otwarcia wtryskiwacza (około 5,5 ms od rozpoczęcia sygnału sterującego – punkt 6), a następnie

earlier (point 7). Therefore, it is assumed that the algorithm to specify the ending of gas outflow based on pressure relies on detecting a pressure drop below the local minimum that occurs at injector opening (the level that corresponds to point 7). It is therefore evident that closing lag time can be determined more precisely by analysing vibration.

5. Research results

300 consecutive cycles of the injector were analysed on the test bench. The opening and closing lag times for each cycle were determined by the two methods, i.e. based on pressure and vibration. Figure 8 shows the average values of those times for injection times of 3 and 10 ms.

As noted, the average lag times specified by pressure and vibration are not identical. Lower values for both opening and closing lag times were specified by the vibration analysis. This difference of 0.30 ms for opening lag time is due to the inertia of the gas flow, or the time required for gas to flow from the injector valve to the point where pressure is measured (which is 25 mm away from the valve). For closing lag time, this difference is 0.42 ms. This is due to both the above mentioned inertia (0.30 ms) and the error of the method to determine injector closing lag time based on a pressure analysis as described in Chapter 4, i.e. 0.12 ms.

Figure 9 shows the standard deviation of injector opening and closing lag time obtained from 300 subsequent injection

jego ponowny wzrost. Po około 3 ms ciśnienie spada do poziomu poniżej minimum lokalnego występującego wcześniej (punkt 7). Zatem przyjęto, że algorytm wyznaczania zakończenia wypływu gazu na podstawie ciśnienia bazuje na wykryciu spadku ciśnienia poniżej wartości minimum lokalnego występującego w czasie otwarcia wtryskiwacza (poziom odpowiadający punktowi 7). Widoczne jest zatem, że na podstawie analizy drgań możliwe jest bardziej precyzyjne wyznaczenie czasu opóźnienia zamknięcia wtryskiwacza.

5. Wyniki badań

W ramach badań przeprowadzono analizę kolejnych 300 cykli pracy wtryskiwacza na stanowisku badawczym. Dla każdego cyklu określono czasy opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza metodami: opartą na analizie ciśnienia i opartą na analizie drgań. Na rysunku 8 przedstawiono średnie wartości tych czasów dla czasów wtrysku wynoszących odpowiednio 3 i 10 ms.

Jak można zauważyć, średnie wartości czasów opóźnienia wyznaczonych na podstawie ciśnienia i drgań nie są jednakowe. Zarówno dla czasu opóźnienia otwarcia, jak i dla czasu opóźnienia zamknięcia mniejsze wartości wyznaczono na podstawie analizy drgań. W przypadku opóźnienia otwarcia różnica ta wynosi 0,30 ms i wynika z bezwładności przepływu gazu – czyli czasu potrzebnego do

przepręgnięcia gazu od zaworu we wtryskiwacz do punktu pomiaru ciśnienia (w badaniach oddalonego od zaworu o około 25 mm). W przypadku opóźnienia zamknięcia różnica ta wynosi już 0,42 ms. Wynika to zarówno z wyżej opisanego zjawiska bezwładności (0,30 ms) oraz z błędu metody określania chwili zamknięcia wtryskiwacza na podstawie analizy ciśnienia opisanej w rozdziale 4 (0,12 ms).

Rysunek 9 przedstawia wartości odchylenia standardowego czasów opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza uzyskanych z kolejnych 300 cykli wtrysku. Jak można zauważyć, w obu przypadkach analiza sygnału drgań pozwoliła na uzyskanie wyników o większej powtarzalności (mniejszym odchyleniu standardowym). Dla czasu opóźnienia otwarcia różnica ta wynosi zaledwie 3% i może być uznana za nieistotną, natomiast w przypadku czasu opóźnienia zamknięcia różnica ta wynosi aż 30%.

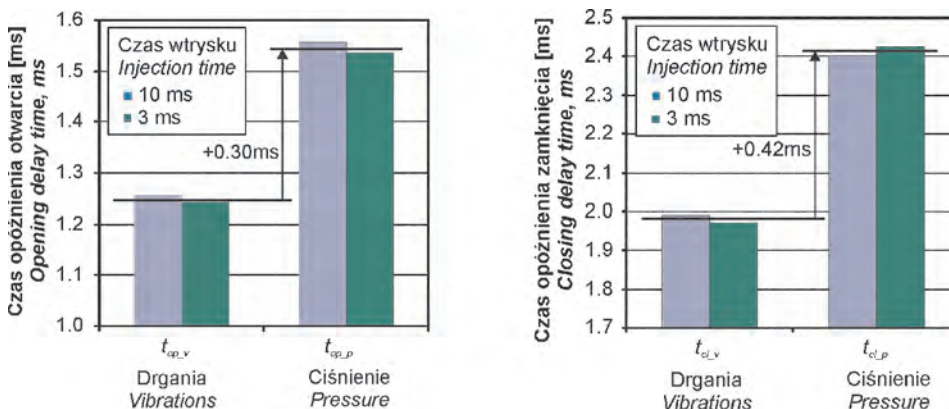


Fig. 8. Mean injection opening and closing lag times specified by pressure and vibration

Rys. 8. Średni czas opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza wyznaczony na podstawie ciśnienia i drgania

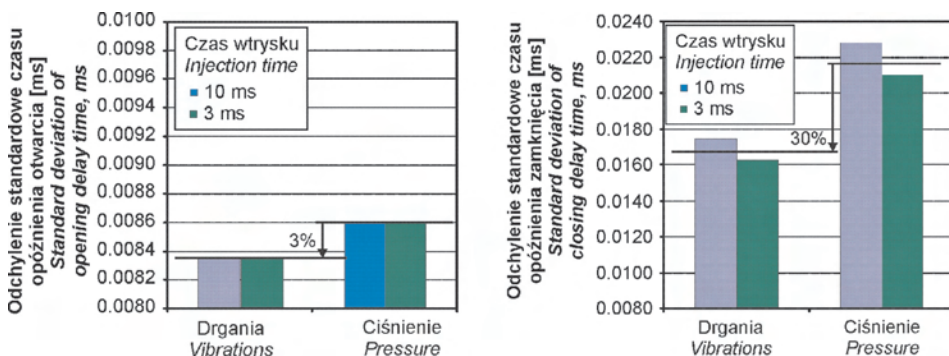


Fig. 9. Standard deviation of the injector opening and closing lag times determined by pressure and vibration

Rys. 9. Odchylenie standardowe czasu opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza wyznaczone na podstawie ciśnienia i drgania

cycles. As seen, the vibration signal analysis made it possible to obtain results with greater repeatability (lower standard deviation) for the both cases. For opening lag time, this difference is only 3% and can be considered negligible, while for closing lag time is as high as 30%.

6. Summary

By analysing the results, it can be concluded that:

- 1) the new method gives results comparable to those obtained by the standard method, but;
- 2) the method based on vibration measurements helps eliminate the error related to gas flow inertia, which increased the accuracy of specifying injector opening and closing lag times,
- 3) the greater repeatability of the analysis is obtained, which is signalled by smaller standard deviation. This is particularly evident in the case of injector closing lag time.

In conclusion, the proposed method allows easy and accurate measurement of injector opening and closing lag times without interfering with an injector construction.

6. Podsumowanie

Analizując wyniki można stwierdzić, że:

- 1) opracowana metoda daje wyniki porównywalne z uzyskiwanymi metodą standardową, lecz
- 2) metoda oparta na pomiarze drgań pozwoliła na wyeliminowanie błędu związanego z bezwładnością przepływu gazu, co zwiększyło dokładność wyznaczania czasów opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza,
- 3) uzyskano większą powtarzalność wyników analizy widoczną w mniejszym odchyleniu standardowym. Widoczne jest to szczególnie w przypadku czasu opóźnienia zamknięcia wtryskiwacza.

Podsumowując, można stwierdzić, że proponowana metoda pozwala na łatwy i dokładny pomiar czasów opóźnienia otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza bez ingerencji w konstrukcję wtryskiwacza.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Czarnigowski J.: The impact of supply pressure on gas injector expenditure characteristics, *Combustion Engines (Silniki Spalinowe)* 2/2010 (141), p. 18-26.
- [2] Czarnigowski J., Wendeker M., Jakliński P., Rola M., Grabowski Ł., Pietrykowski K.: CFD model of fuel rail for LPG systems, SAE 2007-01-2053.
- [3] Jakliński P., Czarnigowski J., Wendeker M.: The Effect of Injection Start Angle of Vaporized LPG on SI Engine Operation Parameters, SAE 2007-01-2054.
- [4] Jakliński P., Grabowski Ł., Wendeker M., Czarnigowski J., Szczyński P., Barański G., Sochaczewski R.: Analiza wpływu umieszczenia wtryskiwacza LPG na parametry pracy silnika o zapłonie iskrowym, PTNSS-2007-SS4-222, *Silniki Spalinowe* nr 4/2007, s. 33-41.
- [5] Lee S., Kuswaka J., Daisho Y.: Mixture Formation and Combustion Characteristics of Directly Injected LPG Spray, SAE Technical Paper 2003-01-1917.
- [6] Małek A., Wendeker M., Czarnigowski J., Grabowski Ł., Jakliński P., Barański G., Sochaczewski R., Podleśny M.: Stanowisko do badań prehomologacyjnych dla pojazdów wyposażonych w układ sekwencyjnego wtrysku gazu LPG, PTNSS CONGRESS-2007 P07-C148, *Silniki Spalinowe* PTNSS-2007-SC2.
- [7] Regulamin nr 83 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ) — jednolite przepisy dotyczące homologacji pojazdów w zakresie emisji zanieczyszczeń w zależności od paliwa zasilającego silnik, *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej* L(legislacja) nr 119 z 6.5.2008, s. 1-181.

Prof. Mirosław Wendeker, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.
e-mail: m.wendeker@pollub.pl



Mr. Jacek Czarnigowski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Jacek Czarnigowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.
e-mail: j.czarnigowski@pollub.pl



Mr. Mariusz Duk, DEng. – doctor in the Faculty of Electrical Engineering and Computer Science at Lublin University of Technology.

Dr inż. Mariusz Duk – adiunkt na Wydziale Elektrotechniki i Informatyki Politechniki Lubelskiej.
e-mail: m.duk@pollub.pl



Mr. Grzegorz Barański, MEng. – technical worker in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology

Mgr inż. Grzegorz Barański – pracownik techniczny na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.
e-mail: g.baranski@pollub.pl



Mr. Tomasz Zyska, MEng. – Laboratory assistant in the Faculty of Electrical Engineering and Computer Science at Lublin University of Technology.

Mgr inż. Tomasz Zyska – pracownik techniczny na Wydziale Elektrotechniki i Informatyki Politechniki Lubelskiej.
e-mail: t.zyska@pollub.pl



Influence of (hydrous) ethanol blends on (particle) emissions of small 2- & 4-stroke scooters Part 1

The objectives of the present work are to investigate the regulated and unregulated (particle) emissions of a classical and modern 2-stroke and a typical 4-stroke scooter with different ethanol blend fuels. There is also comparison of two different ethanol fuels: pure ethanol (E) and hydrous ethanol (EH) which contains 3.9% water and is denatured with 1.5% gasoline. Special attention is paid in this research to the hydrous ethanol, since the production costs of hydrous ethanol are much less than those for (dry) ethanol.

The vehicles are with carburettor and without catalyst, which represents the most frequent technology in Eastern Asia and offers the information of engine-out emissions. Exhaust emissions measurements have been performed with fuels containing ethanol (E), or hydrous ethanol (EH) in the portion of 5, 10, 15 and 20% by volume. During the test systematical analysis of particle mass (PM) and nanoparticles counts (NP) were carried out.

The present investigations did not concern the durability of parts exposed to the chemical influences of ethanol. Also the cold start, particularly in extreme conditions and the lube oil dilution were not addressed.

Keywords: ethanol, particle emission, 2-stroke engines, scooters

Wpływ mieszanek etanolowych na emisję cząstek stałych z małych skuterów dwu- i czterosuwowych Część 1

W artykule przedstawiono badanie uregulowanych i nieuregulowanych prawnie emisji cząstek dla klasycznego i nowoczesnego skutera 2-suwowego i typowego skutera 4-suwowego zasilanych paliwami o różnym udziale etanolu. Ponadto zamieszczono porównanie dwóch różnych paliw etanolowych: czystego etanolu (E) i wodnego etanolu (EH) zawierającego 3,9% wody i skażonego 1,5-procentowym stężeniem benzyny. Szczególnie skupiono się na badaniach wodnego etanolu, od chwili, gdy koszty produkcji etanolu z dodatkiem wody okazały się mniejszy niż etanolu bez takiego dodatku.

Pojazdy są wyposażone w gaźnikowy układ zasilania i nie posiadają reaktora katalizacyjnego, co stanowi najczęstsze rozwiązanie konstrukcyjne w Azji Wschodniej, umożliwiając uzyskanie tym samym informacji o emisji z silnika.

Pomiary emisji spalin przeprowadzono na paliwach zawierających etanol (E) lub wodny etanol (EH) o udziale objętościowym odpowiednio 5, 10, 15 i 20%. Podczas pomiaru dokonywano systematycznej analizy masy cząstek stałych i liczby nanocząstek (NP).

Obecne prace badawcze nie dotyczyły trwałości elementów poddanych chemicznemu oddziaływaniu etanolu. Ponadto nie uwzględniono tzw. "zimnego startu", szczególnie w warunkach granicznych oraz rozcieńczenia oleju smarującego.

Słowa kluczowe: etanol, emisja cząstek stałych, silniki 2-suwowe, skutery

1. Introduction

The growth to sustainability of the transportation fuels is highly stimulated by the EU directives and blending of 5.75% fuel derived from biomass should be achieved in 2010 and the legislation is aiming for 20% into the year 2020. Ethanol produced by fermentation of corn (the first generation) and biomass (the second generation) and methyl esters of fats and oils (the first/second generation bio diesel) are the renewable fuel. Several countries have objectives to substitute a part of the energy of traffic by ethanol as the renewable energy source.

Laboratories for IC-Engines and Exhaust Emission Control (AFHB) of the University of Applied Sciences, Biel, Switzerland are involved since 2000 in several research projects about emission factors and possibilities of reduction of (nano)particle emissions of 2-wheelers. A special attention

1. Wprowadzenie

Wzrost możliwości dostarczania paliw w transporcie jest w znacznej mierze stymulowany dyrektywami Unii Europejskiej, dzięki którym w 2010 r. zastosowano mieszanekę zawierającą 5,75% paliwa otrzymanego z biomasy; ustawodawca zamierza osiągnąć w 2020 r. mieszanekę zawierającą 20% biomasy. Etanol wytworzony w procesie fermentacji kukurydzy (pierwsza generacja) i biomasy (druga generacja) estrów metylowych tłuszczu i olejów (biodiesel pierwszej/drugiej generacji) stanowią paliwa odnawialne. Kilka państw pragnie zastąpić część energii w ruchu ulicznym tą, która jest zawarta w etanolu jako odnawialnym źródle energii.

Laboratoria Silników Spalinowych i Kontroli Emisji Spalin (AFHB) Uniwersytetu Nauk Stosowanych w Biel, w Szwajcarii, są zaangażowane od 2000 r. w kilka projektów badawczych dotyczących czynników emisji i możliwości

was paid to the 2-stroke scooters, which have much higher particle emission, than the 4-strokers.

In an international network project, treating about analytics and possibilities of reduction of (nano)particle emissions from 2-S scooters, several topics were investigated [1 – 6] and the combinations of technical measures to lower the particle emissions of scooters confirmed the expected effects and showed considerable reduction potentials. These technical measures were:

- higher tier lube oils
- lower oil dosing
- active oxidation catalyst
- supplementary filtration & oxidation device (wire-mesh filter-catalyst WFC)
- special fuel.

The special fuel used in those tests was Alkylat Aspen gasoline with a uniform HC-matrix (mostly isoctane) and no aromatics. This special gasoline is recommended in Switzerland for the hand-held machines in professional application.

The idea of using ethanol blends was known, but not applied before in the research of scooters.

Ethanol is used for passenger cars for a long time (Brazil). In the last years, due to the increasing prices of crude oil, there is a growing interest for ethanol. Several countries have objectives to substitute a part of the energy of traffic by the renewable energy. On the other hand there are interferences with the prices of food in certain regions.

Some manufacturers offer FFV (flex fuel vehicles), which is particularly challenging for high ethanol content (E85) in countries, like Sweden with colder climatic conditions. There are several technical problems to resolve to guarantee the long live operation of the engine with E85 [7 – 11]:

- adaptation of engine construction in regard to a changed thermal stress of combustion chamber parts,
- adaptation of spark plugs and injectors,
- fuel injection system,
- wear of valves, pistons, rings and liners,
- polymer materials and sealings,
- crankcase ventilation and oil dilution,
- software of engine ECU, new or flexible parameter settings.

Small portions of ethanol E5 are generally accepted for the vehicle fleets without any adaptations.

Very useful information about handling of gasoline-ethanol blends up to 10% v/v is given in the CONCAWE report No. 3/08 [12].

The objectives of the present work are to investigate the limited and the unregulated emissions of typical 2-stroke and 4-stroke scooters 50 cc with different ethanol blend fuels, with pure and hydrous ethanol. The vehicles are with carburettor and without catalyst, which represents the most frequent technology in Eastern Asia and offers the information of engine-out emissions.

Ethanol fuel specifications worldwide traditionally dictate use of anhydrous ethanol (less than 1% water) for gasoline blending. This result in additional costs, energy

zmniejszenia emisji nanocząstek pojazdów dwukołowych. Szczególną uwagę poświęcono skuterom 2-suwowym, u których występuje znacznie większa emisja cząstek stałych niż u skuterów z silnikami 4-suwowymi.

W ramach międzynarodowego projektu sieciowego, dotyczącego obliczeń i możliwości zmniejszenia emisji nanocząstek ze skuterów 2-suwowych, rozważano wybrane problemy naukowe [1 – 6], a zastosowane do ich rozwiązania środki techniczne zmierzające do obniżenia emisji cząstek stałych z silników tych pojazdów potwierdziły, przez odpowiednie wyniki działań, że istnieją potencjalne możliwości obniżenia emisji cząstek stałych ze skuterów.

Do zastosowanych środków technicznych zmierzających do obniżenia emisji cząstek stałych z silników spalinowych skuterów należały:

- wyższa klasa oleju smarującego
- mniejsze dawkowanie oleju
- aktywny utleniający reaktor katalityczny
- dodatkowe urządzenie filtracyjno-utleniające (filtr siatkowy, reaktor WFC)
- specjalne paliwo.

Zastosowane w badaniach specjalne paliwo stanowiła benzyna alkilat-topola (*Alkylat Aspen*) z jednorodną strukturą HC (głównie izooktan) bez udziału węglowodorów aromatycznych. Ta specjalna benzyna jest zalecana w Szwajcarii dla maszyn ręcznych do specjalistycznych zastosowań.

Idea zastosowania mieszanek etanolowych była znana, lecz nie zastosowana w badaniach skuterów.

Etanol jest stosowany od dawna w samochodach osobowych (Brazylia). W ostatnich latach, z powodu wzrastających cen ropy naftowej, zwiększa się zainteresowanie etanolem.

Niektóre z państw pragną zastąpić część energii zużywanej przez środki transportu w ruchu ulicznym energią, która jest uzyskiwana ze źródeł odnawialnych. Należy jednak pamiętać, iż takie działanie ma wpływ na wzrost cen żywności w danych regionach.

Niektórzy producenci oferują pojazdy wielopaliwowe (FFV – *flex fuel vehicles*), co stanowi szczególnie wyzwanie dla paliw o dużej zawartości etanolu (E85) w krajach o chłodniejszym klimacie, jak np. Szwecja. Istnieje kilka problemów technicznych do rozwiązania celem zapewnienia długiego okresu pracy silnika przy stosowaniu paliwa E85 [7 – 11]:

- przystosowanie konstrukcji silnika do zmienionych naprężeń termicznych elementów komory spalania,
- rozmieszczenie świec zapłonowych i wtryskiwaczy,
- system wtrysku paliwa,
- zużycie zaworów, tłoków, pierścieni tłokowych i tulei cylindrowych,
- materiały polimerowe,
- przewietrzanie skrzyni korbowej i rozcieńczanie oleju smarującego,
- oprogramowanie sterownika ECU silnika, nowe lub elastyczne ustawienia parametrów.

Niewielkie udziały etanolu są ogólnie akceptowane dla floty pojazdów bez konieczności wprowadzania jakichkolwiek zmian.

usage and environmental impacts associated with the extra processing step required to dehydrate the hydrous ethanol produced via distillation (4 – 5% water) to meet the current anhydrous ethanol specifications. For saving costs and energy the hydrous ethanol may be effectively used in most ethanol/gasoline blending applications, reducing or eliminating the need for anhydrous ethanol production and distribution [13, 14]. The hydrous ethanol is predisposed to be a subject to standardisation and acceptance by major stakeholders in the fuel and automotive industries.

During the tests a systematical analysis of particle mass (PM) and nanoparticles counts (NP) was performed.

2. Investigated scooters

The research of emissions with alcohol was performed on the Piaggio Typhoon 2-stroke and with an older type 2-stroke Kreidler Florett small motorcycle (lube oil directly mixed with the fuel). Figure 1 shows both vehicles in the laboratory and Table 1 represents the most important data.



Fig. 1. Investigated 2-S Scooter: a) Piaggio Typhoon 2-S 50 cc, b) Kreidler Florett 2-S 50cc

Rys. 1. Badane 2-suwowe skutery: a) Piaggio Typhoon o objętości skokowej 50 cm³, b) Kreidler Florett o objętości skokowej silnika 50 cm³

The investigated 4-S Scooter was Honda Zoomer with carburettor and without catalyst, Fig. 2. The most important data of this vehicle represents Table 2.

All vehicles use simple conventional carburettors with a cable-controlled throttle body and needle.

Fuels

As a basic fuel a standard gasoline, lead-free, RON 95, Swiss market quality was used. At the beginning of network projects about the particle emissions of 2-S scooters 2004 a large batch of this gasoline was purchased to perform all research with the same fuel.

The sulphur content of this gasoline was analysed and no sulphur was found (detection limit < 2 ppm). The investigated fuel blends contained ethanol (E), or hydrous ethanol (EH) in

Bardzo pomocne informacje dotyczące mieszanek benzyny i etanolu aż do udziału objętościowego równego 10% można uzyskać w raporcie CONCAWE nr 3/08 [12].

Celem niniejszej pracy jest zbadanie limitowanych oraz nieuregulowanych przepisami emisji typowych skuterów dwu- i czterosurowych o objętości skokowej silnika równej 50 cm³ dla paliw o różnym udziale etanolu, czystego etanolu i etanolu z dodatkiem wody. Pojazdy są wyposażone w gaźnikowy układ zasilania i nie posiadają reaktora katalitycznego – jest to najczęściej spotykane rozwiązanie konstrukcyjne skuterów użytkowanych w Azji Wschodniej, a uzyskana emisja składników szkodliwych spalin z tych pojazdów daje informacje o rzeczywistej emisji w układzie wylotowym silnika.

Parametry techniczne paliwa etanolowego, w skali światowej, tradycyjnie wymuszają użycie bezwodnego etanolu (mniej niż 1% wody) dla mieszanek benzynowych. Prowadzi to do dodatkowych kosztów związanych z jego wytworzeniem, do zwiększenia zużycia energii i wiąże się z wpływem na środowisko naturalne dodatkowego procesu jego przetwarzania wymaganego w celu odwodnienia wodnego etanolu wytworzonego w procesie destylacji (4 – 5% wody), aby spełnić obecne wymagania techniczne bezwodnego etanolu. W celu zmniejszenia kosztów i zużycia energii, wodny etanol może być efektywnie użyty w większości zastosowań mieszanek etanolu i benzyny, zmniejszając lub eliminując

potrzebę produkcji i dystrybucji bezwodnego etanolu [13, 14]. Wodny etanol jest paliwem akceptowanym przez główne podmioty przemysłu paliwowego i samochodowego.

Podczas badań dokonywano systematycznej analizy masy cząstek (PM) i liczby nanocząstek (NP).

2. Badane skutery

Badania emisji pojazdu zasilanego alkoholem przeprowadzono na 2-suwowym skuterze Piaggio Typhoon i starszym małym 2-suwowym skuterze Kreidler Florett (rozwiązanie konstrukcyjne, w którym olej smarujący jest wymieszany bezpośrednio z paliwem).

Na rysunku 1a i 1b przedstawiono oba pojazdy w laboratorium, a w tabeli 1 zawarto najważniejsze ich dane techniczne.

Table 1. Data of the investigated 2-S scooters
Tabela 1. Dane techniczne badanych skuterów

–	Piaggio	Kreidler
Vehicle identification/oznaczenie pojazdu	typhoon	K54/511 Florett RS
Model year/model roku	2004	1976
Transmission no. of gears/rodzaj przekładni i liczba biegów	variomat	m5
Km at beginning/stan licznika [km]	670	8316
Engine/silnik Type/typ Displacement/objętość skokowa [cm ³]	2 stroke 50	2 stroke 50
Number of cylinders/liczba cylindrów	1	1
Cooling/rodzaj chłodzenia	air cooled/powietrzem	air cooled/powietrzem
Rated power/znamionowa moc użyteczna [kW]	3.2	3.93
Rated speed rpm/prędkość znamionowa [obr/min]	6500	7000
Idling speed rpm/prędkość biegu jałowego [obr/min]	1800	1800
Max vehicle speed/maks. prędkość pojazdu [km/h]	45	70
Weight empty/masa własna [kg]	84	93
Mixture preparation/przygotowanie mieszanki	carburettor with automatic oil pump/gaźnik z automatyczną pompą olejową	carburettor blend 2% lube oil in gasoline/gaźnik; dodatek 2% oleju smarującego w benzynie
SAS (secondary air system)/system powietrza wtórnego	Yes/tak	No/nie
Catalyst/reaktor katalityczny	Dummy/atrapa	No/nie



Fig. 2. Investigated 4-S scooter: Honda Zoomer 4-S 50 cc

Rys. 2. Badany 4-suwowy skuter Honda Zoomer o objętości skokowej

Wszystkie pojazdy posiadają konwencjonalne gaźniki ze sterowaną linką przepustnicą i iglicą.

Paliwa

Jako paliwo podstawowe zastosowano standardową benzynę bezołowiową, RON 95, zgodną z jakością stosowanych paliw w Szwajcarii.

Na początku projektu sieciowego dotyczącego emisji cząstek stałych ze skuterów 2-suwowych 2004 zakupiono znaczną ilość benzyny w celu przeprowadzenia badań na tym samym paliwie. Dokonano analizy zawartości siarki w powyższej benzynie, w wyniku której stwierdzono brak powyższego składnika (granica wykrycia < 2 ppm). Badana mieszanka paliwowa zawierała etanol (E) lub wodny etanol (EH) o udziale objętościowym 5, 10, 15 i 20%.

Czysty etanol stanowi C₂H₅OH, a etanol wodny zawiera: etanol – 94,56% objętości, wodę – 3,94% objętości i benzynę – 1,5% objętości.

W tabeli 3 zamieszczono najważniejsze dane o paliwach zastosowanych w badaniach. Można zauważyć, iż wraz ze wzrostem udziału etanolu wymaganie dotyczące ilości powietrza niezbędnego do spalania stechiometrycznego zmniejsza się. Oznacza to (ze względu na w przybliżeniu stały

strumień powietrza), że mieszanka paliwowo-powietrzna będzie uboższa. Ponadto występuje mniejsza wartość ciepła w etanolu. Punkt wrzenia dla stałej temperatury i duże utajone ciepło parowania etanolu mogą powodować duże trudności podczas uruchamiania silnika w niskich temperaturach.

Oleje smarujące

Zastosowane oleje smarujące były zgodne z wymaganiami producentów pojazdów:

- dla skutera Piaggio Typhoon – olej syntetyczny Selenia HI-Scooter 2 TECH, kod produktu: 1050, Piaggio 2966, API TC ++
- dla skutera Kleider Florett – olej syntetyczny Motorex Nbr. 4 [15]
- dla skutera Honda Zoomer – Motorex 10W-40, API SG.

3. Aparatura pomiarowa

Hamownia podwoziowa

- hamulec rolkowy: Schenk 500 G5 60
- system sterowania kierowcy: Zöllner FLG, 2Typ. RP 0927-3d, Progr., wersja 1.4
- system CVS: Horiba CVS 9500T z dmuchawą Rootsa
- klimatyzacja w hali pomiarowej (powietrze wlotowe i rozcieńczające – automatyczna, temperatura: 20 – 30 °C, wilgotność: 5,5 – 12,2 g/kg

the portions of 5, 10, 15 and 20% by volume. Pure ethanol is C_2H_5OH and the hydrous ethanol contains: 94.56% vol ethanol, 3.94% vol water and 1.5% gasoline. The most important parameters of the fuels used are summarized in the Table 3.

It can be seen, that with increasing the ethanol ratio the stoichiometric air requirement of the blendfuel decreases. That means by an approximately equal air flow rate the air-fuel-mixture will be leaner. Furthermore there is less heat value in ethanol. The boiling point at a fix temperature and the high latent heat of evaporation of ethanol may cause serious problems of cold starting.

Lube oils

The lube oils used were according to the requirements of vehicle manufacturers:

- for Piaggio Typhoon – fully synthetic Selenia HI-Scooter 2 TECH oil, product code: 1050, Piaggio 2966, API TC ++
- for Kleider Florett – fully synthetic oil Motorex Nbr. 4, [15]
- for Honda Zoomer – Motorex 10W-40, API SG.

3. Measuring apparatus & procedures

Chassis dynamometr

- roller dynamometer: Schenk 500 G5 60
- driver conductor system: Zöllner FLG, 2Typ. RP0927-3d, Progr., Version 1.4
- CVS dilution system: Horiba CVS 9500T with Roots blower
- air conditioning in the measuring hall (intake and dilution air) automatic, temperature: 20 – 30 °C, humidity: 5.5 – 12.2. g/kg

The measuring set-up on a chassis dynamometer is represented in Fig. 3.

Test equipment for regulated exhaust gas emissions

This equipment fulfills the requirements of the Swiss and European exhaust gas legislation – 70/220/EEC – 2003/76/EC; 97/24/EC – chap. 5 – 2002/51/EC.

– Gaseous components:

- exhaust gas measuring system Horiba MEXA-9400H
- CO, CO_2 infrared analyzers (IR)
- HC_{IR} only for idling
- HC_{FID} flame ionization detector for total hydrocarbons
- NO/NO_x chemoluminescence analyzer (CLA)
- O_2 Magnos (paramagnetic analyzer)

Table 3. Parameters of fuels used [9]

Tabela 3. Parametry zastosowanych paliw [9]

		Gasoline/ benzyna	Ethanol/ etanol C_2H_5OH	E10	E15	E20	EH10	EH15	EH20
Density/gęstość	[g/cm ³]	0.737	0.789	0.742	0.745	0.747	0.743	0.746	0.749
Stoichiometric air/fuel ratio/ stechiometr. wsp. powietrze/paliwo	[-]	14.6	9.0	14.00	13.71	13.42	13.96	13.64	13.33
Lower caloric value/dolna wartość opałowa	[MJ/kg]	43.0	26.8	41.3	40.4	39.6	41.1	40.2	39.3
^{*)} boiling point/temp. wrzenia	[°C]	30 – 200	78.5						
^{*)} research octane nbr./badawcza liczba oktanowa	[-]	95	111						
^{*)} latent heat of evaporation/utajone ciepło parowania	[kJ/kg]	420	845						

^{*)} according to [9]/zgodnie z [9]

Table 2. Data of the investigated 4-S scooter

Tabela 2. Dane techniczne badanego skutera 4-suwowego

–	Honda
Vehicle identification/oznaczenie pojazdu	Zoomer NPS 50
Model year/model roku	2004
Transmission no. of gears/rodzaj przekładni i liczba biegów	variomat
Km at beginning/stan licznika	74 km
Engine/silnik: Type/rodzaj Displacement/objętość skokowa [cm ³] Number of cylinders/liczba cylindrów	4 stroke/4-suwowy 50 1
Cooling/rodzaj chłodzenia	water cooled/wodne
Rated power/znamionowa moc użyteczna [kW]	3.1
Rated speed, rpm/prędkość znamionowa [obr/min]	7500
Idling speed, rpm/prędkość biegu jałowego [obr/min]	1600 – 1800
Max vehicle speed/maks. prędkość pojazdu [km/h]	60
Weight empty/masa własna [kg]	90
Mixture preparation/przygotowanie mieszanki	carburettor/gaźnik
SAS (secondary air system)/system powietrza wtórnego	yes/tak
Catalyst/reaktor katalityczny	dummy/atrapa

Na rysunku 3 przedstawiono stanowisko pomiarowe na hamowni podwoziowej.

Wyposażenie badawcze dla normatywnych badań emisji spalin

Wyposażenie badawcze dla normatywnych badań emisji spełnia wymagania szwajcarskich i europejskich unormowań prawnych w zakresie emisji spalin: 70/220/EEC – 2003/76/EC; 97/24/EC – rozdz. 5 – 2002/51/EC.

– Składniki gazowe:

- system do pomiaru emisji spalin Horiba MEXA-9400H
- CO, CO_2 analizator na podczerwień (IR – *infrared analyzers*)
- HC_{IR} jedynie dla biegu jałowego
- HC_{FID} analizator płomieniowo-jonizacyjny dla całkowitej ilości węglowodorów

The dilution ratio DF in the CVS-dilution tunnel is variable and can be controlled by means of the CO₂-analysis.

- Measurement of the particulate mass (PM): sampling from the full-flow dilution tunnel filter temperature – 52 °C conditioning of filter: 8 – 24 h (20 °C, rel. humidity 50%) scale: Mettler, accuracy ± 1 µg

Particle size analysis

In addition to the gravimetric measurement of particulate mass, the particle size and counts distributions were analyzed with following apparatus:

- SMPS – Scanning Mobility Particle Sizer, TSI (DMA TSI 3081L, CPC TSI 3772)
- NanoMet – System consisting of:
 - PAS – Photoelectric Aerosol Sensor (Eco Chem PAS 2000)
 - DC – Diffusion Charging Sensor (Matter Eng. LQ1-DC)
 - MD19 tunable minidiluter (Matter Eng. MD19-2E, see Fig. 3).

SMPS enables to count nanoparticles according to their size distribution (10 – 400 nm). PAS (photoelectric aerosol sensor) is sensitive to the surface of particulates and to the chemical properties of the surface. It indicates the solid particles with carbonaceous surface. This type of particles

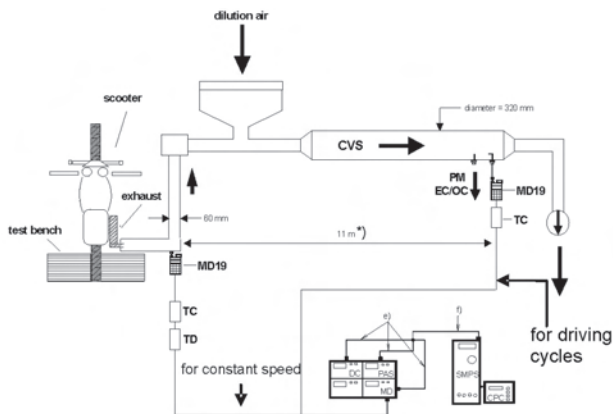


Fig. 3. Sampling and measuring set-up for nanoparticulate analysis of scooters

Rys. 3. Stanowisko poboru spalin i pomiarowe do analizy nanocząstek w spalinach silników skuterów

- NO/NO_x analizator chemiluminescencyjny (CLA)
- O₂ analizator paramagnetyczny
- Współczynnik rozcieńczenia w tunelu rozcieńczającym CVS jest zmienny i może być regulowany za pomocą środków technicznych stosujących ocenę CO₂.
- Pomiar masy cząstki stałej (PM): próbkowanie z pełno-przepływowego tunelu rozcieńczającego, temperatura filtra – 52 °C, kondycjonowanie filtra: 8 – 24 h (20 °C, wilgotność względna 50%), skala: Mettler, dokładność ± 1 µg.

Analiza rozmiaru cząstki

Oprócz gravimetrycznego pomiaru masy cząstki, analizowano rozkład wymiarowy i liczbę cząstek z zastosowaniem następującej aparatury:

- SMPS – skaningowy analizator wymiarowy cząstek stałych oparty na analizie ruchliwości elektrycznej cząstek Sizer, TSI (DMA TSI 3081L, CPC TSI 3772)
- NanoMet – system zawierający:
 - PAS – fotoelektryczny czujnik aerozolu (Eco Chem PAS 2000)
 - DC – czujnik rozcieńczenia ładunku (Matter Eng. LQ1-DC)
 - MD19 minitunel rozcieńczający (Matter Eng. MD19-2E, patrz rys. 3).

SMPS umożliwia pomiar nanocząstek zgodnie z ich rozkładem wymiarowym (10 – 400 nm).

Czujnik PAS jest wrażliwy na powierzchnię cząstek i chemiczne właściwości powierzchni. Wskazuje stałe cząstki z powierzchnią węglową. Ten rodzaj cząstek jest rzadko możliwy do pomiaru w spalinach silników 2-suwowych, stąd wyniki PAS nie są przedstawione w powyższej pracy.

Przetwornik DC umożliwia pomiar całkowitej powierzchni cząstki niezależnie od chemicznych właściwości. Wskazuje cząstki stałe i kondensaty. Wyniki uzyskane z zastosowaniem przetwornika DC są bardzo zgodne ze zmierzoną masą cząstki stałej. Na rysunku 3 przedstawiono stanowisko poboru spalin i pomiarowe zastosowane w badaniach.

Próbkowanie pomiarów nanocząstek jest dokonywane w przewodzie wylotowym silnika dla podstawowych badań przy stałej prędkości, a dla cykli jezdnych pobór próbki jest z systemu CVS (zgodnie z PMP). Minitunel MD19 jest grzany do temperatury 120 °C. Wszystkie pomiary zrealizowane w pracy przeprowadzono bez zastosowania termoklimatyzatora (TC).

Praca gorącego silnika w warunkach stacjonarnych została przedłużona do 20 minut w celu uzyskania wystarczającej masy cząstek na filtrze pomiarowym do analizy PM. Wartości graniczne dla stanowiska pomiarowego ustalono zgodnie ze szwajcarskimi unormowaniami prawnymi w zakresie emisji spalin dla motocykli (masa odniesienia 170 kg; a/b/c= 10/0/0,0245, pochłonięta moc 0.547 kW/40 km/h).

4. Procedury badawcze

Badania podstawowe z zastosowaniem paliw opartych na etanolu przeprowadzono dla każdego wariantu paliwa

is rarely measurable in the 2-S exhaust gas and the results of PAS are not represented in this paper.

DC (diffusion charging sensor) measures the total particle surface independent of the chemical properties. It indicates the solids and the condensates. The results of DC correspond very well with the measured particle mass PM. The sampling and measuring set-up during the tests is shown in Fig. 3.

The sampling position for NP-measurements is at tailpipe (TP) for basic investigations at constant speed and for driving cycles the sampling position from CVS (according to PMP) is used. The minidiluter MD19 is heated to 120 °C. All NP-measurements in this work were performed without the thermoconditioner (TC). The stationary warm operation was prolonged until 20 min to get enough mass on the measuring filters for the analysis of PM. The driving resistances of the test bench were set according to the Swiss exhaust gas legislation for motorcycles. (reference mass 170 kg; a/b/c = = 10/0/0.0245; absorbed power 0.547 kW@40 km/h).

4. Research procedures

The basic investigations with ethanol-based fuels were performed with each variant of fuel according to the same procedure:

- 5 min conditioning at full load
- legal test cycle
 - for Piaggio Typhoon limited to 45 km/h ECE 47¹⁾
 - for Kreidler and Honda unlimited speed ECE 40²⁾
 - constant speed 40 km/h
 - first 5 min conditioning
 - further 10 min measurements of PSD's with SMPS
 - last 3 min – last scan SMPS.

The legal driving cycles are represented in Fig. 4.

Acknowledgements

The authors would like to express their gratitude for the support of the project to BAFU (Swiss EPA), Dr. M. Schiess and to the Process Design Center B.V.NL and TU Delft.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

AFHB	Abgasprüfstelle der Fachhochschule, Biel CH(Lab. For Exhaust Gas Control, Univ. of Appl. Sciences, Biel-Bienne, CH)/Laboratorium Kontroli Emisji Spalin Uniwersytetu Nauk Stosowanych w Biel-Bienn
BAFU	Bundesamt für Umwelt (Swiss EPA)/Federalny Urząd ds. Środowiska (Szwajcarski oddział EPA)
C	Carburetor/gaźnik
Carb	Carburetor/gaźnik
CMD	count median diameter/obliczona średnia wartość średnicy

¹⁾ according to 97/24/EC chap. 5 annex 1

²⁾ according to 97/24/EC chap. 5 annex 2

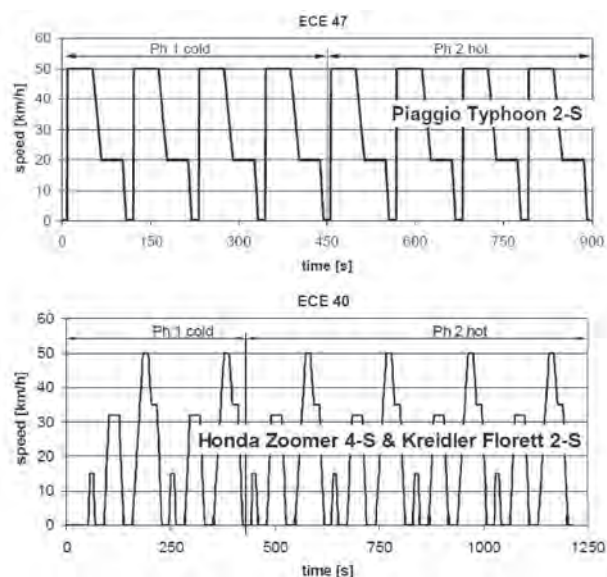


Fig. 4. Legal driving cycles used for the investigated vehicles

Rys. 4. Cykle jezdne zastosowane dla badanych pojazdów

zgodnie z tą samą procedurą:

- 5 min kondycjonowania dla pełnego obciążenia
- normatywny cykl badawczy
 - dla skutera Piaggio Typhoon ograniczony do 45 km/h ECE 47¹⁾
 - dla skutera Kreidler i Honda prędkość bez ograniczenia ECE 40²⁾
 - stała prędkość 40 km/h
 - pierwsze 5 min kondycjonowanie
 - następne 10 min pomiary PSD's z zastosowaniem SMPS
 - ostatnie 3 min – ostatnie skanowanie SMPS.

Normatywne cykle jezdne przedstawiono na rys. 4.

Podziękowania

Autorzy pragną wyrazić podziękowania za pomoc w realizacji projektu następującym osobom i instytucjom: Federalnemu Urzędowi ds. Środowiska (Szwajcarski oddział EPA) i dr. M. Schiess, Process Design Center B.V.NL oraz TU Delft.

CPC	condensation particle counter/kondensacyjny licznik cząstek stałych
CVS	constant volume sampling/stała objętość próbkowanych spalin
DC	diffusion charging sensor/czujnik rozcieńczenia ładunku
DF	dilution factor/współczynnik rozcieńczenia
DMA	differential mobility analyser/różnicowy analizator rozmiaru cząstek oparty na ocenie ich zmienności ruchowej
E	pure ethanol (energy only)/czysty etanol (jedynie energia)

¹⁾ zgodnie z 97/24/EC rozdz. 5 aneks 1

²⁾ zgodnie z 97/24/EC rozdz. 5 aneks 2

EC	elemental carbon/węgiel pierwiastkowy	PSD	particles size distribution/rozkład wymiarowy cząstek
EH	hydrous ethanol/etanol uwodniony	r	rich basic tuning/tuning podstawowy w kierunku wzbogacenia mieszanki
FHB	Fachhochschule Biel/Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel	SAS	secondary air system/system powietrza wtórnego
Gas	gasoline leed-free, RON 95 (base fuel)/benzyna 95	SMPS	scanning mobility particles sizer/skaningowy analizator wymiarowy cząstek stałych oparty na analizie ruchliwości elektrycznej cząstek
MD	minidiluter/minitunel rozcieńczający	SOF	soluble organic fraction/frakcja rozpuszczalna cząstki stałej
ME	Matter Engineering, CH/Inżynieria Materiałowa, Szwajcaria	TC	thermoconditioner, total carbon/system utrzymania stałej temperatury, całkowita ilość węgla
NanoMet	minidiluter + PAS + DC (+TC)/minitunel rozcieńczający + fotoelektryczny czujnik aerolu + czujnik rozcieńczenia ładunku (+ termoklimatyzator)	TP	tailpipe/przewód wylotowy silnika
NP	nanoparticulates (< 1 µm)/nanocząstki (< 1 µm)	TPN	total particle number [# /km]/całkowita liczba cząstek [szt./km]
OC	organic carbon/węgiel organiczny	2-S	2 stroke engine/silnik dwusuwowy
PAS	photoelectric aerosol sensor/fotoelektryczny czujnik aerolu	4-S	4 stroke engine/silnik czterosuwowy
PM	particulate matter, particulate mass/cząstka stała		
PMP	particle measuring program (of the ECE GRPE/program pomiaru cząstki (wg ECE GRPE)		

Bibliography/Literatura

- [1] Czerwinski J., Comte P., Napoli S., Wili Ph.: Summer Cold Start and Nanoparticulates of Small Scooters. Report B086 for BUWAL (SAEFL) Bern, Lab. For Exhaust Gas Control, Univ. of Appl. Sciences, Biel-Bienne, Switzerland, Nov. 2000. SAE Technical Paper 2002-01-1096.
- [2] Czerwinski J., Comte P.: Limited Emissions and Nanoparticulates of a Scooter with 2-stroke Direct Injection (TSDI). SAE Technical Paper 2003-01-2314.
- [3] Czerwinski J., Comte P., Reutimann F.: Nanoparticle Emissions of a DI 2-Stroke Scooter with varying Oil- and Fuel Quality. SAE Techn. Paper 2005-01-1101.
- [4] Czerwinski J., Comte P., Larsen B., Martini G., Mayer A.: Research on Particle Emissions of modern 2-S Scooters. SAE Techn. Paper 2006-01-1078.
- [5] Czerwinski J., Comte P., Astorga C., Rey M., Mayer A., Reutimann F.: (Nano) Particle from 2-S Scooters: SOF/INSOF; Improvements of Aftertreatment; Toxicity. AFHB, JRC, TTM, BAFU, SAE Techn. Paper 2007-01-1089.
- [6] Czerwinski J., Comte P., Violetti N., Landri P., Mayer A., Reutimann F.: Catalyst Aging and Effects on Particle Emissions of 2-Stroke Scooters. SAE Techn. Paper 2008-01-0455.
- [7] Bergström K., Melin S-A., Coleman J.: General Motors Powertrain: The New ECOTEC Turbo BioPower Engine from GM Powertrain – Utilizing the Power of Nature's resources. 28. Internationales Wiener Motorensymposium 2007, Bd.2, S.47.
- [8] Bergström K., Nordin H., Königstein A., GM Powertrain Europe; D. Marriott C.D., Wiles M. A., GM Powertrain North America: ABC - Alcohol Based Combustion Engines – Challenges and Opportunities. 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2007, Bd.2, S. 1031.
- [9] Kawai T., Tsunooka T., Chiba F., Uda H., Sonoda Y., Toyota Motor Corporation, Japan: Effect of high Concentration Ethanol on SI Engine Cold Startability and Emissions. 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2007, Bd.2, S. 1075.
- [10] DuMont R.J., Cunningham L.J., Oliver M.K., Studzinski W.M., Galante-Fox J.M.: Controlling Induction System Deposits in Flexible Fuel Vehicles Operating on E85. SAE Techn. Paper 2007-01-4071.
- [11] Galante-Fox J.M., Von Bacho P., Notaro C., Zizelman J.: E-85 Fuel Corrosivity: Effects on Port Fuel Injector Durability Performance. SAE Techn. Paper 2007-01-4072.
- [12] CONCAWE ... Conservation of Clean Air und Water in Europe, Brussel, <http://www.concawe.org>.
- [13] Gottschalk A.: Gasoline Blending with Hydrous Ethanol. 7th International Colloquium "Fuels", Technische Akademie Esslingen TAE, Jan. 14-15, 2009.
- [14] Hydrous Ethanol Blends. HE Blends B.V. www.heblends.com
- [15] Czerwinski J., Comte P., Mayer A., Reutimann F., Zürcher D.: Reduction Potentials of Particle Emissions of 2-S Scooters with Combinations of Technical Measures. FISITA, Munich, Germany, Sept. 14-19.2008, Paper F2008-09-014, Congress Proceedings Vol. IV, p. 100, ATZ/ATZ auto technology, Springer Automotive Media, Wiesbaden, D.

Prof. Jan Czerwiński, DEng. – Laboratorium for IC-Engines and Exhaust Gas Control, University of Applied Sciences Biel-Bienne, Switzerland.

Prof. dr Jan Czerwiński – Laboratorium Silników Spalinowych i Emisji Spalin, Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel-Bienne, Szwajcaria.

e-mail: jan.czerwinski@bfh.ch



Mr. Andreas Mayer, MEng. – Technik Thermische Maschinen (TTM), Switzerland.

Inż. Andreas Mayer – pracownik Termodynamicznej Techniki Maszyn (TTM), Szwajcaria.

e-mail: tm.a.mayer@bluewin.ch



Mr. Pierre Comte – AFHB, University of Applied Sciences, Biel-Bienne, Switzerland.

Pierre Comte – Uniwersytet Nauk Stosowanych, Biel-Bienne, Szwajcaria.

e-mail: pierre.comte@bfh.ch



Felix Reutimann – BAFU, Federal Office of Environment, Switzerland.

Felix Reutimann – BAFU, Federalne Biuro Ochrony Środowiska, Szwajcaria.

e-mail: felix.reutimann@bafu.admin.ch

The accuracy of modelling of the thermal cycle of a compression ignition engine

The results of numerical analysis the combustion process in turbocharged CI engine 6CT107 are presented in the paper. Engine was installed on the ANDORIA's power generator of 100 kVA/80 kW. The results of modelling the combustion process for different angle setting fuel injection, compared with the results obtained by indicating the real engine. Numerical analysis was performed in two programs, designed for three-dimensional modelling of the thermal cycle the piston internal combustion engine, namely AVL FIRE and the KIVA-3V.

Keywords: combustion engine, modelling, combustion

Dokładność modelowania obiegu cieplnego silnika o zapłonie samoczynnym

W artykule przedstawiono wyniki analizy numerycznej procesu spalania w doładowanym silniku spalinowym 6CT107 o zapłonie samoczynnym, zainstalowanym na agregacie prądowtórcozym firmy ANDORIA-MOT o mocy 100 kVA/80 kW. Wyniki modelowania procesu spalania dla różnych nastaw kąta wtrysku paliwa porównano z wynikami uzyskanymi podczas indykowania silnika rzeczywistego. Analizę numeryczną wykonano w dwóch programach przeznaczonych do trójwymiarowego modelowania obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego, a mianowicie AVL FIRE oraz KIVA-3V.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, modelowanie, spalanie

1. Introduction

Early models of the thermal cycle of the compression ignition engine appeared in the 20s of the last century. In 1926, Schweitzer published a model of heat release in the compression ignition engine [14]. In the 60s, the development of computation models followed [11, 16]. Initially, those were single-zone models, and later on they were extended to multi-zone direct-injection models. Models for engines with a divided combustion chamber were then came into being [15]. Models based on the fuel injection characteristics were created. One of the first advanced multi-dimension combustion process models for engines with liquid fuel injection to the combustion chamber was the CONCHAS-SPRAY model developed at the Los Alamos Scientific Laboratory in the USA. Since the 70s, this model has been modified and complemented with a number of sub-models and has become a basis for creating the KIVA program. The KIVA-3V program [1 – 3] enables modelling of flow processes, including combustion, fuel injection and heat exchange. This is an incomplete model requiring a number of input quantities for conducting computation. For the description of turbulence of the load, the k - ϵ model and the initial swirl model with the capability to shape the initial fresh load profile were used. The program allows the three-dimensional engine working space to be modelled in either the cylindrical or Cartesian co-ordinate system. For modelling the fuel injection process, sub-models of fuel particle collisions and the size-reduction and coalescence fuel droplets and their evaporation are provided in the KIVA-3V program.

Many research centres around the world are involved in the modelling of the process of combustion in compression ignition engines. It is advanced computer programs that

1. Wstęp

Pierwsze modele obiegu cieplnego silnika o zapłonie samoczynnym pojawiały się w latach dwudziestych poprzedniego wieku. W roku 1926 Schweitzer opublikował model wywiązywania się ciepła w silniku wysokoprężnym [14]. W latach sześćdziesiątych nastąpił rozwój modeli obliczeniowych [11, 16]. Były to modele początkowo jednostrefowe, a później rozszerzano je do modeli wielostrefowych z wtryskiem bezpośrednim. Powstały modele dla silników z dzieloną komorą spalania [15]. Tworzono modele oparte na charakterystyce wtrysku paliwa. Jednym z pierwszych zaawansowanych modeli wielowymiarowych procesu spalania dla silników z wtryskiem paliwa ciekłego do komory spalania był model CONCHAS-SPRAY, opracowany w Los Alamos Scientific Laboratory w USA. Od lat siedemdziesiątych XX w. model ten ulegał modyfikacjom oraz uzupełnianiu wieloma podmodelami i stał się bazą do stworzenia programu KIVA. Program KIVA-3V [1 – 3] pozwala modelować procesy przepływowe, włączając spalanie, wtrysk paliwa i wymianę ciepła. Jest to model niekompletny, wymagający wielu wartości wielkości wejściowych do prowadzenia obliczeń. Do opisu procesu turbulencji ładunku zastosowano model k - ϵ oraz model wstępnego zawirowania świeżego ładunku z możliwością kształtowania jego początkowego profilu. Program ten pozwala na modelowanie trójwymiarowej przestrzeni roboczej silnika w układzie współrzędnych cylindrycznych lub prostokątnych. W programie KIVA-3V do modelowania procesu wtrysku paliwa stworzono podmodele zderzeń cząsteczek paliwa, rozdrobnienia i koalescencji kropli paliwa oraz ich odparowania.

Wiele ośrodków badawczych na całym świecie zajmują się modelowaniem procesu spalania w silnikach z zapłonem

are used for this purpose, which serve for solving flows in combustion engine chambers of any geometry by numerical methods. These are programs belonging to the fluid mechanics field, where numerical methods are employed for solving CFD (Computational Fluids Dynamics) problems.

Using the STAR-CD program, Gunabalan et al. [9] subjected the operation of a single-cylinder direct-injection compression ignition engine to numerical analysis. The examination included, among other things, the effect of the injection advance angle on the maximum pressure and temperature magnitudes and the emission of NO_x and soot. The influence of exhaust gas recirculation (EGR) on the aforementioned engine operation parameters was also examined. The engine model ran at a constant speed of 1000 rpm, and the beginning of injection was set at 12° (the base value), 16° and 20° CRA before TDC. The results of the analysis showed that the maximum pressure and temperature values occurred, of course, at the earliest moment of fuel injection to the combustion chamber, that is at 20° CA before TDC. A maximum pressure of 11.5 MPa and a maximum temperature of 1197 K were obtained. For this setting of the injection angle, the highest NO_x emission (approx. $40 \text{ g/kg}_{\text{fuel}}$) and, at the same time, the lowest combustion gas soot content (approx. $0.7 \text{ g/kg}_{\text{fuel}}$) were obtained, as compared to the remaining two settings. After introducing combustion gas in the amount of 20% to the fresh load, a decrease in combustion gas NO_x content by approx. 50%, but an increase in soot emission by approx. 70% were obtained. The combination of an injection advance of 20° CA before TDC with 10% EGR proved to be a setting optimal in terms of the emission.

Work [6] reports the results of modelling fuel mixture formation and combustion in the turbocharged direct injection compression ignition engine by Caterpillar. The numerical analysis was performed using the FIRE program. The 2440 cm^3 displacement engine model operated at rotational speed equal to 1600 rpm and with an injection start angle of 9° CA before TDC. As a result of computations, cylinder pressure variations and the curves of NO_x and soot formation in the engine exhaust gas were obtained; these results were then compared with the result of research work carried out on the real engine. As a result, fairly good agreement between the modelling results and experimental test results were achieved; and what the engine model reflected best was the variation of pressure in the engine.

In their work [12], Kusaka Daisho reported the results of modelling the combustion and exhaust gas emission processes in the CI turbocharged engine with the common-rail system. The numerical analysis was performed using the KIVA-3V program, as modified by being supplemented with chemical reaction sub-models taken from the CHEMKIN-II program. The object of investigation was a six-cylinder turbocharged CI engine of a total displacement of 7790 cm^3 . The most important findings derived from the modelling are as follows:

a) in the first phase, the injected fuel undergoing low-temperature reactions decomposes into HCHO and CO

samoczynnym. Wykorzystywane do tego celu są właśnie zaawansowane programy komputerowe, służące do rozwiązywania metodami numerycznymi przepływów w komorach silników spalinowych o dowolnej geometrii. Są to programy należące do działy mechaniki płynów, wykorzystującego metody numeryczne do rozwiązywania zagadnień przepływu płynów – CFD (*Computational Fluids Dynamics*).

Gunabalan i inni [9], wykorzystując program STAR-CD, poddali analizie numerycznej pracę jednocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim. Zbadano m.in. wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na maksymalną wartość ciśnienia i temperatury oraz na emisję NO_x i sadzy. Poddano również analizie wpływ recyrkulacji spalin (EGR) na wymienione parametry pracy silnika. Model silnika pracował ze stałą prędkością równą 1000 obr/min, a początek wtrysku ustalono na 12° (wartość bazowa), 16° oraz 20° OWK przed GMP. Wyniki analizy pokazały, iż maksymalna wartość ciśnienia i temperatury występuje przy najwcześniejszej chwili wtrysku paliwa do komory spalania – 20° OWK przed GMP. Otrzymano odpowiednio ciśnienie maksymalne równe 11,5 MPa oraz temperaturę maksymalną 1197 K. Dla tej nastawy kąta wtrysku otrzymano najwyższą emisję NO_x (ok. $40 \text{ g/kg}_{\text{paliwa}}$) i jednocześnie najmniejszą zawartość sadzy w spalinach (ok. $0,7 \text{ g/kg}_{\text{paliwa}}$), w porównaniu do dwóch pozostałych ustawień. Po wprowadzeniu spalin do świeżego ładunku w wysokości 20% otrzymano spadek zawartości NO_x w spalinach o ok. 50%, ale wzrost emisji sadzy o ok. 70%. Najbardziej optymalną pod względem emisji nastawą okazała się kombinacja kąta wyprzedzenia wtrysku o wartości 20° OWK przed GMP oraz 10% EGR.

W pracy [6] przedstawiono wyniki modelowania tworzenia mieszanki i spalania w doładowanym silniku wysokoprężnym o wtrysku bezpośrednim firmy Caterpillar. Analizę numeryczną wykonano przy użyciu programu FIRE. Model silnika o pojemności skokowej 2440 cm^3 pracował z prędkością obrotową równą 1600 obr/min i przy kącie początku wtrysku 9° OWK przed GMP. W wyniku obliczeń otrzymano przebiegi ciśnienia w cylindrze, krzywe tworzenia się NO_x oraz sadzy w spalinach silnika; wyniki te porównano z wynikami prac badawczych prowadzonych na rzeczywistym silniku. W efekcie otrzymano dość dobrą zgodność wyników modelowania z wynikami prac eksperymentalnych, a najlepiej model silnika odzwierciedlił przebieg ciśnienia w cylindrze.

Kusaka i Daisho w swej pracy [12] przedstawili wyniki modelowania procesu spalania i emisji spalin w doładowanym silniku o ZS, z systemem common-rail. Analizę numeryczną wykonano z zastosowaniem programu KIVA-3V, zmodyfikowanego o podmodele reakcji chemicznych z programu CHEMKIN-II. Obiektem badań był sześciocylindrowy, doładowany silnik o ZS o pojemności całkowitej 7790 cm^3 . Najważniejsze wnioski wypływające z modelowania: a) w pierwszej fazie wtrysnięte paliwo, pod wpływem reakcji niskotemperaturowych, rozkłada się na HCHO i CO, następnie w reakcjach wysokotemperaturowych powstaje OH i CO_2 ,

and then, as a result of high-temperature reactions, OH and CO₂ are formed;

- b) NO forms immediately around the fuel-rich regions after approx. 376° CA and diffuses into the combustion chamber. The formed NO partially converts to NO₂ in external regions.

The numerical analysis results were compared with the results of experimental tests. Good consistence, both qualitative and quantitative, was obtained for pressure variation in the cylinder, the heat release degree and the NO contents of exhaust gas. Whereas, considerable discrepancy was obtained between the results for soot formation in the exhaust gas. The modelling yielded an exhaust gas soot concentration being ten times that obtained in reality. It was determined that more detailed exhaust gas soot formation reactions were required to be used in further studies.

In all of the cases discussed above, a turbulence model used for computation was the $k-\epsilon$ model, while for determining the NO emission an extended thermal model, as proposed by Zeldovich, was employed.

In the Institute of Internal Combustion Machines and Control Engineering of the Czestochowa University of Technology, aside from the KIVA-3V program, the FIRE program has also been in use for more than a year, which was made available by the AVL company within the University Partnership Program. The FIRE program [4], being one of the state-of-the-art and, at the same time, intensively developed computer programs, is used for modelling the thermal cycle of an internal combustion engine. The FIRE program enabled the computation of transfer, mixing, ignition and turbulent combustion phenomena occurring in a piston engine. The combustion of both heterogeneous and homogeneous mixtures formed by the injection of liquid fuel to the chamber can be modelled. Computation can apply both to a spark-ignition engine and to a self-ignition engine. The self-ignition process can be carried out using several knock-combustion sub-models (AnB Knock, Shell Model, and others). The load turbulence model can be modelled using either the $k-\epsilon$ model, or the more modern $k-\zeta-f$ model [4].

2. The object of investigation

Modelling of the thermal cycle of a self-ignition piston engine in the AVL FIRE and KIVA-3V programs was carried out within the study. The object of investigation was a 6CT107 turbocharged self-ignition internal combustion engine fed with diesel oil (Fig. 1), installed on an ANDORIA-MOT 100 kVA/80 kW power generating set in a portable version.

Engine specification:

- a) CI 6-cylinder engine, supercharged,
- b) displacement: 6.54 dm³
- c) rotational speed: 1500 rpm
- d) crank throw: 60.325 mm
- e) cylinder bore: 107.19 mm
- f) connecting-rod length: 245 mm
- g) compression ratio: 16.5.

- b) NO tworzy się natychmiast wokół obszarów bogatych w paliwo po ok. 376° OWK i dyfunduje w głąb komory spalania. Powstałe NO, w zewnętrznych obszarach, częściowo konwertuje na NO₂.

Wyniki analizy numerycznej porównano z wynikami badań eksperymentalnych. Otrzymano dobrą zgodność zarówno jakościową, jak i ilościową, w odniesieniu do przebiegu ciśnienia w cylindrze, stopnia wydzielania ciepła i zawartości NO w spalinach. Natomiast znaczne rozbieżności otrzymano dla wyników tworzenia się sadzy w spalinach. Podczas modelowania uzyskano dziesięciokrotnie większe wartości koncentracji sadzy w spalinach niż w rzeczywistości. Stwierdzono, iż w dalszych badaniach należy zastosować bardziej szczegółowe reakcje tworzenia się sadzy w spalinach.

We wszystkich omawianych powyżej przypadkach modelem turbulencji jaki zastosowano do obliczeń był model $k-\epsilon$, natomiast do wyznaczenia emisji NO wykorzystywano rozszerzony, termiczny mechanizm Zeldowicza.

W Instytucie Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Czestochowskiej do modelowania obiegu cieplnego silnika tłokowego obok programu KIVA-3V od ponad roku wykorzystywany jest także program FIRE, udostępniony przez firmę AVL w ramach University Partnership Program. Program FIRE [4] należy do najnowocześniejszych i jednocześnie intensywnie rozwijanych programów komputerowych wykorzystywanych do modelowania obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego. Program FIRE umożliwia obliczanie zjawisk transportu, mieszania, zapłonu i turbulentnego spalania w silniku tłokowym. Modelować można spalanie zarówno mieszanek homogenicznych, jak i mieszanek heterogenicznych utworzonych przez wtrysk paliwa ciekłego do komory. Obliczenia mogą dotyczyć zarówno silnika o zapłonie iskrowym, jak i silnika o zapłonie samoczynnym. Proces samozapłonu może być realizowany z wykorzystaniem kilku podmodeli spalania stukowego (AnB Knock, Shell Model i inne). Proces turbulencji ładunku może być modelowany z wykorzystaniem modelu $k-\epsilon$ oraz za pomocą nowocześniejszego modelu $k-\zeta-f$ [4].

2. Obiekt badań

W ramach pracy przeprowadzono modelowanie obiegu cieplnego tłokowego silnika o zapłonie samoczynnym w programie AVL FIRE i KIVA-3V. Obiektem badań był doładowany silnik spalinowy o zapłonie samoczynnym 6CT107 zasilany olejem napędowym (rys. 1), zainstalowany na agregacie prądowtórzym firmy ANDORIA-MOT o mocy 100 kVA/80 kW w wersji przewoźnej.

Dane silnika:

- a) silnik o ZS sześciocylindrowy, doładowany
- b) pojemność skokowa 6,54 dm³
- c) prędkość obrotowa 1500 1/min
- d) promień wykorbienia 60,325 mm
- e) średnica cylindra 107,19 mm
- f) długość korbowodu 245 mm
- g) stopień sprężania 16,5.

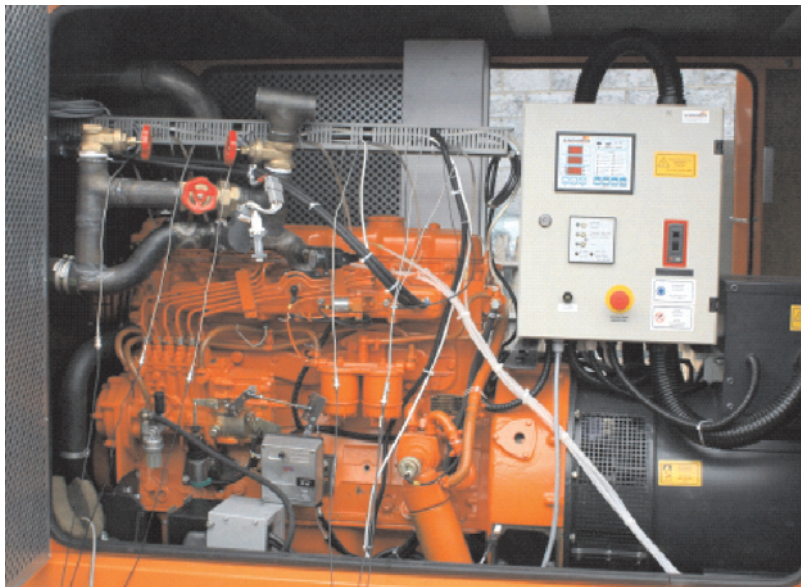
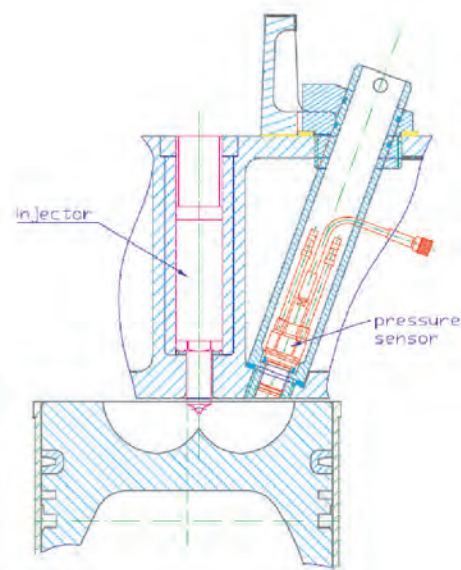


Fig. 1. The 6CT107 test internal combustion engine

Rys. 1. Badawczy silnik spalinowy 6CT107



3. Description of the ECFM-3Z combustion model of the AVL FIRE program

The ECFM (Extended Coherent Flame Model) model [7] was developed specially for modelling the combustion process in a compression ignition engine. The CFM has been successfully used for modelling the process of combustion in spark ignition engines. The ECFM-3Z model belongs to a group of advanced models of the combustion process in a compression ignition engine. For several years it has been successfully used, constantly modified and improved by many researchers [19]. Together with turbulence process sub-models (e.g. the k-zeta-f), exhaust gas component formation, knock combustion and other sub-models, they constitute a useful tool for modelling and analysis of the thermal cycle of the compression ignition internal combustion engine.

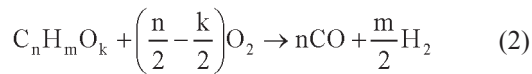
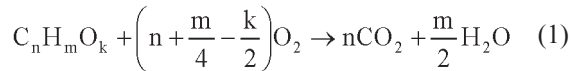
To adapt the model for the modelling of the combustion process in the self-ignition engine, a sub-model has been added, which describes the process of mixing fuel to be injected to the combustion chamber. The turbulent combustion process is defined by the time scale of chemical reactions, the time scale of turbulent processes, and turbulence intensity. The flame front is formed by the turbulent effect of load vortices and interaction between the burned zone and the unburned part of the load. The time scale of chemical processes is much smaller than that defining the load turbulence. This model is based on the concept of laminar flame propagation with flame velocity and flame front thickness as the average flame front values. It is also assumed that the reactions occur in a relatively thin layer separating unburned gases from the completely burned gases [4]. The model relies on the flame front transfer equation, as well as on the mixing model describing the combustion of an inhomogeneous mix and the diffusion combustion model. The model assumes the division of the combustion region into three zones (Fig. 2): a sole fuel zone, a zone of sole air with a possible presence

3. Charakterystyka modelu spalania ECFM-3Z programu AVL FIRE

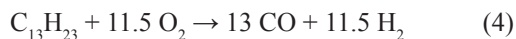
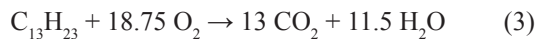
Model ECFM (*Extended Coherent Flame Model*) [7] został opracowany specjalnie do modelowania procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym. Model spalania CFM był z powodzeniem stosowany do modelowania spalania w silnikach o zapłonie iskrowym. Model ECFM-3Z należy do grupy zaawansowanych modeli procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym. Od kilku lat jest wykorzystywany, ciągle modyfikowany i udoskonalany przez wielu badaczy [19]. Wraz z podmodelami procesu turbulencji (np. k-zeta-f), podmodelami tworzenia się toksycznych składników spalin, spalania stukowego i innymi tworzą użyteczne narzędzia do modelowania i analizy obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym.

W celu przystosowania modelu do modelowania procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym dodano podmodel opisujący proces mieszania wtryskiwanego paliwa do komory spalania. Proces spalania turbulentnego jest określony przez skalę czasową reakcji chemicznych, skalę czasową procesów turbulentnych oraz intensywność turbulencji. Front płomienia jest formowany przez oddziaływanie turbulentne wirów ładunku oraz przez wzajemne oddziaływanie strefy spalanej i niespalonej części ładunku. Skala czasowa procesów chemicznych jest dużo mniejsza niż skala czasowa określająca turbulencję ładunku. Model ten oparty jest na koncepcji rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego o prędkości oraz grubości frontu płomienia jako wartościach średnich frontu płomienia. Zakłada się także, że reakcje zachodzą w relatywnie cienkiej warstwie oddzielającej gazy niespalone od całkowicie spalonych [4]. Model ten bazuje na równaniu transportu frontu płomienia oraz modelu mieszania opisującego spalanie mieszanki niehomogenicznej oraz spalania dyfuzyjnego. W modelu założono podział obszaru spalania na trzy strefy (rys. 2):

of exhaust gases remained from the previous engine operation cycle, and an air-fuel mixture zone, where combustion reactions occur following the ECFM concept. The air-fuel mixture formation model provides for gradual mixing of fuel with air. The created combustion model is called ECFM-3Z (3-Zones Extended Coherent Flame Model). In this model, the mixture zone is additionally divided into a burned and an unburned zone. To initiate the combustion process, the self-ignition model for the forming mixture zone and for the diffusion flame zone is used [7]. The ECFM makes use of the 2-stage fuel oxidation mechanism ($C_{13}H_{23}$) [4]:



where: n, m, k – number of the atoms of carbon, hydrogen and oxygen in the fuel, respectively.



The reaction of formation of CO and H_2 is taken into account for stoichiometric and fuel-rich mixtures, while for lean mixtures this reaction is omitted.

In the ECFM-3Z model, transport equations for the chemical components O_2 , N_2 , CO_2 , CO, H_2 , H_2O , O, H, N, OH and NO are also solved.

The term "burned gases" means the actual combustion products of the mixture zone (the zone M^b , Fig. 2) and the part of the fuel that has not been mixed with air and has not been burned (the zone F^b , Fig. 2), and the air (A^b , Fig. 2). The fuel is divided into two parts: the fuel present in the fresh load part prior to being combusted, \tilde{y}_{Fu}^u , and the fuel present in the exhaust gas, \tilde{y}_{Fu}^b [4]. For the calculation of \tilde{y}_{Fu}^u , the transport equation is used [4].

The concept of the injected fuel and air mixing model relies on the characteristic time-scale of the turbulence model. Because of the occurring process of fuel evaporation, it is necessary to determine the amount of fuel entering the mixture zone (from the zone to the zone ($M = M^u + M^b$, Fig. 2) and to the pure fuel zone ($F = F^u + F^b$, Fig. 2). In the injected fuel stream, fuel droplets are situated so close to one another as to form altogether a sole fuel zone. After the fuel has evaporated, a specific time is still needed for mixing of the pure fuel zone fuel (F) with air (A) and formation of the combustible mixture (M). To determine the three mixture zones, relationships are defined for the zone of fuel unburned with air:

$$\tilde{y}_{Fu}^F = \tilde{y}_{Fu}^{u,F} + \tilde{y}_{Fu}^{b,F} \quad (5)$$

and for the zone of air remaining outside the mixture:

samego paliwa, samego powietrza z możliwą obecnością pozostałych gazów spalinowych z poprzedniego cyklu pracy silnika oraz strefa mieszanki paliwowo-powietrznej, w której zachodzą reakcje spalania według koncepcji modelu ECFM. Model tworzenia mieszanki palnej polega na stopniowym mieszanii się paliwa z powietrzem. Powstały model spalania został nazwany ECFM-3Z (3-Zones Extended Coherent Flame Model). W modelu tym strefa mieszanki dodatkowo podzielona jest na strefę spaloną i niespaloną. Do zainicjowania procesu spalania jest wykorzystywany model samozapłonu dla strefy tworzącej się mieszanki oraz dla strefy płomienia dyfuzyjnego [7]. W modelu ECFM wykorzystany jest 2-stopniowy mechanizm utleniania paliwa ($C_{13}H_{23}$) [4] – wzory (1), (2), gdzie: n, m, k – liczba atomów węgla, wodoru i tlenu w paliwie oraz wzory (3) i (4).

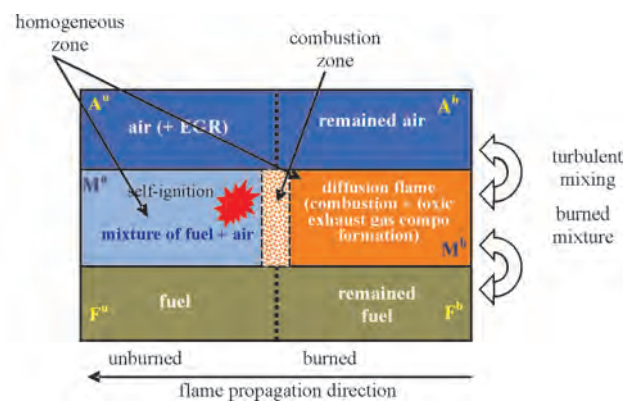


Fig. 2. Zones in the ECFM-3Z model

Rys. 2. Strefy w modelu ECFM-3Z

Reakcja powstawania CO oraz H_2 jest brana pod uwagę dla mieszanek stechiometrycznych oraz bogatych w paliwo, natomiast dla mieszanek ubogich reakcja ta jest pomijana.

W modelu ECFM-3Z rozwiązywane są także równania transportu dla składników chemicznych: O_2 , N_2 , CO_2 , CO, H_2 , H_2O , O, H, N, OH oraz NO.

Pod pojęciem „spalone gazy” rozumie się rzeczywiste produkty spalania strefy mieszanki (strefa M^b , rys. 2) i część paliwa, która nie uległa wymieszaniu się z powietrzem i nie uległa spalaniu (strefa F^b , rys. 2) oraz powietrze (A^b , rys. 2). Paliwo jest podzielone na dwie części: paliwo obecne w części świeżego ładunku przed spalaniem \tilde{y}_{Fu}^u oraz paliwo obecne w spalinach \tilde{y}_{Fu}^b [4]. Do obliczania \tilde{y}_{Fu}^u wykorzystywane jest równanie transportu [4].

Koncepcja modelu mieszania wtrysniętego paliwa z powietrzem oparta jest na charakterystycznej skali czasowej modelu turbulencji. Ze względu na zachodzący proces odparowania paliwa konieczne jest określenie ilości paliwa wchodzącego do strefy mieszanki (ze strefy F do strefy $M = M^u + M^b$, rys. 2) oraz do strefy czystego paliwa ($F = F^u + F^b$, rys. 2). W strudze wtryskiwanego paliwa krople paliwa znajdują się tak blisko siebie, że tworzą strefę samego paliwa. Po odparowaniu paliwa nadal wymagany jest określony czas do wymieszania się paliwa ze strefy czystego paliwa (F) z powietrzem (A) i wytworzenie palnej

$$\tilde{y}_{O_2}^A = \tilde{y}_{O_2}^{u,A} + \tilde{y}_{O_2}^{b,A} \quad (6)$$

It is additionally assumed that the composition of gas, fuel + EGR is identical both in the mixture zone and in the zone being still unmixed. The mixture self-ignition delay is calculated from the empirical correlation [13]:

The combustion model for the self-ignition engine has been complemented with the unburned product zone. The exhaust gas contains unburned fuel and O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O , H_2 , NO , CO . The fuel oxidation occurs in two stages:

- a) the first oxidation stage leads to the formation of large amounts of CO and CO_2 in the exhaust gas of the mixture zone,
- b) at the second stage in the mixture zone exhaust gas, the previously formed CO is oxidized to CO_2 .

4. Description of the combustion model in the KIVA-3V program

The KIVA-3V enables the computation of three-dimensional flows in engine chambers of an arbitrary geometry, including the turbulence effects and heat exchange with the walls. The KIVA-3V is an example of the three-dimensional field model in which the combustion process (the mode and velocity of flame from propagation) is the result of solving the basic conservation equations and their complementary relationships that define the flow field in the front area, the course of the chemical reactions of combustion and the momentary thermodynamic state of the medium [1 – 3]. The model relies on solving the equations of conservation of mass, momentum, energy and the quantities of components, which describe the nonstationary field of flow with a chemical reaction (combustion). These equations are three-dimensional Navier-Stokes equations for a mixture of compressive fluids. The sub-model of the chemical reactions of the hydrocarbon fuel combustion process considers four kinetic reactions and six equilibrium reactions. The first kinetic reaction defines the oxidation of fuel. The next three reactions describe the nitrogen oxide formation mechanism, following Zeldowicz's model. The turbulence process can be modelled using one of the three sub-models: the SGS (Sub-Grid Scale), the $k-\varepsilon$ or the RNG $k-\varepsilon$ (ReNormalisation Group). For modelling turbulence in the present study, the $k-\varepsilon$ model was used, in which the kinematic viscosity, μ_t , is dependent on the kinetic energy of turbulence, k , and on the turbulence kinetic energy dissipation rate, ε .

5. Modelling results

The same computational grids were used for both computer programs (Fig. 3). Computations were conducted for the angle range from -180° CA before TDC to 180° CA after TDC.

The grid of the modelled combustion chamber of the 6CT107 test engine consisted of nearly 36000 computation cells. Two-layered wall boundary layer was considered.

Figures 4 and 5 show the variation of combustion pressures obtained as a result of indicating the real test engine and mod-

mieszanki (M). W celu określenia trzech stref mieszanki zdefiniowano zależność dla strefy paliwa niewymieszanego z powietrzem (5) oraz dla strefy powietrza pozostającego poza mieszanką (6).

Dodatkowo zakłada się, że skład gazu, powietrze + EGR, jest taki sam zarówno w strefie mieszanki, jak i w strefie jeszcze niewymieszananej. Opóźnienie samozapłonu mieszanki obliczane jest z korelacji empirycznej [13].

Model spalania dla silnika o zapłonie samoczynnym został uzupełniony o strefę niespalonych produktów. W spalinach znajduje się niespalone paliwo oraz O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O , H_2 , NO , CO . Utlenianie paliwa zachodzi w dwóch etapach:

- 1) prowadzi do powstania dużej ilości CO oraz CO_2 , w gazach spalinowych strefy mieszanki,
- 2) w gazach spalinowych strefy mieszanki poprzednio powstały CO jest utleniany do CO_2 .

4. Charakterystyka modelu spalania w programie KIVA-3V

KIVA-3V pozwala on na obliczanie przepływów trójwymiarowych w komorach silników o dowolnej geometrii, włączając efekty turbulencji i wymianę ciepła ze ściankami. KIVA-3V jest przykładem trójwymiarowego modelu polowego, w którym przebieg procesu spalania (sposób i prędkość rozprzestrzeniania się frontu płomienia) jest wynikiem rozwiązywania podstawowych równań zachowania oraz uzupełniających je zależności, które określają pole przepływu w rejonie frontu, przebieg reakcji chemicznych spalania oraz chwilowy stan termodynamiczny czynnika [1 – 3]. Model bazuje na rozwiązywaniu równań zachowania masy, pędu, energii i ilości składników, opisujących nieustalone, trójwymiarowe pole przepływu z reakcją chemiczną (spalaniem). Równania te to trójwymiarowe równania Naviera-Stokesa dla mieszaniny płynów ściśliwych. W podmodelu reakcji chemicznych procesu spalania paliwa węglowodorowego uwzględniono cztery reakcje kinetyczne i sześć reakcji równowagowych. Pierwsza reakcja kinetyczna określa utlenianie paliwa. Kolejne trzy opisują, zgodnie z rozszerzonym modelem Zeldowicza, mechanizm tworzenia tlenu azotu. Proces turbulencji może być modelowany przy użyciu jednego z trzech podmodeli: SGS (*Sub-Grid Scale*), $k-\varepsilon$ lub RNG $k-\varepsilon$ (*ReNormalisation Group*). W pracy do modelowania turbulencji wykorzystano model $k-\varepsilon$, w którym lepkość kinematyczna μ_t uzależniona została od energii kinetycznej turbulencji k i od szybkości dyssypacji energii kinetycznej turbulencji ε .

5. Wyniki modelowania

Dla obydwu programów komputerowych wykorzystano takie same siatki obliczeniowe (rys. 3). Obliczenia prowadzono dla zakresu kąтового -180° OWK przed GMP do 180° OWK po GMP.

Siatka modelowanej komory spalania silnika badawczego 6CT107 składała się z prawie 36 000 komórek obliczeniowych. Uwzględniono 2-warstwową warstwę przyścienną. Parametry modelowania podano w tabeli 1.

Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono przebieg ciśnienia spalania uzyskany w wyniku indykowania rzeczywistego

elling with the KIVA-3V and AVL FIRE programs, respectively, for the same initial conditions and settings of fuel injection.

Figure 6 shows differences in pressure obtained using the KIVA-3V and the FIRE programs, respectively, compared to the pressure obtained by indicating the real

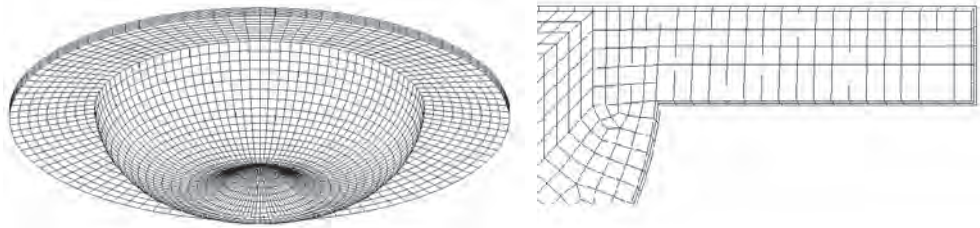


Fig. 3. The computational grid for combustion chamber modelling

Rys. 3. Siatka obliczeniowa modelowanej komory spalania

Table 1. Modelling parameters

Tabela 1. Parametry modelowania

Engine rotational speeds/prędkość obrotowa silnika	– 1500 rpm/obr/min
Cylinder bore/średnica cylindra	– 107.19 mm
Crank throw/promień wykorbienia	– 60.325 mm
Connecting-rod length/długość korbowaodu	– 245 mm
Initial pressure for 180° CRA before TDC/ciśnienie początkowe dla 180° OWK przed GMP	– 0.16 MPa
Initial temperature for 180° CRA before TDC/temp. początkowa dla 180° OWK przed GMP	– 310 K
Injection angle/kąt wtrysku	– -9° CA before TDC
Injected fuel mass/masa wtryskiwanego paliwa	– 0.0735 g/cycle
Injection duration angle/kąt trwania wtrysku	– 20° CRA
Fuel temperature/temp. paliwa	– 330 K
FIRE program's sub-models/podmodele programu FIRE	
Turbulence model/model turbulencji	– k-zeta-f
Combustion model/model spalania	– Coherent Flame ECFM-3Z Model
NO formation model/model tworzenia NO	– extended Zeldowicz's model/rozszerzony
Soot formation model/model tworzenia sadzy	– Lund Flamelet Model

engine. The results obtained with the FIRE program reflect the pressure variation of the real engine with greater accuracy. The maximum combustion pressure difference obtained with the KIVA-3V program amounted to 1.24 MPa and occurred at 25° CA after TDC. For the FIRE program, the combustion pressure difference was 0.12 MPa and occurred at 26° CA after TDC.

silnika badawczego oraz modelowania programem KIVA-3V oraz AVL FIRE, dla tych samych warunków początkowych i nastaw procesu wtrysku paliwa.

Na rysunku 6 przedstawiono różnice ciśnienia uzyskanego programem KIVA-3V oraz FIRE w stosunku do ciśnienia uzyskanego indykowaniem silnika rzeczywistego. Wyniki uzyskane programem FIRE z większą dokładnością

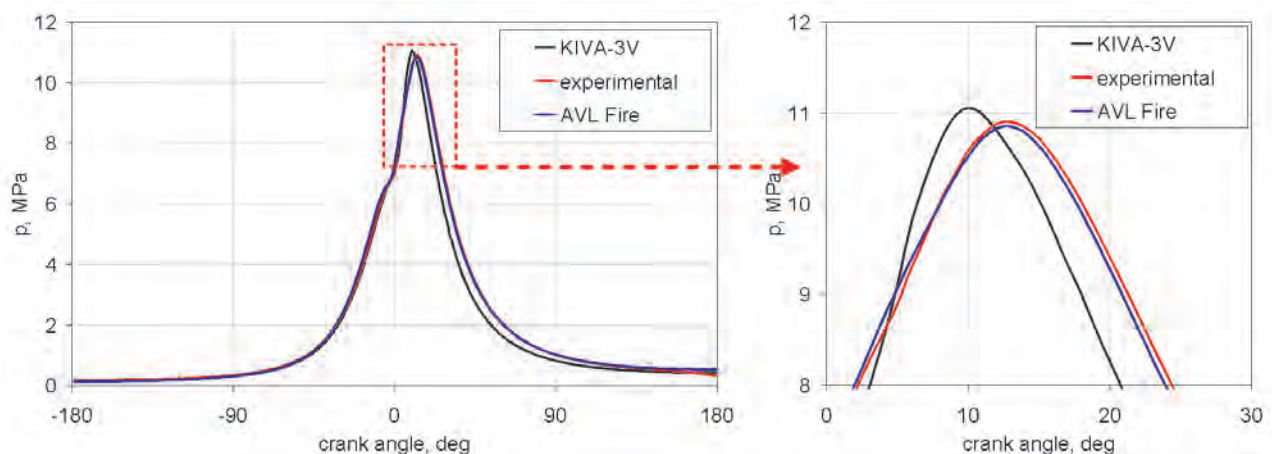


Fig. 4. Variation of combustion pressure in the real engine, as obtained by modelling with the KIVA-3V and the AVL FIRE programs, respectively

Rys. 4. Przebieg ciśnienia spalania w silniku rzeczywistym, uzyskany modelowaniem programem KIVA-3V oraz programem AVL FIRE

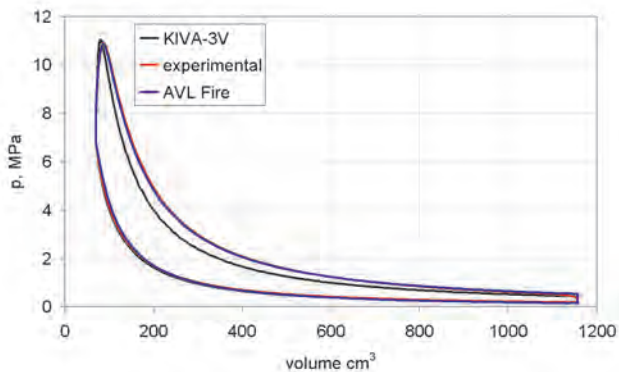


Fig. 5. Combustion pressure diagram in the p-V system
Rys. 5. Wykres ciśnienia spalania w układzie p-V

Figure 7 shows the computed combustion pressure increment, respectively, for the real engine and for the models. From the pressure increment diagram it can be found that the $dp/d\alpha$ graph obtained with the FIRE program is closer to the performance of the real engine.

Figure 8 presents the obtained differences in $dp/d\alpha$ between modelling and indicating the real engine. For modelling with the FIRE program, the maximal difference in $dp/d\alpha$ was 0.14 MPa at 1° CA after TDC, while that obtained with the KIVA-3V program was 0.3 MPa at 11° CA after TDC.

In Figure 9, the computed values of mean indicated pressure are compared for the real engine and the model. A definite difference in p_i was obtained from modelling with the KIVA-3V program. The difference against the real engine was 0.37 MPa. For modelling with the FIRE program this difference was 0.07 MPa. Since the engine cycle was modelled in the angle range from -180° to 180° CA, the mean indicated pressure for the real engine was computed for the same angle range.

Figure shows the computed values of indicated efficiency. Similarly as for the mean indicated pressure, a significant difference was obtained for the results of modelling with the KIVA-3V program. The difference in indicated efficiency,

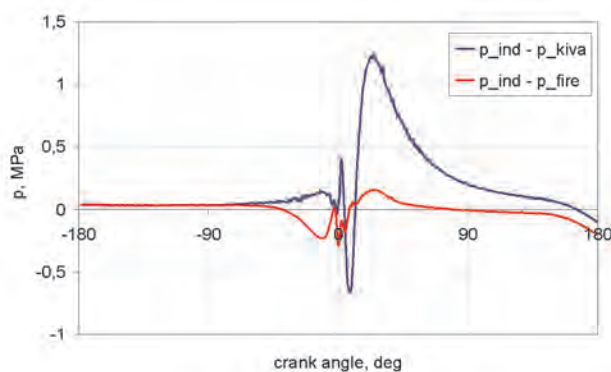


Fig. 6. The combustion pressure difference obtained by modelling with the KIVA-3V program and the AVL FIRE program

Rys. 6. Różnica ciśnienia spalania uzyskana modelowaniem programem KIVA-3V oraz AVL FIRE

odzwierciedlają przebieg ciśnienia silnika rzeczywistego. Maksymalna różnica ciśnienia spalania uzyskana programem KIVA-3V wynosiła 1,24 MPa i wystąpiła 25° OWK po GMP. Dla programu FIRE różnica ciśnienia spalania wynosiła 0,15 MPa i wystąpiła przy kącie 26° OWK po GMP.

Na rysunku 7 przedstawiono obliczony przyrost ciśnienia spalania dla silnika rzeczywistego oraz dla modeli. Z przebiegu zmian przyrostu ciśnienia można stwierdzić, że przebieg $dp/d\alpha$ uzyskany programem FIRE jest bliższy wynikom silnika rzeczywistego.

Na rysunku 8 przedstawiono różnice $dp/d\alpha$ uzyskane w wyniku modelowania i indykowania silnika rzeczywistego. Dla modelowania programem FIRE maksymalna różnica $dp/d\alpha$ wynosiła 0,14 MPa 1° OWK po GMP, a uzyskane programem KIVA-3V wynosiła 0,3 MPa 11° OWK po GMP.

Na rysunku 9 porównano obliczone wartości średniego ciśnienia indykowanego dla silnika rzeczywistego oraz dla modelu. Istotną różnicę p_i uzyskano z modelowania programem KIVA-3V. Różnica w stosunku do silnika rzeczywistego wynosiła 0,37 MPa. Dla modelowania programem FIRE różnica ta wynosiła 0,07 MPa. Ze względu na to, że obieg

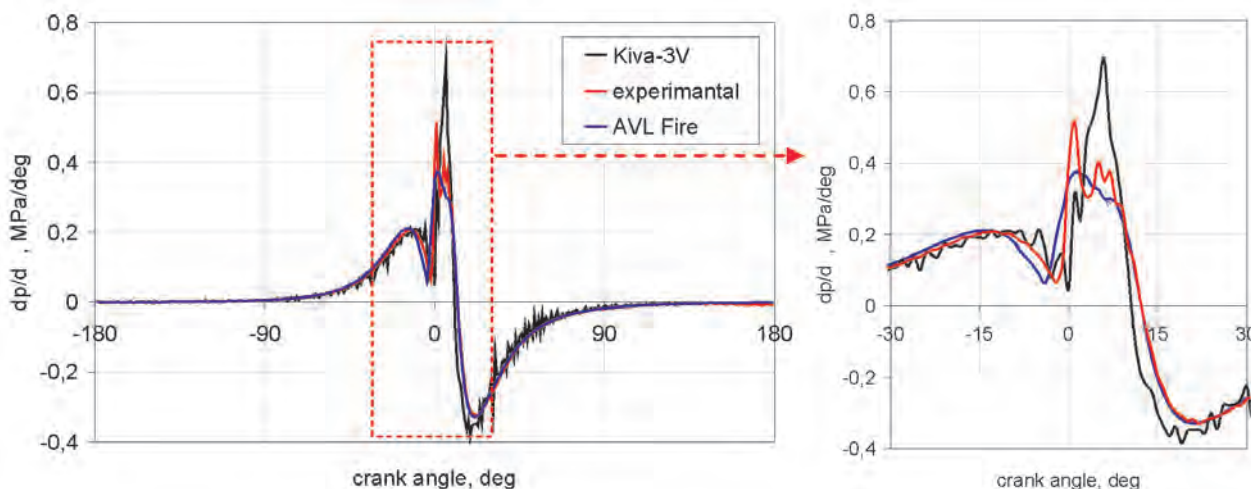


Fig. 7. Variation of pressure increment for the modelled engine
Rys. 7. Przebieg przyrostu ciśnienia dla modelowanego silnika

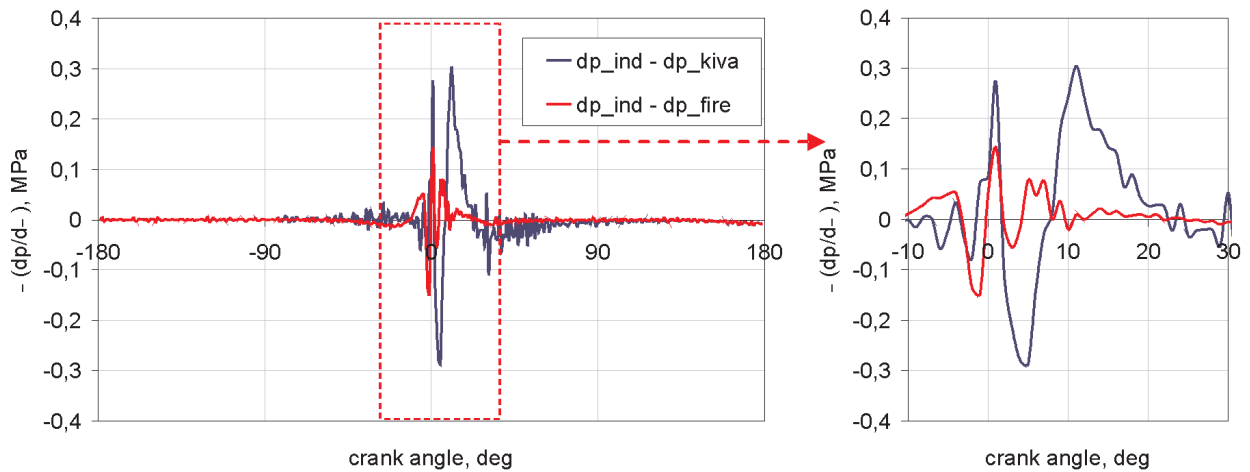


Fig. 8. Difference in pressure increment between the actual values and the values obtained from modelling with the KIVA-3V and the AVL FIRE programs, respectively

Rys. 8. Różnica przyrostów ciśnienia względem wartości rzeczywistych dla modelowania programem KIVA-3V oraz AVL FIRE

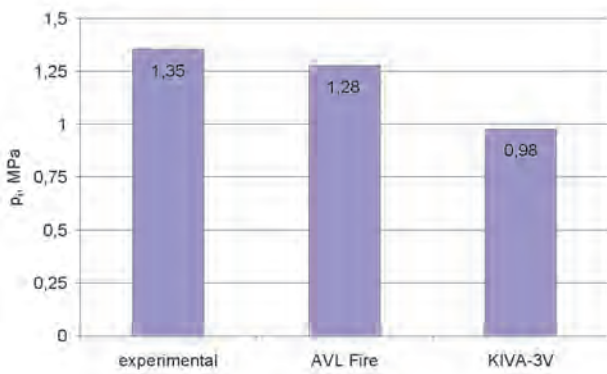


Fig. 9. Comparison of the mean indicated pressure values for the model and the real engine

Rys. 9. Porównanie wartości średniego ciśnienia indykowanego dla modelu i silnika rzeczywistego

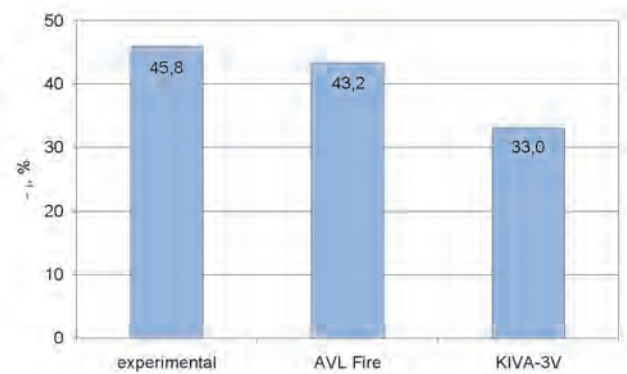


Fig. 10. Comparison of the indicated efficiency values obtained for the modelled engine

Rys. 10. Porównanie wartości sprawności indykowanej uzyskanej dla modelowanego silnika

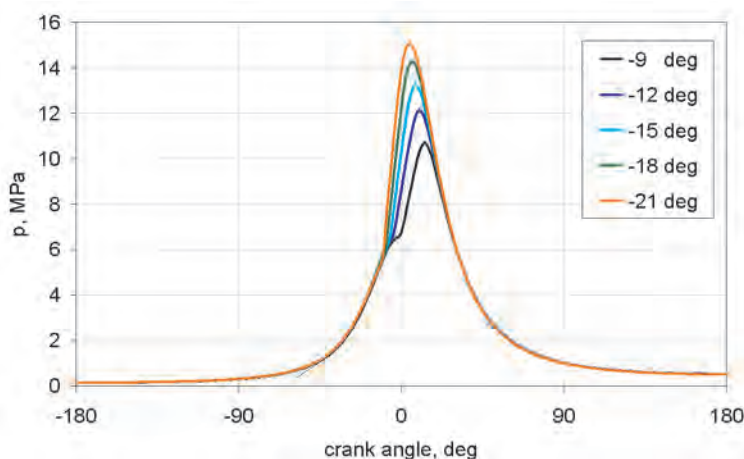


Fig. 11. Variation of combustion pressure for different injection start angles obtained from modelling with the FIRE program

Rys. 11. Przebieg ciśnienia spalania dla różnych kątów początku wtrysku modelowany programem FIRE

silnika modelowano w zakresie kątów od -180° do 180° OWK, dlatego dla silnika rzeczywistego średnie ciśnienie indykowane obliczono dla tego samego zakresu kątowego.

Na rysunku 10 przedstawiono obliczone wartości sprawności indykowanej. Podobnie jak dla średniego ciśnienia indykowanego znaczną różnicę uzyskano dla wyników modelowania programem KIVA-3V. Różnica sprawności indykowanej η_i wynosiła 12,8%. Znacznie lepszą zgodność wyników uzyskano dla modelowania programem FIRE, w tym przypadku różnica η_i wynosiła 2,6%.

Silnik rzeczywisty pracuje z kątem początku wtrysku 9° OWK przed GMP. Po dokonaniu weryfikacji modelu przeprowadzono modelowanie obrotu silnika w poszukiwaniu optymalnego kąta początku wtrysku. Przyjęto, że optymalną wartością kąta początku wtrysku była ta, przy której wystąpiła maksymalna praca i sprawność indykowana.

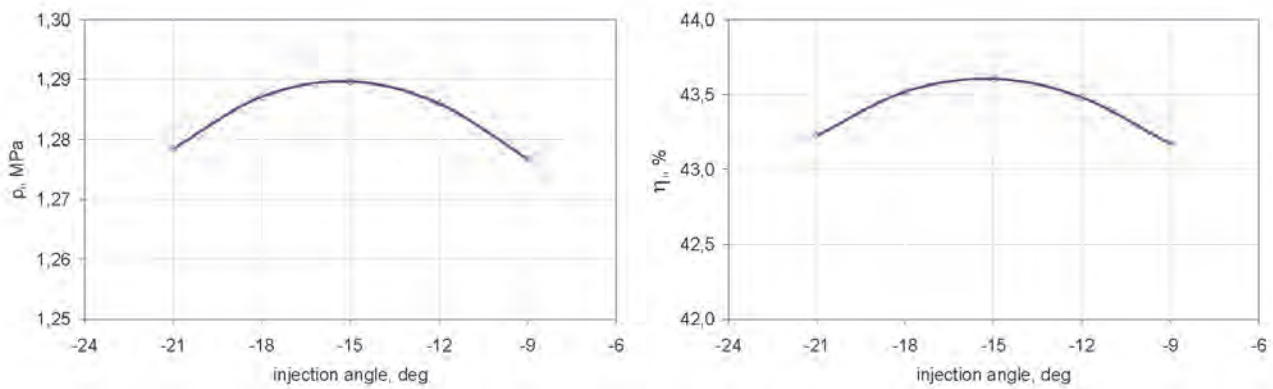


Fig. 12. Mean indicated pressure (left) and indicated efficiency (right) at different injection start angles, as modelled with the FIRE program

Rys. 12. Średnie ciśnienie indykowane (lewy) i sprawność indykowana (prawy) przy różnych kątach początku wtrysku, modelowane programem FIRE

η_i , was 12.8%. Considerably better consistence of the results was achieved for modelling with the FIRE program; in this case, the difference in η_i was 2.6%.

The real engine operates at an injection start angle of 9° CA before TDC. After reviewing the model, modelling of the engine cycle was performed in the search for the optimal injection start angle. It was assumed that the optimal value of injection start angle was the one at which the maximum work and indicated efficiency occurred.

Figure 11 presents several pressure variation graphs obtained from modelling with the FIRE program for different fuel injection angles.

Figure 12 represents the effect of the injection start angle on the magnitudes of mean indicated pressure and indicated efficiency. For the modelled engine, it turned out that, due to the thermal cycle parameters, the optimal injection start angle is 15° CA before TDC. The obtained maximum values were $p_i = 1.29$ MPa and $\eta_i = 43.6\%$.

6. Summary

The paper has presented the results of modelling the thermal cycle of the test 6CT107 compression ignition engine, obtained using the AVL FIRE and the KIVA-3V programs. The performed simulations of the combustion process have provided information on the spatial and time distributions of selected quantities within the combustion chamber of the test engine. The numerical analysis results have been juxtaposed with the results of indicating the engine on the test stand. It has been found that the results obtained using the FIRE and the KIVA-3V programs do not coincide with the actual results; better consistence with the experimental test results has been achieved for the FIRE program's model. The difference between the maximal pressure for the engine model and the pressure value obtained from indication is, respectively, 11.5% for the KIVA-3V program and 1.4% for the FIRE program. The difference in mean indicated pressure in respect to the experiment is 27.4% for the KIVA-3V program and 5.2% for the FIRE program. The difference in indicated efficiency, η_i , for KIVA-3V program is 12.8%, while for the FIRE program, 2.6%. The simulations carried out within this work have enabled the determination of the

Na rysunku 11 przedstawiono kilka przebiegów ciśnienia uzyskanych w wyniku modelowania programem FIRE dla różnych kątów wtrysku paliwa.

Na rysunku 12 przedstawiono wpływ kąta początku wtrysku na wartość średniego ciśnienia indykowanego oraz na wartość sprawności indykowanej. Dla modelowanego silnika okazało się, że ze względu na parametry obiegu cieplnego optymalnym kątem początku wtrysku jest kąt 15° OWK przed GMP. Uzyskane maksymalne wartości wyniosły $p_i = 1.29$ MPa oraz $\eta_i = 43.6\%$.

6. Podsumowanie

W artykule przedstawiono wyniki modelowania obiegu cieplnego badawczego silnika spalinowego 6CT107 o zapłonie samoczynnym, uzyskane za pomocą programu AVL FIRE i programu KIVA-3V. Wykonane symulacje procesu spalania dostarczyły informacji na temat przestrzennych i czasowych rozkładów wybranych wielkości w komorze spalania silnika badawczego. Wyniki analizy numerycznej zestawiono z rezultatami indykowania tego silnika na stanowisku badawczym. Stwierdzono, że wyniki uzyskane programem FIRE i KIVA-3V nie pokrywają się z rzeczywistością, a lepszą zgodnością z rezultatami badań eksperymentalnych charakteryzują się model programu FIRE. Różnica maksymalnego ciśnienia dla modelu silnika, w stosunku do wartości ciśnienia uzyskanego z indykowania wyniosła odpowiednio: dla programu KIVA-3V 11,5%, a dla programu FIRE 1,4%. Różnica wartości średniego ciśnienia indykowanego w odniesieniu do eksperymentu wyniosła: dla programu KIVA-3V 27,4%, dla programu FIRE 5,2%. Różnica wartości sprawności indykowanej η_i wyniosła dla programu KIVA-3V 12,8%, a dla programu FIRE 2,6%.

Przeprowadzone w ramach pracy symulacje umożliwiły wyznaczenia optymalnego kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa dla modelu silnika, który wyniósł 15° OWK przed GMP. Wartość ta okazała się różna od wartości kąta 9° OWK przed GMP, z którym pracuje silnik rzeczywisty. Fakt ten wymaga weryfikacji na silniku eksperymentalnym, co będzie uwzględnione w kolejnych pracach badawczych.

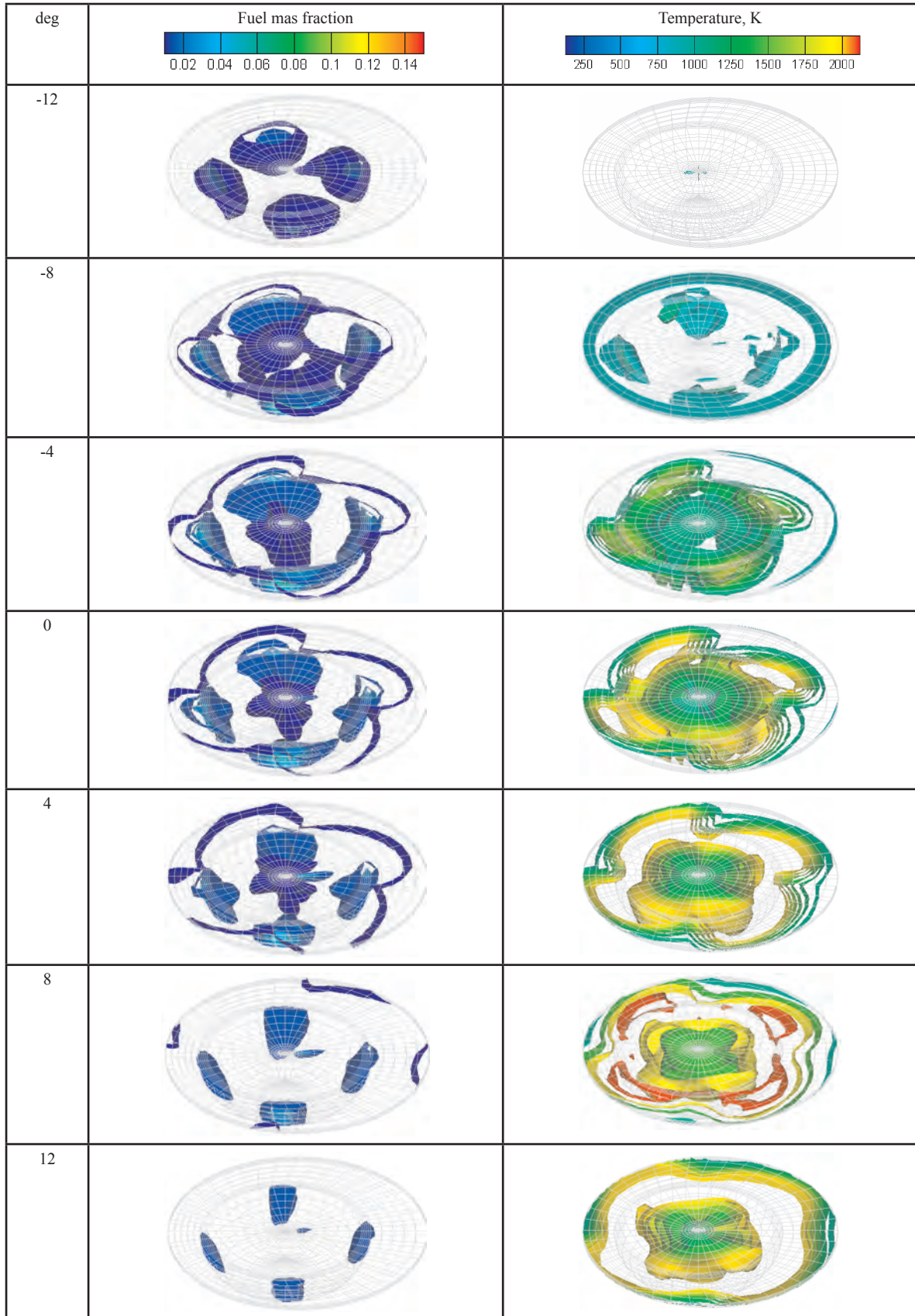


Fig. 13. Spatial distribution of fuel and temperature in the combustion chamber, as modelled with the FIRE program.
Injection start angle -15° CA before TDC

*Rys. 13. Przestrzenny rozkład paliwa w komorze spalania oraz temperatury modelowane programem FIRE.
Kąt początku wtrysku -15° OWK przed GMP*

optimal fuel injection advance angle for the engine model, which amounts to 15° CA before TDC. This value has turned out to be different from the angle value of 9° CA before TDC, at which the real engine operates. This fact needs to be verified on an experimental engine, which will part of subsequent research works.

In summary, it can be stated that for the investigated case of modelling the thermal cycle of the 6CT107 compression ignition engine, the AVL FIRE program has turned out to be a better tool, as it has provided better consistence of the modelling results with the real engine indication results.

Podsumowując, można stwierdzić, że dla badanego przypadku do modelowania obiegu cieplnego silnika 6CT107 o zapłonie samoczynnym lepszym narzędziem okazał się program AVL FIRE, ponieważ dzięki niemu uzyskano dobrą zgodność wyników modelowania z wynikami indykowania silnika rzeczywistego.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Amsden A.A.: KIVA-3V, A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical Or Canted Value. Los Alamos National Laboratory LA-UR-97-689, 1997.
- [2] Amsden A.A.: KIVA-3V: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries, Los Alamos National Laboratory, LA-12503-MS, 1993.
- [3] Amsden A.A., O'Rourke P.J., Butler T.D.: KIVA-II, A computer program for Chemically Reactive Flows with Sprays. Los Alamos National Laboratory LA-11560-MS, 1989.
- [4] AVL FIRE, VERSION 2009ICE Physics & Chemistry. Combustion, Emission, Spray, Wallfilm. Users Guide, 2009.
- [5] Baumgarten C.: Mixture Formation in Internal Combustion Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006.
- [6] Binesh A.R., Hossainpour S.: Three dimensional modeling of mixture formation and combustion in a direct injection heavy-duty diesel engine, World Academy of Science, Engineering and Technology 41, p. 207-212, 2008
- [7] Colin O., Benkenida A.: The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion. Oil & Gas Science and Technology 2004.
- [8] Dillies B., Marx K., Dec J., Espey Ch.: Diesel Engine Combustion Modeling Using the Coherent Flame Model in Kiva-II. SAE Paper Number: 930074, 1993.
- [9] Gunabalan A., Tamilporai P., Ramaprabhu R.: Effects of injection timing and EGR on DI diesel engine performance and emission – using CFD, Journal of Applied Sciences 10 (22), p. 2823-2830, 2010.
- [10] Hélie J., Trouvé A.: A modified coherent flame model to describe turbulent flame propagation in mixtures with variable composition. Proceedings of the Combustion Institute, Volume 28, Issue 1, 2000, p. 193-201. Revue de l'Institut Français du Pétrole.
- [11] Heywood J.B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, 1988.
- [12] Kusaka J., Daisho Y.: Simulating combustion and exhaust gas emissions in a DI diesel engine by using a CFD code combined with detailed chemistry, Journal of KONES Internal Combustion Engines 2003, vol. 10, No 1-2, 2003
- [13] Musculus M.P., Rutland C.J.: Coherent flamelet modeling of diesel engine combustion. Combustion science and technology. 1995, vol. 104, no 4-6, p. 295-337.
- [14] Schweitzer P.: The tangent method of analysis of indicator cards of internal combustion engines. Bulletin nr 35, Pennsylvania State University, September 1926.
- [15] Kort R.T., Mansouri H., Heywood J.B., Ekchian A.: Divided-chamber diesel engine. Part II. Experimental validation of a predictive cycle-simulation and heat release analysis. SAE Papers, 1982, nr 820205.
- [16] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa 1990.
- [17] Szwaja S, Jamrozik A.: Analysis of Combustion Knock in the SI Engine. Silniki Spalinowe/Combustion Engines, Mixture Formation Ignition & Combustion, Nr 2009-SC2, June 2009.
- [18] Warnatz J, Maas U., Dibble R.W.: Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation. Springer, 2006.
- [19] Tatschl R., Priesching P., Ruetz J.: Recent Advances in DI-Diesel Combustion Modeling in AVL FIRE – A Validation Study. International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting at the SAE Congress April 15, 2007 Detroit, MI.

Prof. Karol Cupiał, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Częstochowa University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Karol Cupiał – Profesor na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.

e-mail: cupial@imjits.pcz.czest.pl



Mr. Wojciech Tutak, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Częstochowa University of Technology.

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

e-mail: tutak@imjits.pcz.czest.pl



Mr. Arkadiusz Jamrozik, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Częstochowa University of Technology.

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

e-mail: jamrozik@imjits.pcz.czest.pl



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

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

e-mail: kocisz@imjits.pcz.czest.pl



The research of the probabilistic characteristics of exhaust emissions from vehicle engines

The influence of the probability density of the average speed on the probability density of the specific road exhaust emissions has been analyzed in the paper. The characteristics of the exhaust emissions from internal combustion engines warmed up to normal operating temperature have been examined. The research has been carried out for characteristics of the exhaust emissions from internal combustion engines of passenger vehicles. The research has been carried out for two kinds of functions in the form courses of average speed: of constant and normal distribution. The Monte Carlo Method has been used in the research. The probability density of the specific road exhaust emissions has been estimated. The zero-dimensional characteristics: the median, the kurtosis and the skewness coefficient, have been examined. A significant regularity of the displacement of the probability density towards smaller values in relation to the average speed probability density has been ascertained.

Keywords: exhaust emissions, probability density, Monte Carlo Method

Badania charakterystyk probabilistycznych emisji zanieczyszczeń z silników samochodowych

W artykule przeanalizowano wpływ gęstości prawdopodobieństwa prędkości średniej samochodu na gęstość prawdopodobieństwa emisji drogowych zanieczyszczeń. Rozpatrywano charakterystyki emisji zanieczyszczeń z silników nagranych do temperatury normalnej eksploatacji. Badania przeprowadzono dla charakterystyk emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych samochodów osobowych. Wykonano je dla dwóch rodzajów wymuszeń w postaci procesów prędkości średniej samochodu o rozkładach: stałym i normalnym, stosując metodę Monte Carlo. Wyznaczono gęstości prawdopodobieństwa emisji drogowych zanieczyszczeń. Badano również charakterystyki punktowe rozpatrywanych zbiorów: medianę, kurtozę i współczynnik skośności. Stwierdzono wyraźną regularność przesuwania się gęstości prawdopodobieństwa emisji drogowych zanieczyszczeń w stronę mniejszych wartości w stosunku do gęstości prawdopodobieństwa prędkości średniej.

Słowa kluczowe: emisja zanieczyszczeń, gęstość prawdopodobieństwa, metoda Monte Carlo

1. Introduction

There is mathematical operator dependence between the exhaust emissions from combustion engines under dynamic conditions and the engine states [3 – 5]. The engine operating states can be described with their thermal states and the intensity of their operation characterized by the engine speed and loads – most frequently torque [3, 4]. In the tractive operating conditions the basic process determining the ecological properties of combustion engines in terms of the exhaust emissions is the vehicle speed [3, 4]. Hence, the exhaust emissions from vehicles under dynamic conditions are characteristic of each course of vehicle speed and each course of speed can be treated in comparable vehicle operating conditions as a realization of the stochastic process [3, 11].

Because of the needs of evaluation of the exhaust emissions it is advised to correlate these emissions with the point characteristics (zero-dimensional) of the stochastic processes of the vehicle speeds. We know from experience that there is a high efficiency of usage of the characteristics of dependence of the exhaust emissions on the average vehicle speed [1, 3, 4, 6]. Such characteristics are usually determined on the chassis dynamometer where driving tests are performed of different courses of speed, simulating real driving conditions of vehicles. Besides typical driving tests used in the homologation procedures such as [1, 4]: European UDC

1. Wprowadzenie

Emisja zanieczyszczeń z silników spalinowych w warunkach dynamicznych jest zależna od stanów pracy silnika w sposób operatorowy [3 – 5]. Stany pracy silnika mogą być opisane stanem cieplnym silnika oraz intensywnością pracy, którą charakteryzuje prędkość obrotowa i obciążenie – najczęściej moment obrotowy [3, 4]. W warunkach użytkowania trakcyjnego podstawowym procesem determinującym właściwości ekologiczne silników samochodowych ze względu na emisję zanieczyszczeń jest prędkość pojazdu [3, 4]. W związku z tym emisja zanieczyszczeń z silników samochodowych w warunkach dynamicznych jest znamienne dla każdego konkretnego przebiegu prędkości pojazdu, a każdy przebieg prędkości może być traktowany w porównywalnych warunkach użytkowania samochodu jako realizacja procesu stochastycznego [3, 11].

Ze względu na potrzeby szacowania emisji zanieczyszczeń jest celowe uzależnienie tych emisji od charakterystyk punktowych (zerowymiarowych) procesów stochastycznych prędkości pojazdu. Z doświadczenia jest wiadome, że duża jest skuteczność posługiwania się charakterystykami zależności emisji drogowych zanieczyszczeń od prędkości średniej samochodu [1, 3, 4, 6]. Charakterystyki takie są wyznaczane zazwyczaj na hamowni podwoziowej, na której są wykonywane testy jezdne o różnych przebiegach

(Urban Driving Cycle) and EUDC (Extra Urban Driving Cycle), American FTP 75 (Federal Transient Procedure) and HWFET (Highway Fuel Economy Test), or the Japanese test Japan 10–15 Mode Cycle also special tests are applied. These are for example the stop-and-go tests used in the exhaust emission models developed at INFRAS AG. The tests simulate very high traffic congestion where the average speed is lower than 6 km/h and the Autobahn test for the simulation of vehicle traffic on expressways.

Another zero-dimensional characteristic used in the exhaust emission tests is the average value of the absolute value of the product of the vehicle acceleration and speed [1, 3, 4, 6]. For the modeling of the vehicle exhaust emission level the engineers frequently use the dependence of the road emissions or emission intensity on two quantities that characterize the course of the vehicle speed: average value of the speed and the average value of the absolute product of acceleration and speed [1, 3, 4].

In this paper the exhaust emission characteristics in the form of the relation between the emission and the average vehicle speed has been discussed. The tests are performed for the joint category of passenger vehicles, comprising gasoline and diesel engine vehicles of different capacities and different environmental standards [1, 2, 4, 6, 9]. The structure of the vehicles in terms of their number and intensity of operation (mileage) was assumed on the level from 2009 in Poland. To this end the models of structure were used (developed for The Western Europe – the German model) [1] as well as the model of ‘automotive industry lag’ in Poland developed by the author [2, 3]. For the investigations the case of engines warmed up to the regular operating temperature were applied.

2. The investigations of the probabilistic processes of exhaust emissions from vehicle engines for different average vehicle speeds

Figures 1 – 4 present the characteristics of the exhaust emissions as the dependence of the road emissions from the engines of passenger vehicles on the average speeds. The emissions that are under analysis are carbon monoxide CO, hydrocarbons HC, nitric oxides NO_x and particulate matter PM. These characteristics were determined with the use of the databases contained in INFRAS AG [9].

The simulation research on the exhaust emissions was performed with the use of the Monte Carlo method [6, 10]. The average value was assumed as the point characteristic of the course of the speed. In the research the average value is treated as an incidental value that characterizes the stochastic process, hence the research on the exhaust emissions is carried out for the stochastic processes of different characteristics and different average value in particular. In this paper the author discusses two courses of average speeds of vehicles of distributions: constant (even) and normal. The discrete value of the courses of average vehicle speed were determined for each course in 15 000 points with the use of the generator of pseudo random numbers – a part of the Statistica software.

prędkości, symulujące rzeczywiste warunki ruchu pojazdów. Oprócz typowych testów jezdnych, wykorzystywanych w procedurach homologacyjnych, takich jak [1, 4]: europejskie UDC (*Urban Driving Cycle*) i EUDC (*Extra Urban Driving Cycle*), amerykańskie FTP 75 (*Federal Transient Procedure*) i HWFET (*Highway Fuel Economy Test*), czy japoński Japan 10–15 Mode Cycle, stosuje się również testy specjalne. Są nimi przykładowo w modelu emisji zanieczyszczeń, opracowanym w INFRAS AG: Stop and Go – test symulujący warunki o znacznym utrudnieniu ruchu pojazdów (kongestia) o prędkości średniej mniejszej niż 6 km/h oraz test Autobahn do symulacji ruchu samochodów na autostradach i trasach szybkiego ruchu.

Inną charakterystyką zerowymiarową stosowaną w badaniach emisji zanieczyszczeń jest wartość średnia wartości bezwzględnej iloczynu przyspieszenia i prędkości pojazdu [1, 3, 4, 6]. Często wykorzystuje się do modelowania emisji zanieczyszczeń z pojazdów zależność emisji drogowej lub natężenia emisji zanieczyszczeń od dwóch wielkości, charakteryzujących proces prędkości jazdy samochodów: wartości średniej prędkości oraz wartości średniej wartości bezwzględnej iloczynu przyspieszenia i prędkości pojazdu [1, 3, 4].

W niniejszym artykule rozpatruje się charakterystyki emisji zanieczyszczeń w postaci zależności emisji drogowej zanieczyszczeń od prędkości średniej samochodu. Badania są wykonywane dla skumulowanej kategorii samochodów osobowych, obejmującej samochody osobowe z silnikami o zapłonie iskrowym i o zapłonie samoczynnym, o różnych objętościach skokowych i różnych kategorii ekologicznych [1, 2, 4, 6, 9]. Strukturę samochodów ze względu na ich licznosc i intensywnosc uzytkowania (przebiegi) przyjęto na poziomie 2009 r. w Polsce. Zastosowano w tym celu modele struktury, opracowane dla państw Europy Zachodniej (wykorzystano model dla Niemiec) [1], oraz opracowany przez autora model opóźnienia stanu motoryzacji w Polsce w stosunku do Europy Zachodniej [2, 3]. Przyjęto do badań przypadek emisji zanieczyszczeń z silników nagranych do temperatury normalnej eksploatacji.

2. Badania właściwości probabilistycznych procesów emisji zanieczyszczeń z silników samochodowych dla różnych procesów prędkości średniej pojazdów

Na rysunkach 1 – 4 przedstawiono charakterystyki emisji zanieczyszczeń jako zależności emisji drogowej zanieczyszczeń z silników samochodów osobowych od prędkości średniej. Zanieczyszczeniami, których emisje są analizowane są tlenek węgla CO, węglowodory HC, tlenki azotu NO_x i cząstki stałe PM. Charakterystyki te wyznaczono z zastosowaniem baz danych zawartych w oprogramowaniu INFRAS AG [9].

Badania symulacyjne emisji zanieczyszczeń przeprowadzono z zastosowaniem metody Monte Carlo [6, 10]. Jako charakterystykę punktową procesu prędkości przyjęto wartość średnią. W badaniach wartość średnią traktuje się jako wielkość przypadkową, charakteryzującą proces

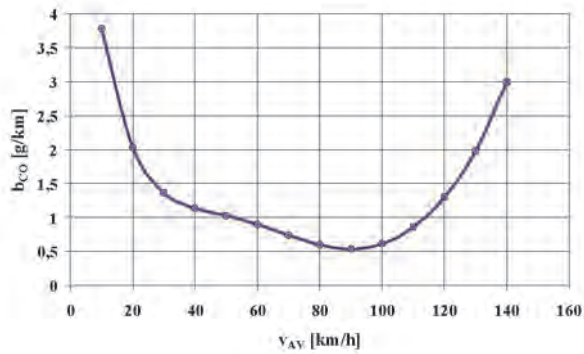


Fig. 1. The dependence of specific road emission of carbon monoxide b_{CO} from passenger vehicle engines on the average speed v_{AV}

Rys. 1. Zależność emisji drogowej tlenku węgla b_{CO} z silników samochodów osobowych od prędkości średniej v_{AV}

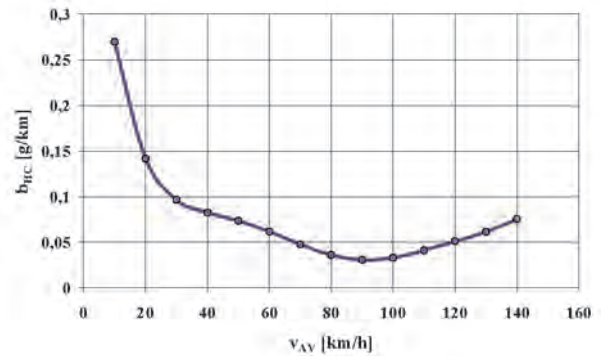


Fig. 2. The dependence of specific road emission of hydrocarbons b_{HC} from passenger vehicle engines on the average speed v_{AV}

Rys. 2. Zależność emisji drogowej węglowodorów b_{HC} z silników samochodów osobowych od prędkości średniej v_{AV}

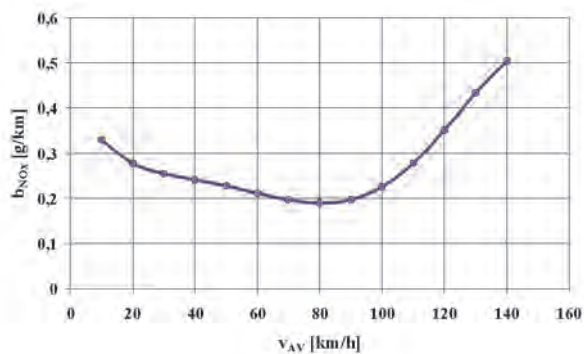


Fig. 3. The dependence of specific road emission of nitrogen oxides b_{NOx} from passenger vehicle engines on the average speed v_{AV}

Rys. 3. Zależność emisji drogowej tlenków azotu b_{NOx} z silników samochodów osobowych od prędkości średniej v_{AV}

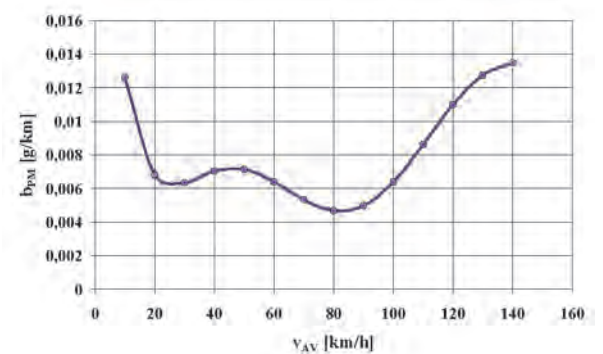


Fig. 4. The dependence of specific road emission of particulate matter b_{PM} from passenger vehicle engines on the average speed v_{AV}

Rys. 4. Zależność emisji drogowej cząstek stałych b_{PM} z silników samochodów osobowych od prędkości średniej v_{AV}

For the course of the average speed of even distribution a minimum value of 10 km/h and a maximum value of 140 km/h were assumed. For the course of average speed of the normal distribution the average value of 65 km/h and the standard deviation of 35 km/h were assumed. For the individual elements of the average speed sets the elements of the sets of road exhaust emissions were determined as per the characteristics presented in figures 1 – 4. The analyses of the statistical properties of these sets of average speed and road exhaust emissions were carried out on standardized values [12].

Figure 5 presents the probability density $g(x)$ of a standardized average speed (passenger vehicles) of constant distribution in the domain of value of course x .

Figures 6 – 9 present the probability density of standardized exhaust emissions for the average speed of constant distribution.

Figure 10 collectively presents the probability density of a standardized average speed of passenger vehicles and a standardized road exhaust emissions for engines of passenger vehicles for the average speed of constant distribution. In order to ensure the clarity of the graph, the points of the discrete values of the density were joined with straight line.

stochastyczny, zatem badania emisji zanieczyszczeń są wykonywane dla procesów stochastycznych o różnych charakterystykach, w szczególności o różnej wartości średniej. W niniejszym artykule rozpatruje się dwa procesy prędkości średniej samochodów osobowych o rozkładach: stałym (jednostajnym, równomiernym) i normalnym. Dyskretne wartości procesów prędkości średniej samochodu wyznaczono

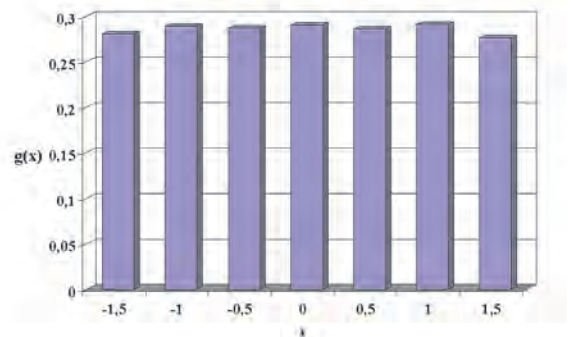


Fig. 5. The probability density $g(x)$ of the standardized average passenger vehicle speed v_{AVs} – constant distribution

Rys. 5. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych v_{AVs} – rozkład stały

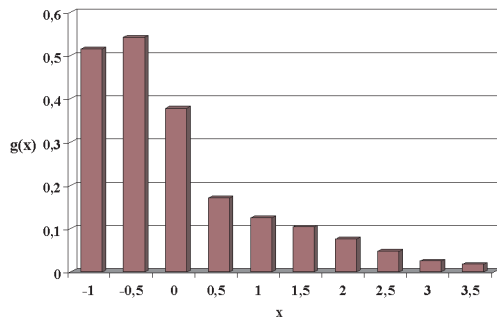


Fig. 6. The probability density $g(x)$ of the standardized specific road emission of carbon monoxide b_{COs} from passenger vehicle engines
 Rys. 6. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej emisji drogowej tlenku węgla b_{COs} z silników samochodów osobowych

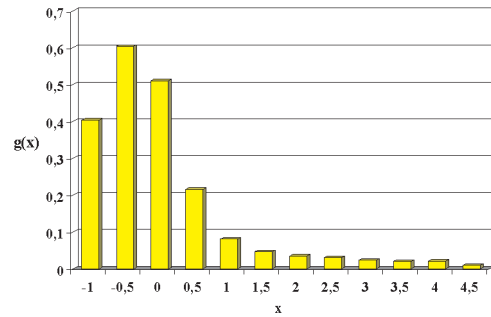


Fig. 7. The probability density $g(x)$ of the standardized specific road emission of hydrocarbons b_{HCs} from passenger vehicle engines
 Rys. 7. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej emisji drogowej węglowodorów b_{HCs} z silników samochodów osobowych

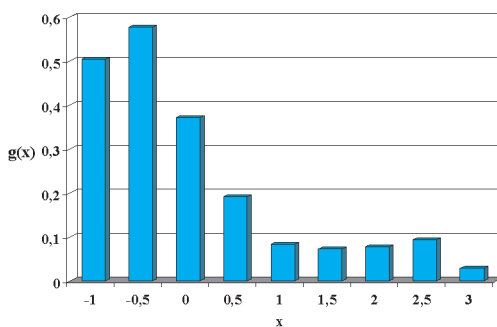


Fig. 8. The probability density $g(x)$ of the standardized specific road emission of nitrogen oxides b_{NOxs} from passenger vehicle engines
 Rys. 8. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej emisji drogowej tlenków azotu b_{NOxs} z silników samochodów osobowych

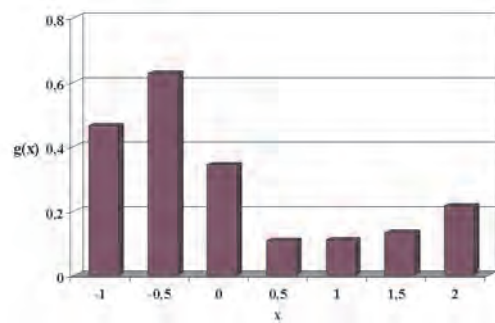


Fig. 9. The probability density $g(x)$ of the standardized specific road emission of particulate matter b_{PMs} from passenger vehicle engines
 Rys. 9. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej emisji drogowej cząstek stałych b_{PMs} z silników samochodów osobowych

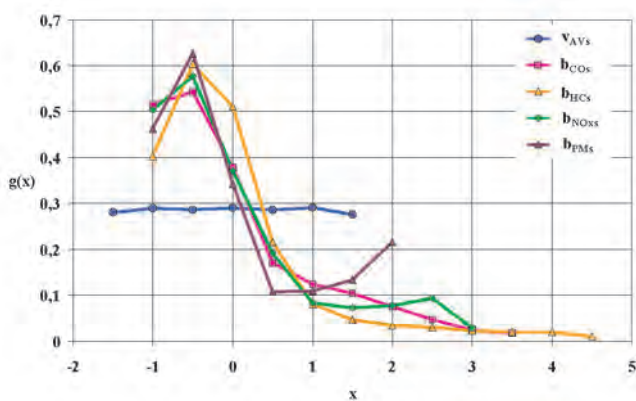


Fig. 10. The probability density of the standardized average passenger vehicle speed v_{AVs} and of the standardized specific road emissions from passenger vehicle engines: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOxs} and b_{PMs}
 Rys. 10. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych v_{AV} oraz standaryzowanej emisji drogowej zanieczyszczeń z silników samochodów osobowych: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOxs} i b_{PMs}

The sets of the road exhaust emissions have very asymmetrical distributions with a clear shift of the modal value towards lower values.

dla każdego procesu w 15 000 punktów z zastosowaniem generatora liczb pseudoprzypadkowych, stanowiącego wyposażenie oprogramowania Statistica.

Dla procesu prędkości średniej o rozkładzie stałym przyjęto wartość minimalną równą 10 km/h, a maksymalną 140 km/h. Dla procesu prędkości średniej o rozkładzie normalnym przyjęto wartość średnią 65 km/h i odchylenie standardowe 35 km/h. Dla poszczególnych elementów zbiorów prędkości średniej wyznaczono elementy zbiorów emisji drogowej zanieczyszczeń zgodnie z charakterystykami przedstawionymi na rysunkach 1–4. Analizy właściwości statystycznych zbiorów prędkości średniej i emisji drogowej zanieczyszczeń przeprowadzono na wartościach standaryzowanych [12].

Na rysunku 5 przedstawiono gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych o rozkładzie stałym w dziedzinie wartości procesu x .

Na rysunkach 6–9 przedstawiono gęstość prawdopodobieństwa standaryzowanych emisji drogowej zanieczyszczeń dla prędkości średniej o rozkładzie stałym.

Na rysunku 10 przedstawiono w sposób zbiorczy gęstość prawdopodobieństwa standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych oraz standaryzowanej emisji drogowej zanieczyszczeń z silników samochodów osobowych

Figure 11 presents the probability density of the standardized average speed of passenger vehicles of normal distribution.

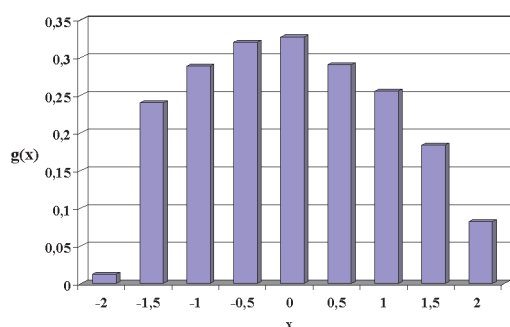


Fig. 11. The probability density $g(x)$ of the standardized average passenger vehicle speed v_{AVs} – normal distribution

Rys. 11. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych v_{AVs} – rozkład normalny

Figures 12 – 15 present the probability density of standardized road exhaust emissions for the average speed of normal distribution.

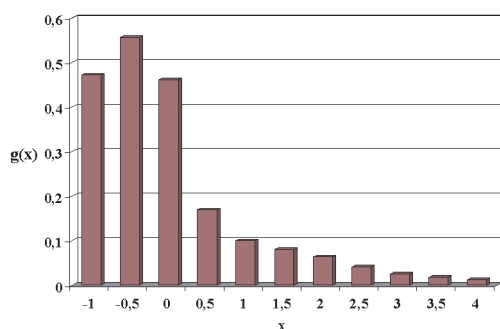


Fig. 12. The probability density of the standardized specific road emission of carbon monoxide b_{COs} from passenger vehicle engines

Rys. 12. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej emisji drogowej tlenku węgla b_{COs} z silników samochodów osobowych

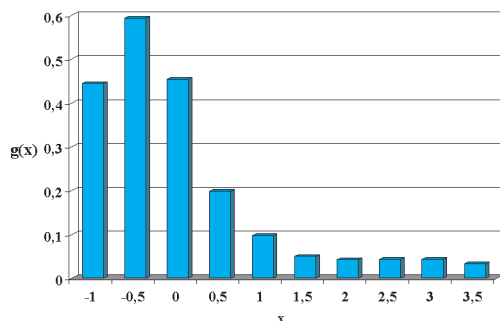


Fig. 14. The probability density of the standardized specific road emission of nitrogen oxides b_{NOxs} from passenger vehicle engines

Rys. 14. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej emisji drogowej tlenków azotu b_{NOxs} z silników samochodów osobowych

dla prędkości średniej o rozkładzie stałym. W celu przejrzystości wykresu punkty dyskretne wartości gęstości prawdopodobieństwa połączono odcinkami linii prostej.

Zbiory emisji drogowej zanieczyszczeń mają rozkłady bardzo niesymetryczne z wyraźnym przesunięciem wartości modalnej ku mniejszym wartościom.

Na rysunku 11 przedstawiono gęstość prawdopodobieństwa standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych o rozkładzie normalnym.

Na rysunkach 12 – 15 przedstawiono gęstość prawdopodobieństwa standaryzowanych emisji drogowych zanieczyszczeń dla prędkości średniej o rozkładzie normalnym.

Na rysunku 16 przedstawiono gęstość prawdopodobieństwa standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych oraz standaryzowanej emisji drogowej zanieczyszczeń z silników samochodów osobowych dla prędkości średniej o rozkładzie normalnym (z odcinkami linii prostej, łączącymi dyskretne wartości gęstości prawdopodobieństwa).

I w tym przypadku zbiory emisji drogowej zanieczyszczeń mają rozkłady znacznie niesymetryczne z tendencją przesunięcia wartości modalnej ku mniejszym wartościom (oprócz gęstości prawdopodobieństwa emisji drogowej cząstek stałych). W związku z tym zbadano charakterystyki

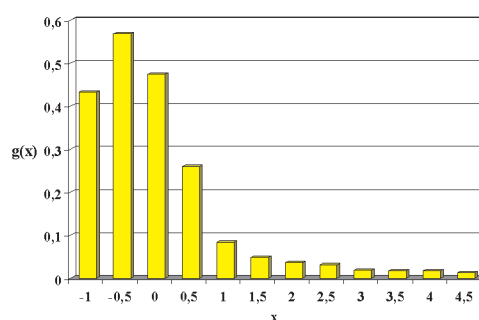


Fig. 13. The probability density of the standardized specific road emission of hydrocarbons b_{HCS} from passenger vehicle engines

Rys. 13. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej emisji drogowej węglowodorów b_{HCS} z silników samochodów osobowych

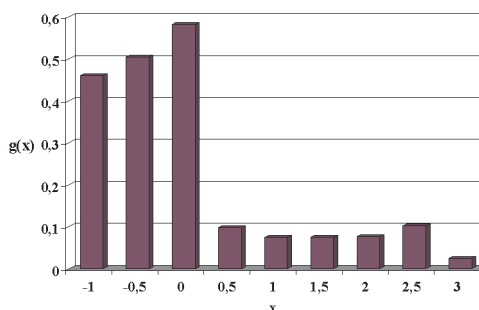


Fig. 15. The probability density of the standardized specific road emission of particulate matter b_{PMS} from passenger vehicle engines

Rys. 15. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej emisji drogowej cząstek stałych b_{PMS} z silników samochodów osobowych

Figure 16 presents the probability density of the standardized average speed of passenger vehicles and standardized road exhaust emissions from passenger vehicles for the average speed of normal distribution (with the straight lines joining the discrete values of the probability density).

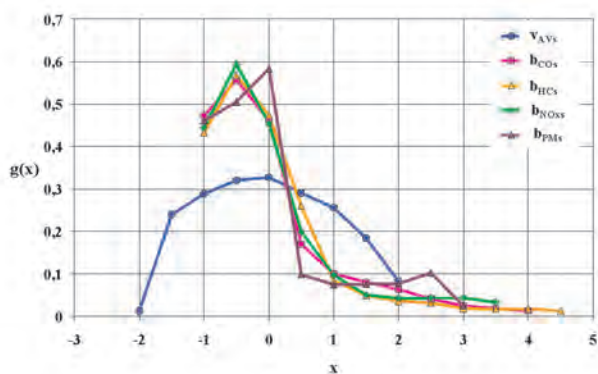


Fig. 16. The probability density of the standardized average passenger vehicle speed v_{AVs} and of the standardized specific road exhaust emissions from passenger vehicle engines: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOx} and b_{PMs}

Rys. 16. Gęstość prawdopodobieństwa $g(x)$ standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych v_{AVs} oraz standaryzowanej emisji drogowej zanieczyszczeń z silników samochodów osobowych: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOx} i b_{PMs}

Also, in this case the sets of the road exhaust emissions have significantly uneven distributions with the tendency to shift the modal value towards lower values (except the probability density of the road emission of particulate matter). Hence, the investigations focused on the statistical characteristics of the sets of the average speed and standardized road exhaust emissions for both distributions of the average speed: constant – S and normal – N: median – Figure 17, kurtosis – Figure 18 and skewness coefficient – Figure 19.

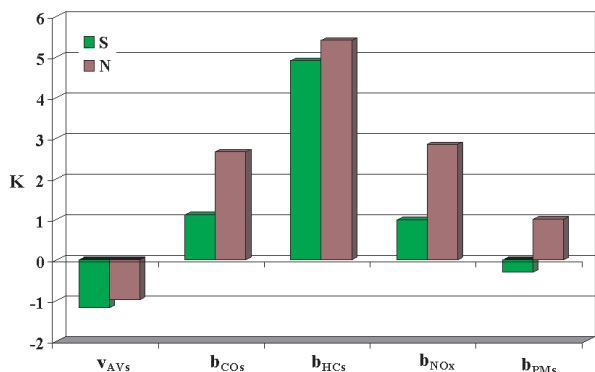


Fig. 18. The kurtosis K of the standardized average passenger vehicle speed v_{AVs} and of the standardized specific road exhaust emissions from passenger vehicle engines: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOx} and b_{PMs}

Rys. 18. Kurtosis K standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych v_{AVs} oraz standaryzowanej emisji drogowej zanieczyszczeń z silników samochodów osobowych: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOx} i b_{PMs}

The analysis of the median, kurtosis and the skewness coefficient confirm the differences in the probability densities of the standardized emissions and standardized average

statystyczne zbiorów standaryzowanej prędkości średniej i standaryzowanej emisji drogowej zanieczyszczeń dla obydwu rozkładów prędkości średniej: stałego – S i normalnego – N: medianę – rysunek 17, kurtozę – rysunek 18 i współczynnik skośności – rysunek 19.

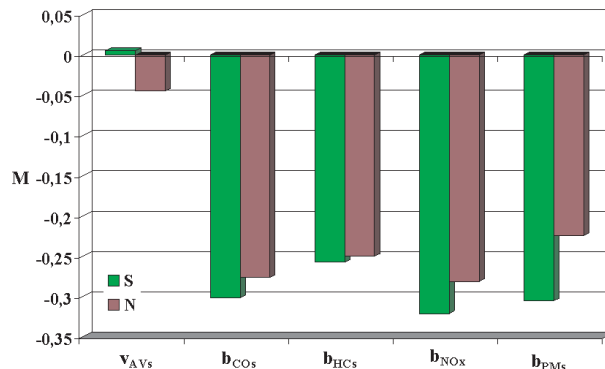


Fig. 17. The median M of the standardized average passenger vehicle speed v_{AVs} and of the standardized specific road exhaust emissions from passenger vehicle engines: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOx} and b_{PMs}

Rys. 17. Mediana M standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych v_{AVs} oraz standaryzowanej emisji drogowej zanieczyszczeń z silników samochodów osobowych: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOx} i b_{PMs}

Analiza mediany, kurtozy i współczynnika skośności potwierdza różnice w gęstościach prawdopodobieństwa standaryzowanej emisji drogowej zanieczyszczeń i standaryzowanej prędkości średniej – przesunięcie mediany ku mniejszym wartościom oraz mniejsze spłaszczenie rozkładów (rozkłady platykurtyczne [12]) i znaczną asymetrię rozkładów (rozkłady o prawostronnej asymetrii [12]).

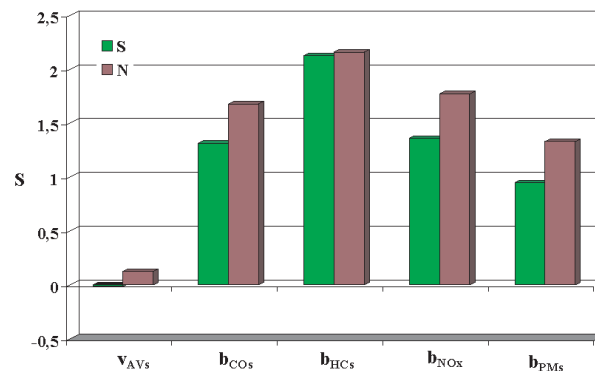


Fig. 19. The skewness coefficient S of the standardized average passenger vehicle speed v_{AVs} and of the standardized specific road exhaust emissions from passenger vehicle engines: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOx} and b_{PMs}

Rys. 19. Współczynnik skośności S standaryzowanej prędkości średniej samochodów osobowych v_{AVs} oraz standaryzowanej emisji drogowej zanieczyszczeń z silników samochodów osobowych: b_{COs} , b_{HCs} , b_{NOx} i b_{PMs}

3. Podsumowanie

Badania właściwości probabilistycznych emisji zanieczyszczeń z silników samochodowych nie należą do prac wykonywanych często, zarówno w Polsce [2 – 8], jak i w zagranicznych ośrodkach naukowych, mimo że dla użyt-

speed – the shift of the median towards lower values and a smaller flattening of the distributions (platykurtic distributions [12]) and a significant asymmetry of the distributions (right-hand asymmetry distributions [12]).

3. Conclusions

The investigations on the probabilistic properties of the exhaust emissions from vehicle engines are rather seldom carried out worldwide including Poland [2 – 8] even though for the users of combustion engines, particularly tractive engines, the nature of the operating conditions is very characteristics which substantiates treating them as entirely random. For the examples under analysis there is a significant difference of the probability density of the courses of road emissions and the probability density of the course of the average speed, on which the course of the road emissions depends. The confirmed transformation of the probability density results from the non-linear characteristics of the exhaust emissions (Fig. 1 – 4) that are relations between the road exhaust emissions and the average speeds, particularly the concaveness of the function that describes these characteristics. The consequences for the total exhaust emissions are, thus, important: in the case of typical distributions of average vehicle speeds, confirmed experimentally, for the total exhaust emissions the decisive are the moderate average speeds for which the road exhaust emissions are lower (sometimes much lower) rather than low or high average speeds.

kowania silników spalinowych, szczególnie trakcyjnych, jest znamienna znaczna nieokreśloność warunków pracy, całkowicie uzasadniająca traktowanie ich jako przypadkowych. Dla rozpatrywanych przykładów występuje znaczna różnica gęstości prawdopodobieństwa procesów emisji drogowej zanieczyszczeń i gęstości prawdopodobieństwa procesu prędkości średniej, od której zależą procesy emisji drogowej zanieczyszczeń. Stwierdzona transformacja gęstości prawdopodobieństwa wynika z nieliniowości charakterystyk emisji zanieczyszczeń (rys. 1 – 4), będących zależnościami emisji drogowej zanieczyszczeń od prędkości średniej, w szczególności wklęsłości funkcji opisujących te charakterystyki. Konsekwencje dla emisji całkowitej zanieczyszczeń są – w związku z tym – istotne: w przypadku typowych rozkładów prędkości średniej samochodów, uzasadnionych doświadczeniem, dla emisji całkowitej zanieczyszczeń decydujące znaczenie mają umiarkowane prędkości średnie, dla których emisje drogowe zanieczyszczeń są mniejsze (niekiedy znacznie) niż małych i dużych prędkości średnich.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] BUWAL, INFRAS AG: Luftschadstoffemissionen des Strassenverkehrs 1950-2010. BUWAL-Bericht Nr. 255. 1995.
- [2] Chłopek Z.: Badania struktury ekologicznej pojazdów w państwach Unii Europejskiej ze względu na możliwość adaptacji modeli emisji do warunków polskich. Journal of KONES 2000.
- [3] Chłopek Z.: Metody badań właściwości silników spalinowych w warunkach przypadkowych modelujących użytkowanie. Archiwum Motoryzacji 4/2001.
- [4] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Prace Naukowe. Seria „Mechanika” z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
- [5] Chłopek Z.: Testing of non-repeatability of pollution emission from motor-vehicle engines. Combustion Engines nr 1/2004 (118).
- [6] Chłopek Z.: Zastosowanie metody Monte Carlo do wyznaczenia ekologicznych charakterystyk silników. Journal of KONES 1998.
- [7] Chłopek Z., Piaseczny L.: Statistical investigations of fast changeable processes in ship piston combustion engines. Polish Maritime Research No 2(44), 2005, Vol 12.
- [8] Chłopek Z., Stasiak P.: The analysis of an unrepeatability of cylinder pressure signal in internal combustion engines. Combustion Engines nr 1/2005 (120).
- [9] INFRAS AG: Handbuch für Emissionsfaktoren des Strassenverkehrs; Version 2.1; Bern 2004.
- [10] Metropolis N., Ulam S.: The Monte Carlo Method. Journal of the American Statistical Association, Vol. 44, No. 247 (Sep., 1949), pp. 335-341.
- [11] Sobczyk K.: Metody dynamiki statystycznej. PWN, Warszawa 1973.
- [12] Wasserman L.: All of nonparametric statistics. Springer 2007.

Mr. Zdzisław Chłopek, DSc., DEng. – Professor in the Faculty Automotive and Construction Machinery Engineering at Warsaw University of Technology.

Dr hab. inż. Zdzisław Chłopek – profesor na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.

e-mail: moriarty@o2.pl



Tractive efficiency of a vehicle at variable speed

The paper presents the method and results of the car tractive efficiency comparative investigations. Both technical characteristics and fuel consumption values of numerous cars tested in the ECE simulated driving cycles were used as the input data. On the basis of the obtained data together with simulated tractive energy consumption the correlation between tractive efficiency and selected parameters of a vehicle were determined. The proposed method also allows indirect determination of the average engine effective efficiency of a vehicle at variable speed.

Keywords: *tractive efficiency of a vehicle, engine effective efficiency, tractive energy consumption, specific energy consumption, driving schedule*

Sprawność napędu samochodu przy zmiennej prędkości

W artykule przedstawiono opis metody i wyniki badań porównawczych sprawności napędu samochodów. Jako dane wyjściowe w tej metodzie wykorzystano dane techniczne oraz zużycie paliwa wielu samochodów, określone na podstawie badań stanowiskowych w cyklach jezdnych ECE. Te dane w połączeniu z symulacją energochłonności ruchu stanowią podstawę do określenia związków między sprawnością napędu a wybranymi parametrami samochodu. Przyjęta metoda umożliwia również pośrednio wyznaczanie średniej sprawności użytecznej silnika, pracującego przy zmiennej prędkości samochodu.

Słowa kluczowe: *sprawność napędu samochodu, sprawność użyteczna silnika, energochłonność jednostkowa, profil prędkości*

1. Introduction

The tractive efficiency of a vehicle is expressed by the ratio of tractive energy consumption [4] to chemical energy of the fuel supplied to the engine. The tractive energy consumption of a vehicle equals the value of power necessary to move wheels in order to overcome the motion resistance along a given distance [4]. The energy depends on particular properties of a vehicle and kinematic parameters of the driving schedule. The tractive efficiency is also expressed by the product of the engine effective efficiency and the powertrain system efficiency which equals the ratio of power input on the drive wheels to engine effective power [4].

A specific property of the car motion in the road traffic is the variable speed described by the driving schedule, i.e. speed versus time course. A particular example of this property is the urban driving schedule composed of numerous stop-and-go modules [3,4]. The speed variability of a vehicle has a significant influence on the engine effective efficiency as well as on the powertrain system efficiency. As a result of this variability, the transient engine efficiency changes within a wider range and is much lower than the powertrain efficiency. Therefore, the engine effective efficiency has the predominant influence on the tractive efficiency of a vehicle.

Due to the absence of methods to define the engine characteristics in unstable conditions, it is impossible to determine the engine effective efficiency solely theoretically. Therefore, some authors [1] use engine characteristics for stable conditions so as to determine fuel consumption at the variable speed which, in consequence, leads

1. Wprowadzenie

Sprawność napędu samochodu wyraża stosunek jego energochłonności ruchu [4] do całkowitej energii chemicznej paliwa doprowadzonego do silnika. Energochłonność ruchu samochodu jest rozumiana jako wartość zapotrzebowania energii na kołach napędzanych [4] w celu pokonania oporów ruchu na określonym odcinku przebytej drogi. Ta energia zależy od określonych właściwości samochodu i od parametrów kinematycznych profilu prędkości. Sprawność napędu wyraża także iloczyn sprawności użytecznej silnika i sprawności układu przeniesienia napędu wielkości, którą stanowi stosunek mocy na kołach napędzanych do mocy użytecznej silnika [4].

Cechą charakterystyczną ruchu samochodu w warunkach rzeczywistych jest zmienna prędkość, którą odwzorowuje profil prędkości, czyli przebieg czasowy prędkości. Szczególnym przykładem tej właściwości jest profil prędkości typowy dla jazdy miejskiej, złożony z wielu modułów oddzielonych postojami, tworzący tzw. cykl jezdny [3, 4]. Zmienność prędkości samochodu wywiera znaczący wpływ zarówno na sprawność użyteczną silnika, jak i sprawność układu przeniesienia napędu. W następstwie tej zmienności wartość chwilowa sprawności użytecznej silnika zmienia się w znacznie szerszym zakresie i jest dużo mniejsza od sprawności układu przeniesienia napędu. Stąd właśnie sprawność użyteczna silnika wywiera dominujący wpływ na sprawność napędu samochodu.

Wobec braku metody określania charakterystyki silnika dla nieustalonych warunków pracy, nie można wyznaczyć jego sprawności użytecznej wyłącznie sposobem

to significant inaccuracies [4]. Nevertheless, papers [4, 5] present a new method of average tractive efficiency evaluation on the basis of road tests. This method includes the road fuel consumption measurements and the driving schedule parameters become recorded simultaneously to evaluate the tractive energy consumption. For the purpose of this study, the fuel consumption specified by carmakers at test bed in simulated driving cycles were used instead of the road tests.

The investigations described in this paper include the correlation between the fuel consumption and the tractive energy consumption of numerous vehicles. The testing cycles *ECE – Urban* and *Mixed* were assumed as a standard motion at the variable speed. Both the kinematic parameters of these cycles and the characteristics of various cars were used to evaluate the tractive energy consumption regarded as a main component of the vehicle energy balance [2 – 4]. The applied method also allows estimating the average engine effective efficiency which is particularly useful for comparative purposes.

2. Definitions

While converting the energy in the engine and transmitting it to the drive wheels, the vehicle power-unit generates energy losses due to specified engine properties, parts of the powertrain system and power-unit operation parameters. The quantity of energy losses are indirect increased by the driving schedule [2 – 4] which determines, together with the motion resistance, the transient values of the resistance torque and the rotational speed of the driven wheels. The energy losses occur due to double energy conversions while:

- converting fuel chemical energy into thermal energy as the outcome of combustion inside the cylinders,
- converting thermal energy into mechanical work by the crankshaft assembly.

The engine effective efficiency depends on its resisting torque resulted from the motion resistance and the crankshaft rotational speed. Both values determine the engine operation point on the graph of the engine characteristics, which is further correlated with specific-fuel consumption, a quantity inversely proportional to the engine effective efficiency. Therefore, depending on the engine load imposed by the resisting torque and the crankshaft rotational speed, engine effective efficiency may change within a wide range of values [4].

The engine reaches the highest effective efficiency while driving at a constant speed and only within a narrow range of the crankshaft rotational speed. The lowest average effective efficiency occurs at a variable speed typical for the urban traffic [3, 4]. In these engine operation conditions, the engine load and rotational speed place throughout the lower values of the engine characteristics including unfavourable high values of the specific fuel consumption. By contrast, the transmission system efficiency is much higher at the variable speed and varies within a much narrower range of values [4]. Hence the engine effective efficiency exerts the main influence on the average tractive efficiency of a

teoretycznym. Dlatego niektórzy autorzy [1] wykorzystują do wyznaczania zużycia paliwa przy zmiennej prędkości charakterystyki silnika dla ustalonych warunków pracy, co prowadzi do znacznych nieścisłości [4]. W pracach [4, 5] przedstawiono nową metodę określania średniej sprawności napędu na podstawie badań drogowych. Metoda ta obejmuje pomiar zużycia paliwa z jednoczesną rejestracją profilu prędkości, którego parametry są niezbędne do obliczania energochłonności ruchu. W badaniach przedstawionych w tym opracowaniu zamiast testów drogowych wykorzystano wartości zużycia paliwa określone przez producentów na podstawie badań stanowiskowych samochodów w symulowanych testowych cyklach jezdnych.

Podstawę opisywanych badań stanowią związki między zużyciem paliwa a energochłonnością ruchu wielu różnych samochodów. Jako wzorce ruchu ze zmienną prędkością przyjęto testowe cykle jezdne *ECE: miejski i mieszany*. Parametry kinematyczne tych cykli, łącznie z danymi fabrycznymi różnych samochodów, wykorzystano do określenia energochłonności ruchu, stanowiącej podstawowy składnik bilansu energetycznego samochodu [2 – 4]. Zastosowana metoda umożliwia również pośrednio określenie średniej sprawności użytecznej silnika, co jest szczególnie przydatne dla celów porównawczych.

2. Definicje

Straty energetyczne zespołu napędowego samochodu są generowane podczas przetwarzania energii w silniku i następnie podczas jej przekazywania do kół napędowych pojazdu. Zależą one od określonych właściwości silnika i elementów układu przeniesienia napędu oraz od parametrów pracy zespołu napędowego. Pośrednio zasadniczy wpływ na wartość strat wywiera realizowany profil prędkości [2 – 4], który łącznie z oporami ruchu determinuje wartości chwilowe momentu oporowego oraz prędkości kątowej kół napędzanych. Straty energetyczne silnika towarzyszą dwukrotnemu przetwarzaniu energii podczas:

- przemiany energii chemicznej paliwa na energię cieplną, w wyniku spalania w cylindrach,
- przemiany energii cieplnej poprzez układ korbowy na pracę mechaniczną.

Sprawność użyteczna silnika zależy od jego obciążenia momentem oporowym generowanego oporami ruchu i od prędkości kątowej wału korbowego. Obie te wielkości decydują o położeniu punktu pracy na charakterystyce ogólnej silnika. Temu punktowi odpowiada określona wartość jednostkowego zużycia paliwa, wielkości odwrotnie proporcjonalnej do sprawności użytecznej. Dlatego, zależnie od obciążenia silnika momentem oporowym i od prędkości obrotowej, jego sprawność użyteczna może zmieniać się w szerokim przedziale wartości [4].

Najwyższą wartość sprawności użytecznej silnika osiąga podczas jazdy ze stałą prędkością i to jedynie w ograniczonym, wąskim przedziale prędkości kątowej wału, a szczególnie niekorzystnie niską wartość śred-

vehicle. For example, the average tractive efficiency does not exceed 10% in the case of a middle-class car driven in EPA Urban Cycle [4].

Since the driving schedule determines the variability of the engine and drive-line efficiency, the car tractive efficiency may be expressed only as an average value within a given distance [3,4]. The tractive efficiency is a complex function of several parameters.

Not only does this function depend on the driving schedule, but it also depends on other factors such as: unstable engine operation conditions, the time span of idle driving, transmission ratio stepping and losses in powertrain system [4]. In the case of a multi-module driving schedule, the average efficiency depends not only on power phases, but also on motion phases without powering and on stops, i.e. at zero engine efficiency [3, 4].

The average tractive efficiency may be determined on the basis of the vehicle energy balance equation given in a general form:

$$G_L W_D = \frac{E}{\eta} \quad (1)$$

where: η – average tractive efficiency for a completed driving schedule, including idle phases, E – tractive energy consumption as the total energy supplied to the drive wheels in powered phases of the driving schedule [2, 4], G_L – fuel supply to the engine during the total distance travelled including idle, W_D – fuel calorific value.

The left side of equation (1) expresses the energy supplied to the engine along a given distance including idle and stops. In practice and for comparative purposes, the fuel consumption relates to a travelled distance $Q = G_L/L$.

Similarly, the energy consumption relates to a travelled distance. In this case, the specific energy consumption [2, 4, 6], i.e. tractive energy, can be conveniently expressed as a ratio:

$$\Phi = \frac{E}{mL} \quad (2)$$

taking equation (1) into consideration, the tractive efficiency of a vehicle is as follows:

$$\eta = \frac{m\Phi}{QW_D} \quad (3)$$

where: G_L – fuel consumption within a travelled distance, L – total travelled distance of the driving schedule, m – vehicle mass, Q – fuel consumption related to the travelled distance, Φ – specific tractive energy consumption.

The specific tractive energy consumption for the schedule composed of several modules is as follows [4]:

$$\Phi = g f L_N + \frac{K}{m} \vartheta L_N + a \quad (4)$$

where: a – average acceleration during a cycle, f – tyre rolling-resistance coefficient, g – gravitational acceleration,

nią przyjmuje ta wielkość podczas jazdy ze zmienną prędkością, zwłaszcza w ruchu miejskim [3, 4]. W tych warunkach pracy obciążenie i prędkość obrotowa silnika przypadają bowiem na dolny obszar jego charakterystyki, obejmujący niekorzystnie wysokie wartości jednostkowego zużycia paliwa. Dla odmiany przy zmiennej prędkości sprawność układu przeniesienia napędu jest znacznie wyższa i zmienia się w dużo węższym przedziale wartości [4]. Stąd sprawność silnika wywiera dominujący wpływ na wartość średnią sprawności napędu. Na przykład dla samochodu osobowego średniej klasy, poruszającego się w cyklu miejskim EPA, wartość średnia sprawności napędu nie przekracza 10% [4].

Ponieważ profil prędkości decyduje o zmienności zarówno sprawności silnika, jak i układu przeniesienia napędu, zatem sprawność napędu może być wyrażana jedynie *wartością średnią*, dla określonego odcinka przebytej drogi [3, 4]. Sprawność napędu jest złożoną funkcją wielu zmiennych. Funkcja ta zależy nie tylko od profilu prędkości, lecz także od innych czynników, takich jak: nieustalone warunki pracy silnika, czas pracy silnika na biegu jałowym, zmienność i stopniowanie przełożenia oraz straty w układzie przeniesienia napędu [4]. Dla złożonego, wielomodułowego profilu prędkości, o średniej sprawności napędu decydują nie tylko fazy napędzania, lecz także fazy ruchu bez napędu kół oraz postoje, tj. przy zerowej sprawności silnika [3, 4].

Wartość średniej sprawności napędu można określić, wychodząc z równania ogólnej postaci bilansu energetycznego samochodu (1), gdzie: η – średnia sprawność napędu dla kompletnego profilu prędkości, np. cyklu złożonego z wielu modułów, obejmującego również pracę silnika na biegu jałowym, E – energochłonność ruchu, jako suma energii dostarczonej do kół wyłącznie w fazach napędzania cyklu [2 – 4], G_L – ilość paliwa doprowadzonego do silnika na całym odcinku przebytej drogi, także podczas pracy na biegu jałowym, W_D – wartość opałowa paliwa.

Natomiast lewa strona równania (1) wyraża energię doprowadzoną do silnika na całej długości przebytej drogi oraz podczas jego pracy na biegu jałowym, w tym również w trakcie postojów. W praktyce i dla celów porównawczych zużycie paliwa odnosi się do przebytej drogi $Q = G_L/L$.

Podobnie do przebytej drogi można odnosić energochłonność ruchu. Dogodnym, w tym przypadku, wskaźnikiem porównawczym jest *energochłonność jednostkowa* [2 – 4] wyrażana stosunkiem (2).

Wobec tego sprawność napędu wyraża się wzorem (3), gdzie: L – całkowita droga cyklu, m – masa pojazdu, Q – łączne zużycie paliwa odniesione do długości odcinka przebytej drogi, także podczas pracy na biegu jałowym, ml/m, l/100 km, Φ – energochłonność jednostkowa.

Dla profilu prędkości złożonego z wielu modułów energochłonność jednostkową określa równanie (4) [4], gdzie: a – średnie przyspieszenie cyklu, f – współczynnik oporu toczenia, g – przyspieszenie ziemskie, K – współczynnik oporu powietrza [4], L_N – stosunek łącznej drogi faz na-

L_N – total distance of powered phases to the total travelled distance ratio, K – aerodynamic drag coefficient [4], ϑ – even value of the square of velocity for a completed driving schedule.

The quantities: a , L_N , ϑ , are exclusively kinematic parameters of the driving schedule, whereas f , K , m are parameters of a vehicle and road. This is the aerodynamic drag coefficient:

$$K = 0,5Ac_x\rho \quad (5)$$

where: A – vehicle frontal area, c_x – aerodynamic shape coefficient, ρ – air density.

The average acceleration within a cycle is expressed by a ratio of the kinetic energy summary increase to the mass and distance product.

After reduction of vehicle mass:

$$a = \frac{\sum(V_K^2 - V_P^2)}{2L} \quad (6)$$

where: V_K , V_P – final and initial velocity respectively.

The average acceleration within a cycle is a fundamental driving schedule parameter which significantly influences the

pedżania do całkowitej drogi cyklu, m – masa pojazdu, ϑ – wartość średnia kwadratu prędkości dla kompletnego profilu prędkości.

Współczynnik oporu powietrza wynosi (5), gdzie: A – powierzchnia czołowa pojazdu, c_x – współczynnik kształtu, ρ – gęstość powietrza.

Wielkości: a , L_N , ϑ stanowią wyłącznie parametry kinematyczne cyklu, podczas gdy f , K , L_N , m są parametrami pojazdu i drogi. Średnie przyspieszenie cyklu wyraża stosunek sumy przyrostów energii kinetycznej do iloczynu masy i drogi, czyli (6), gdzie: V_K , V_P odpowiednio: prędkość końcowa i początkowa.

Średnie przyspieszenie cyklu jest podstawowym parametrem profilu prędkości o decydującym wpływie zarówno na energochłonność ruchu, jak i na zużycie paliwa, a więc pośrednio także na sprawność napędu [2 – 4].

3. Badania

W tych badaniach wykorzystano dane fabryczne wielkości samochodów z silnikami z zapłonem iskrowym oraz z zapłonem samoczynnym. Dane te zawierały również zużycie paliwa, określone w testowych cyklach jezdnych *ECE – miejskim* oraz jego rozwiniętą wersją, zawierającą segment drogowy, zwaną dalej *cyklem mieszanym*. Cykle te przyjęto jako reprezentatywne dla jazdy ze zmienną

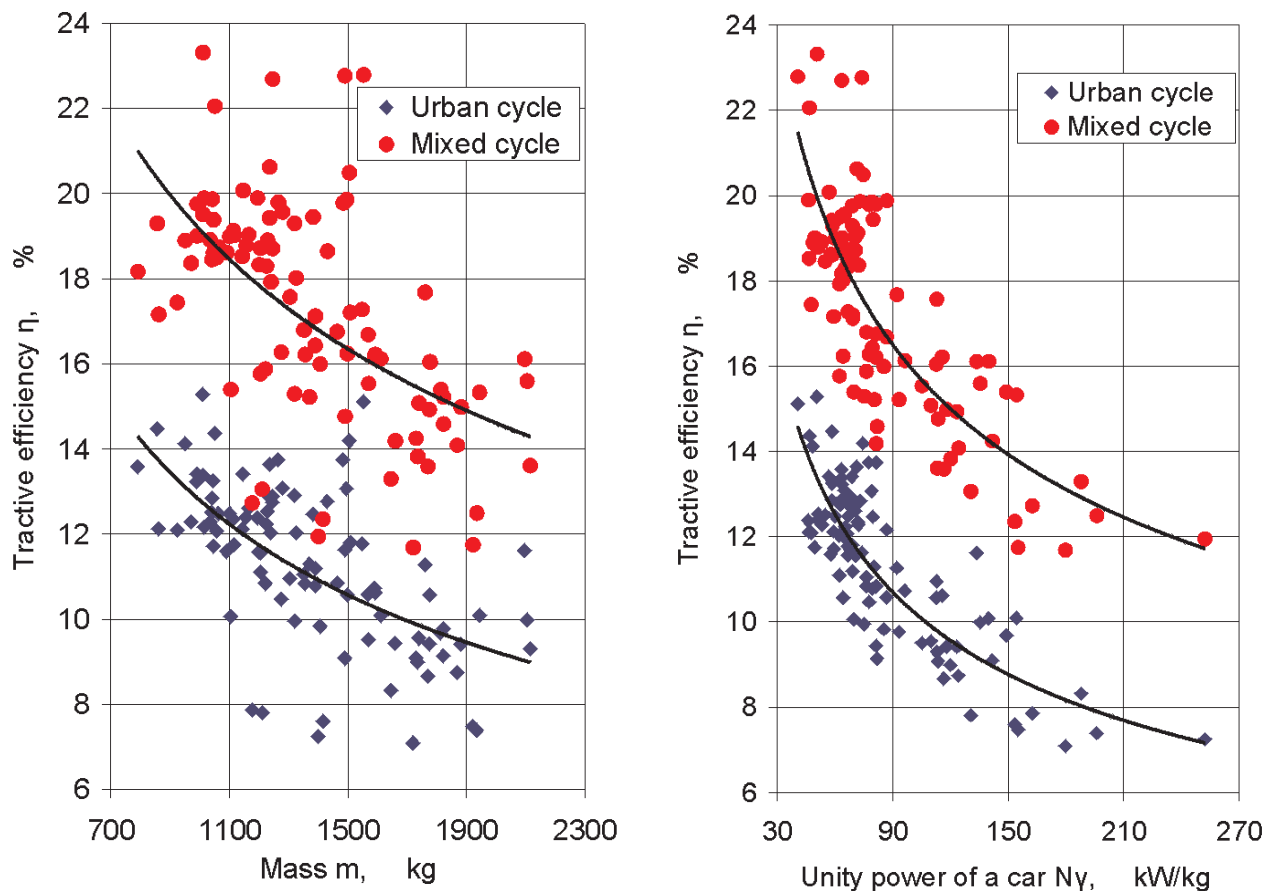


Fig. 1. Influence of: a) mass and b) unit power on the tractive efficiency of a car with SI engine

Rys. 1. Wpływ: a) masy i b) mocy jednostkowej na sprawność napędu samochodu z silnikiem o zapłonie iskrowym

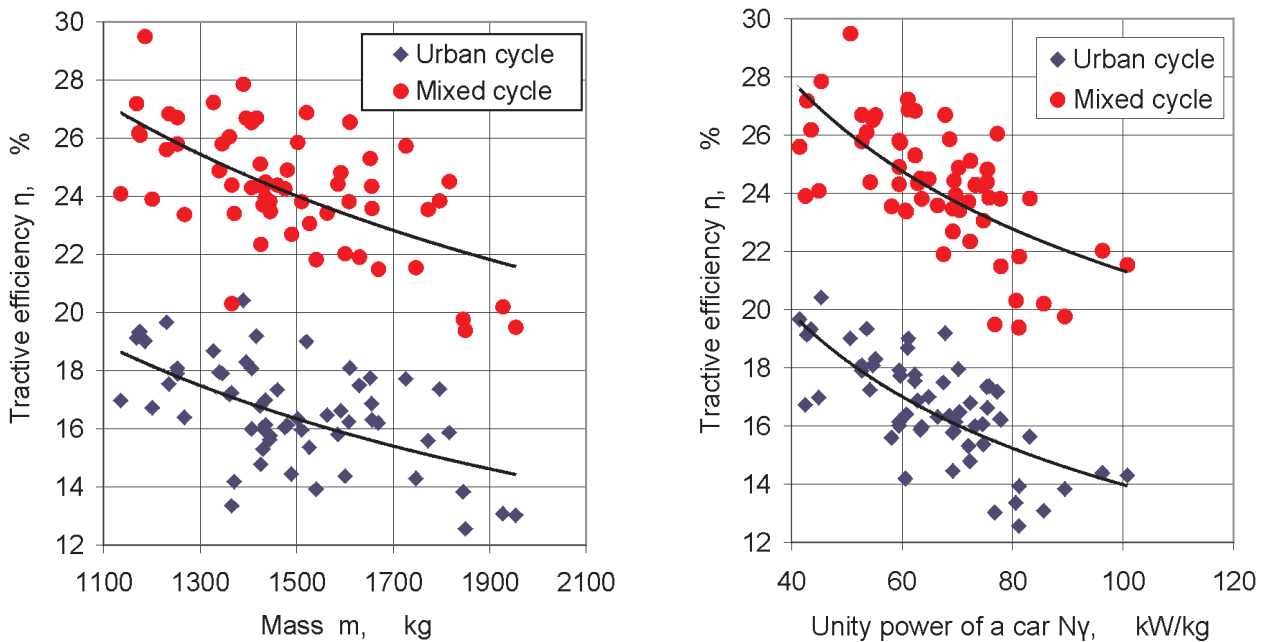


Fig. 2. Influence of: a) mass and b) unit power on the tractive efficiency of a car with Diesel engine

Rys. 2. Wpływ: a) masy i b) mocy jednostkowej na sprawność napędu samochodu z silnikiem o zapłonie samoczynnym

tractive energy consumption as well as the fuel consumption, and therefore, the tractive efficiency, too [2 – 4].

3. Investigation

For the purpose of this study, the factory test data of numerous car motors with spark ignition and self ignition engines were used. These data also include fuel consumption test-bed measurements for the driving cycles ECE – Urban with its extended version containing the road segment, called Mixed Cycle. These cycles were assumed as representative for the driving schedule. The specific tractive energy consumption of each vehicle was calculated on the basis of formulae (4) that introduces parameters determining the motion resistance.

Kinematic parameters of cycles were introduced as a constant also into this equation. Then the tractive efficiency was calculated from equation (3). Some selected results of the research are presented as functions in Figs. 1, 2.

These results of investigation are plotted in graphs of functions: efficiency – mass and efficiency – unit power of the car. Vehicle mass has a decisive impact on the tractive energy consumption and the fuel consumption, especially in the urban traffic [3, 4]. The unit power of a car is the parameter that expresses the engine effective power to vehicle mass ratio [4]:

$$N_y = \frac{N_e}{m} \quad (7)$$

where: N_y – vehicle unit power kW/kg, N_e – engine effective power kW, m – total vehicle mass, kg.

Each point in these diagrams concerns a different vehicle. Taking their relatively significant scatter of results

prędkością. Energochłonność jednostkową każdego z pojazdów obliczano równaniem (4), wprowadzając parametry decydujące o ich oporach ruchu. Do tego równania wprowadzano także, jako stałe, wartości parametrów kinematycznych cykli. Sprawność napędu obliczano wzorem (3). Wybrane wyniki badań przedstawiono na wykresach funkcji: sprawność napędu–masa oraz sprawność napędu – moc jednostkowa pojazdu. Masa pojazdu wywiera bowiem decydujący wpływ na energochłonność ruchu i zużycie paliwa, szczególnie w jeździe miejskiej [3, 4]. Moc jednostkowa samochodu jest parametrem wyrażanym stosunkiem mocy użytecznej silnika do masy pojazdu (7) [4], gdzie: N_y – moc jednostkowa samochodu, kW/kg, N_e – moc użyteczna silnika, kW, m – masa całkowita samochodu, kg.

Wybrane wyniki przeprowadzonych badań sprawności napędu przedstawiono na rys. 1 i 2.

Każdy z punktów na tych wykresach dotyczy innego pojazdu. Wobec ich stosunkowo znacznego rozrzutu określono przybliżone linie trendu, stosując odpowiednio: funkcję wykładniczą i logarymiczną. Ponieważ badania obejmowały symulację ruchu różnych samochodów w identycznych cyklach, zatem parametry profilu prędkości nie decydują o rozrzucie punktów na wykresach. Natomiast rozrzut ten zależy z jednej strony od zróżnicowanych parametrów badanych samochodów decydujących o oporach ruchu, z drugiej zaś od właściwości silnika i zmienności parametrów jego pracy, generowanych zmiennością obciążenia i prędkości.

Przedstawione wykresy obrazują znaczenie masy pojazdu oraz mocy silnika i jego sprawności użytecznej, jako czynników o największym wpływie na sprawność napędu. Należy jednak uwzględnić to, że badana wielkość jest funk-

into account, the approximate trend lines were determined with the use of an exponential and logarithmic function respectively. The driving schedule parameters do not account for the scatter of points in the diagrams due to the fact that this study included a simulation with various vehicles driven in identical cycles. Nevertheless, the scatter of results is the outcome of different parameters defining the vehicle motion resistance on the one hand, and engine properties with operating parameters variability on the other.

The presented graphs show the importance of vehicle mass, engine power and effective efficiency as factors exerting the greatest influence on the tractive efficiency. However, it should be noticed that the tested quantity is a function of several variables which are not all included in this study. It may be the main cause of the scatter of the test results.

The tractive efficiency in the urban cycle is much lower in all diagrams. The average acceleration in the driving schedule is the component with the highest value in equation (4). This quantity is directly proportional to the kinetic energy summary increase and reaches maximum value in the urban traffic because of numerous stop and go modules [2, 3]. Frequent velocity changes induce unstable conditions, which together with transmission ratio changes, decrease engine effective efficiency. Moreover, numerous braking phases and stops appear in urban cycles, while engine effective efficiency is zero. On the contrary, an additional longer segment simulating highway driving with constant speed-phases without stopping occur in the mixed cycles [4].

The tractive efficiency decrease with car unit-power increase is a consequence of limited velocity levels in test cycles. Followingly, the power excess above its requirement on the drive wheels at moderate speed increases together with the engine maximal power. The outcome of this correlation is a significant decrease in the engine effective efficiency [4].

The presented graphs clearly show higher tractive efficiency in the case of a car with self ignition engine than with spark ignition due to generally higher effective efficiency of diesel engines. Thus a considerable difference in position of curves for both types of engines confirms indirect the predominant influence of the engine effective efficiency on the car tractive efficiency.

In spite of the significant scatter of points in the graphs, it is possible to estimate the approximate tractive efficiency ranges with the use of trend lines.

The influence of car mass in the urban and mixed cycle respectively:

- spark ignition engine $\eta = 0.09 - 0.14$ and $\eta = 0.14 - 0.21$,
- self-ignition engine $\eta = 0.14 - 0.19$ and $\eta = 0.22 - 0.27$.

The influence of the car unit power in the urban and mixed cycle respectively:

- spark ignition engine $\eta = 0.07 - 0.15$ and $\eta = 0.12 - 0.21$,
- self-ignition engine $\eta = 0.14 - 0.20$ and $\eta = 0.21 - 0.28$.

cją wielu zmiennych, z których część pominięto, co stanowi główną przyczynę rozrzutu punktów na wykresach.

Wszystkie wykresy wykazują zdecydowanie niższą sprawność napędu w cyklu miejskim. Składnikiem równania (4) o najwyższej wartości, jest średnie przyspieszenie cyklu jako wielkość wprost proporcjonalna do sumy przyrostów energii kinetycznej samochodu, która jest największa w cyklu miejskim, a to ze względu na liczne moduły *stop and go* [3]. Częstym zmianom prędkości samochodu towarzyszą bowiem nieustalone warunki pracy silnika, które łącznie ze zmianami przełożenia generują obniżenie jego sprawności. Ponadto w jeździe miejskiej występują liczne fazy hamowania oraz postoje, w których sprawność silnika jest zerowa, co generuje również zerową sprawność napędu. Natomiast w cyklu mieszanym występuje dodatkowy dłuższy segment, symulujący jazdę pozamiejską, bez postojów i z fazami stałej prędkości [4].

Spadek wartości sprawności napędu, w miarę wzrostu mocy jednostkowej samochodu, jest następstwem ograniczonego poziomu prędkości badanych cykli. Wtedy bowiem ze wzrostem wartości mocy maksymalnej silnika zainstalowanego w samochodzie wzrasta również wartość nadwyżki mocy, ponad jej zapotrzebowanie dla jazdy z umiarkowaną prędkością. Wtedy, w ogólnym przypadku, parametry pracy silnika przypadają na coraz niższy obszar jego charakterystyki. Następstwem tego jest znaczący spadek wartości sprawności użytecznej silnika [4]. Przedstawione wykresy wskazują jednoznacznie wyższą sprawność napędu samochodów z silnikami z zapłonem samoczynnym. Jest to wynikiem ogólnie wyższej sprawności użytecznej silników z zapłonem samoczynnym. To wyraźne zróżnicowanie położenia krzywych dla obu typów silników potwierdza decydujący wpływ sprawności użytecznej silnika na sprawność napędu samochodu.

Mimo znacznego rozrzutu punktów na wykresach można, wykorzystując linie trendów, oszacować w przybliżeniu przeciętne zakresy wartości sprawności.

Wpływ masy – odpowiednio w cyklu miejskim i mieszanym:

- silnik ZI $\eta = 0,09 - 0,14$ oraz $\eta = 0,14 - 0,21$,
- silnik ZS $\eta = 0,14 - 0,19$ oraz $\eta = 0,22 - 0,27$.

Wpływ mocy jednostkowej – odpowiednio w cyklu miejskim i mieszanym:

- silnik ZI $\eta = 0,07 - 0,15$ oraz $\eta = 0,12 - 0,21$,
- silnik ZS $\eta = 0,14 - 0,20$ oraz $\eta = 0,21 - 0,28$.

4. Podsumowanie

Przedstawione wyniki badań obrazują zależność sprawności napędu od tych podstawowych parametrów samochodu i silnika, które wywierają największy wpływ na zużycie paliwa przy zmiennej prędkości. Ze względu na pominięcie wpływu mniej istotnych czynników, wyniki te mają charakter przybliżony. Mimo to umożliwiły one dokonanie oceny porównawczej przedziałów wartości i przebiegu badanych funkcji, dla dwóch cykli testowych i dwóch rodzajów silnika.

4. Summary

Presented results of the investigations show that the tractive efficiency depends on main car and engine parameters which have an utmost influence on the fuel consumption at a variable speed. Due to the fact that some less important factors were neglected, presented results are approximate. Nevertheless, they enabled a comparative analysis of value ranges and courses of studied functions for two tested cycles and two types of engines.

Both correlations studied in this article are represented by a nonlinear function decreasing with the increase in vehicle mass and engine power. The significant influence of the driving schedule is confirmed by the higher tractive efficiency in the road traffic due to a higher average car speed and longer phases at a constant speed. Then the engine works in more favorable conditions, longer time with steady load and shorter at idle.

However, the engine effective efficiency decreases with the maximal engine power increase, particularly in the urban traffic [4]. A comparative analysis of the graphs in Figure 1 and 2 clearly confirm higher tractive efficiency of cars with diesel engine mainly because of their higher effective efficiency in general. The difference between cars with different engines is independent from the realized driving schedule.

An important advantage of the presented testing method is the possibility to determine the engine efficiency both in simulated and real operating conditions of a vehicle. Moreover, this method allows a comparison of the car effective efficiency with different engines installed in the same vehicle, both in stand tests and during road tests in given traffic conditions [4, 5]. For different engines installed in the same vehicle, the design and efficiency of a powertrain system are not substantially changeable. In addition, the efficiency variability occurs within a narrow range of values [4]. Thus, the powertrain system efficiency has a minor influence on the comparative analysis of different engines.

Obie badane zależności przedstawiają funkcję nieliniową, malejącą zarówno ze wzrostem masy pojazdu jak i mocy silnika. Przedstawione wykresy potwierdzają znaczący wpływ profilu prędkości, czego dowodem jest odpowiednio wyższa sprawność napędu w ruchu drogowym. Jest to spowodowane wyższą prędkością średnią samochodu i dłuższymi fazami ruchu ze stałą prędkością. Wtedy silnik pracuje w korzystniejszym obszarze charakterystyki, dłużej w stanie ustalonym i krótko na biegu jałowym. Natomiast w miarę wzrostu mocy silnika, szczególnie w ruchu miejskim, jego obciążenie przypada na coraz to niższy obszar charakterystyki obejmujący malejące wartości sprawności użytecznej [4]. Z porównania wykresów na rys. 1 i 2 wynika potwierdzenie wyraźnie wyższej sprawności napędu samochodów z silnikami o zapłonie samoczynnym, głównie względu na ich wyższą sprawność użyteczną. To zróżnicowanie jest niezależne od realizowanego profilu prędkości.

Istotną zaletą przyjętej metody jest możliwość przybliżonego określania sprawności użytecznej silnika, zarówno w symulowanych jak i w rzeczywistych warunkach ruchu pojazdu. Można zatem porównywać sprawność użyteczną różnych wersji silnika instalowanego w jednym pojeździe: albo na stanowisku dynamometrycznym albo podczas testów drogowych w określonych warunkach ruchu [4, 5]. Dla różnych wersji silników zainstalowanych w danym pojeździe konstrukcja i sprawność układu napędowego nie ulega bowiem zasadniczym zmianom. Ponadto zmienność tej sprawności mieści się w wąskim przedziale wartości [4]. Zatem sprawność układu przeniesienia napędu nie wywiera zasadniczego wpływu na jakość oceny porównawczej sprawności użytecznej różnych silników.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Mitschke M.: Motor-Kennungswanler-Kraftstoffverbrauch. Automobiltechnische Zeitschrift 1981, nr 1.
- [2] Siłka W.: Analiza wpływu parametrów cyklu jezdnoego na energochłonność ruchu samochodu. Teza Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN oddz. w Krakowie, Z. 14. Monografia 2, Kraków 1998.
- [3] Siłka W.: Parameters influencing energy properties of the car driving in urban cycles. Archives of transport, v.10 issue 3-4. PAN Warszawa 1999.
- [4] Siłka W.: Teoria ruchu samochodu, WNT, Warszawa 2002.
- [5] Siłka W., Hetmańczyk I.: Analiza wpływu stylu jazdy na energochłonność ruchu samochodu. Teza Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN oddz. w Krakowie, nr 33-34, Kraków 2008.
- [6] Sovran G., Bohn M.: Formulae for the Tractive-Energy Requirements of Vehicles Driving the EPA Schedules. SAE paper 1981, nr 810184.

Mr. Wojciech Siłka, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Opole University of Technology.

Dr hab. inż. Wojciech Siłka – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej.

e-mail: w.silka@po.opole.pl



A technical discussion of the emission of ammonia from SI vehicles fitted with three-way catalysts

Ammonia emissions from motor vehicles have risen significantly in recent decades, due to the rollout of three-way catalysts within the spark ignition vehicle fleet. Vehicular ammonia emissions are currently unregulated, even though ammonia is harmful for a variety of reasons, and the gas is classed as toxic. Having reached its light-off temperature, a three-way catalyst can produce substantial quantities of ammonia through various reaction pathways. Emission is markedly higher during periods where demand for engine power is higher; when the engine will be operating under open-loop conditions. The air-to-fuel ratio, cylinder temperature and rate of formation of carbon monoxide and nitrogen monoxide all correlate to varying degrees with ammonia production. Ammonia emissions could represent a serious threat to air quality, particularly in urban settings. Further investigation is imperative to minimise the risks posed by this as yet unregulated exhaust emission component.

Keywords: ammonia, NH_3 emission, spark-ignition engine, three-way catalyst, air quality

Analiza emisji amoniaku z samochodów z silnikami o zapłonie iskrowym wyposażonych w trójfunkcyjny reaktor katalityczny

Emisja amoniaku z pojazdów samochodowych znacząco wzrosła w ciągu kilku ostatnich dekad, co spowodowane było wzrostem liczby samochodów z silnikami o zapłonie iskrowym, wyposażonych w trójfunkcyjne reaktory katalityczne. Emisja amoniaku z pojazdów nie jest obecnie objęta regulacjami prawnymi, pomimo iż amoniak jest szkodliwy dla organizmów żywych i gaz ten zaklasyfikowany jest jako toksyczny. Osiągając temperaturę pracy (light-off), trójfunkcyjny reaktor katalityczny może wytwarzać znaczne ilości amoniaku w wyniku różnych reakcji chemicznych. Emisja ta jest zauważalnie wyższa podczas stanu pracy silnika, gdy zapotrzebowanie na moc jest większe, przy sterowaniu silnika z pominięciem sygnału z sondy λ . Stosunek powietrze-paliwo, temperatura w komorze spalania, szybkość formowania się tlenku węgla CO i tlenku azotu NO wpływają w znaczącym stopniu na powstawanie amoniaku. Emisja amoniaku może powodować istotne zagrożenie dla jakości powietrza, szczególnie w obszarach miejskich. Ciągłe badania są konieczne, by zminimalizować ryzyko spowodowane tą emisją, z uwagi na brak odpowiednich wymagań w przepisach dotyczących emisji związków szkodliwych spalin.

Słowa kluczowe: amoniak, emisja NH_3 , silnik o zapłonie iskrowym, reaktor trójfunkcyjny, jakość powietrza

1. Introduction

Although long recognised as an automotive exhaust gas component [1] (first systematically studied in 1967 [2]), ammonia (NH_3) is one of a group of exhaust gases that has received relatively little attention in comparison to CO , NO_x , CO_2 , HC etc, a status reflected in past and current exhaust emissions regulation legislation. Currently unregulated in the European and US markets, it belongs to a group of compounds which may feature in future regulations regarding exhaust emissions from light duty vehicles [3].

In the atmosphere, NH_3 plays a significant role in the formation of secondary particulate matter (PM) [1, 4 – 10]. Secondary PM is formed by the reaction of molecules in the air to form particles – rather than PM being created directly at source ('primary PM'). In Europe, 50 to 90 per cent of PM10 and around 50 per cent of PM2.5 is formed in this way [5]. Ammonia is known to react with nitrogen compounds and acids to produce PM [5, 7, 11]. Several ammonia-based PM formation reactions are irreversible and occur at ambient temperatures [11]; the formation of aerosols such as ammonium sulphate and ammonium nitrate depends

1. Wstęp

Amoniak (NH_3), który był dawno uznany za składnik spalin samochodowych [1] (pierwsze szczegółowe opracowanie powstało w 1967 r. [2]), należy do grupy gazów spalinyowych, którym poświęcono zdecydowanie mniej uwagi niż CO , NO_x , CO_2 , HC itp., co odzwierciedlają wcześniejsze i obecne przepisy dotyczące emisji związków szkodliwych spalin. Obecnie poziom emisji amoniaku jest nieuregulowany przepisami na rynku europejskim i amerykański, należy on jednak do grupy związków, które mogą być objęte limitami w przyszłych przepisach dotyczących emisji z pojazdów samochodowych [3].

W atmosferze NH_3 odgrywa znaczącą rolę w procesie formowania się cząstek stałych (PM) [1, 4 – 10]. Cząstki stałe tego typu formowane są w reakcjach molekuł w powietrzu, tworząc cząstkę – inaczej niż PM powstałe bezpośrednio u źródła („pierwotne PM”). W Europie, 50 – 90% cząstek PM10 i około 50% PM2.5 powstaje w ten sposób [5]. Wiadomo, iż amoniak reaguje ze związkami azotu i kwasami, tworząc cząstki stałe [5, 7, 11]. Kilka reakcji tworzenia PM opartych na amoniaku jest nieodwracalnych i zachodzi w

strongly on the availability of ammonia [5]. Ammonia has a short atmospheric residence time and rarely travels far from source as NH_3 [1, 8] – concentrations are roughly some 90 per cent lower 10 metres from roadside [12]. However, the secondary PM NH_3 produces can travel much further, and is widely recognised as being able to affect human health, damage vegetation and building materials and cause acidification and eutrophication of surface waters [6, 13 – 17]. Ammonia is classified as a toxic pollutant [6, 7, 13, 18, 19].

A UNECE protocol [17] and an EU directive [14] set limits for total NH_3 emissions from EU member states, but have no specific quotas for the transport sector [15].

Active catalytic systems fitted to the latest Diesel-powered vehicles use urea to produce the ammonia required for selective catalytic reduction (SCR) [20, 21]. The escape of ammonia from such a system is called ‘ammonia slip’, and is undesirable because of the effects listed above. Euro 6 legislation contains specific limits for vehicles with SCR systems in recognition of the deleterious effects of NH_3 emissions. The proposed limit is 10 ppm [20, 22]. The Euro 6 SI proposal contains no mention of ammonia.

Ammonia is a natural atmospheric trace gas [8, 23], but certain anthropogenic sources are significant. While intensive agriculture, sewage treatment and the use of fires to clear forested land are major anthropogenic sources, vehicles equipped with three-way catalysts (TWCs) also contribute [1, 3 – 8, 12, 15, 16, 19, 24 – 28]. Ambient levels of ammonia have increased [16], even when taking into account increases in traffic volumes [8]. Measurements taken several years apart in Manchester (UK), indicate a 40 per cent increase in ammonia concentration, relative to concentrations of NO_x and CO. This shows that increased traffic volumes are not the cause; rather the fitting of TWCs to vehicles is causing these increased levels of ammonia emission [8]. Other studies have found that even as emissions of regulated compounds have fallen, NH_3 emission from traffic appears to have risen [24]. Despite the fact that the emission of ammonia is normally associated with agricultural activities, areas with heavy/regular traffic have been found to show higher concentrations of NH_3 than rural areas with only light/occasional traffic [23, 28]. Studies performed in tunnels and on large arterial roads may drastically underestimate rates of ammonia emission from SI vehicles, as the relatively static, low-acceleration driving observed is not conducive to ammonia formation [15]. Ammonia emission factors from SI vehicles may have risen by as much as two orders of magnitude in the past 30–40 years [16, 24], due to the massive increase in the proportion of vehicles in the SI fleet featuring TWCs during this period.

Ammonia is one of a number of simple nitrogen compounds emitted by modern SI vehicles. Ammonia and NO_x readily participate in a wide range of reactions at ambient conditions earning them the appellation reactive nitrogen compounds (RNCs) [6, 7]. Ammonia can be seen as an intermediate between NO_x and a simple hydrocarbon and as

temperaturze otoczenia [11]; tworzenie aerozoli, takich jak siarczany (VI) amonu i azotan (V) amonu bardzo uzależnione jest od dostępności amoniaku [5]. Amoniak w atmosferze jest nietrwałym związkiem i rzadko występuje z dala od źródła emisji, jako NH_3 [1, 8] – zawartość amoniaku w atmosferze jest około 90% mniejsza w odległości 10 m od pasa przydrożnego [12]. Jednakże PM powstałe z udziałem NH_3 mogą docierać dalej i są szeroko znane jako cząstki mające negatywny wpływ na zdrowie człowieka, zakłócające wegetację roślin i niszczące materiały budynków, powodujące zakwaszenie i eutrofizację wód powierzchniowych [6, 13 – 17]. Amoniak zaliczany jest do gazów toksycznych zanieczyszczających atmosferę [6, 7, 13, 18, 19].

Protokół Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ) [17] i europejskie dyrektywy nakładają ograniczenia na całkowitą emisję amoniaku dla członków Unii Europejskiej, ale bez specjalnego rozdziału na udział sektora transportowego [15].

Selectywne katalityczne systemy (SCR), będące wyposażeniem pojazdów z nowymi silnikami o zapłonie samoczynnym (ZS), wykorzystują mocznik do produkcji amoniaku potrzebnego do selektywnej redukcji katalitycznej (SCR) [20, 21]. Wydostanie się amoniaku, który nie wziął udziału w reakcji redukcji, z tych systemów na zewnątrz układu wylotowego nazywane jest „ammonia slip” i jest niepożądane z powodów szkodliwych skutków wspomnianych wcześniej. Przepisy normy Euro 6 zawierają specjalny limit dla pojazdów z systemem SCR, w związku ze szkodliwymi efektami emisji NH_3 . Proponowany limit to 10 ppm [20, 22]. Propozycje limitów związków szkodliwych w normie Euro 6 dla pojazdów z silnikami ZI nie dotyczą amoniaku.

Amoniak w środowisku naturalnym występuje w śladowych ilościach [8, 23], ale pewne źródła emisji pochodzenia antropologicznego odgrywają znaczącą rolę. Głównymi źródłami antropologicznymi są intensywne uprawy rolne, oczyszczalnie ścieków i używanie ognia przy wycinaniu lasów. Pojazdy wyposażone w trójfunkcyjne reaktory katalityczne TWC także są zaliczane do źródeł emisji amoniaku [1, 3 – 8, 12, 15, 16, 19, 24 – 28]. Poziom zawartości amoniaku w powietrzu wzrósł [16] ze względu na wzrost wielkości natężenia ruchu pojazdów [8]. Pomiary prowadzone przez kilka lat w Manchesterze (Wielka Brytania) wykazały 40-procentowy wzrost stężenia amoniaku w porównaniu do zmian stężenia NO_x czy CO. Pokazuje to, że wzrost wielkości natężenia ruchu drogowego nie jest główną przyczyną tego zjawiska, a raczej odpowiada za to wyposażenie pojazdów w trójfunkcyjne reaktory katalityczne, które przyczyniają się do zwiększonych poziomów emisji amoniaku [8]. Inne badania wykazały nawet, że podczas spadku emisji związków objętych limitami prawnymi, emisja NH_3 , pochodząca ze źródeł związanych z transportem, wzrastała [24]. Pomimo tego, iż emisja amoniaku zwyczajowo uważana jest za powiązaną z działalnością rolnictwa, obszary o dużym natężeniu ruchu pojazdów okazały się miejscami o większym stężeniu NH_3 w powietrzu, niż w przypadku terenów wiejskich i/lub o mniejszym natężeniu ruchu [23, 28]. Wyniki badań przeprowadzonych w tunelach i wzdłuż dużych arterii drogowych

such forms part of a continuum of species whose emission should be reduced as far as is practicable.

Much of the nitrogen in the intake air is unaffected by the combustion process and simply passes through the powertrain; some reacts to produce various RNCs both in the engine out flux and in the TWC (Fig. 1). The relative proportions of these gases is by no means fixed, and concentrations of these species can vary by orders of

mogą nie doceniać poziomu emisji amoniaku z pojazdów z silnikami ZI, gdyż względnie statyczny i spokojny sposób jazdy, bez gwałtownych przyspieszeń, nie prowadzi do tworzenia się amoniaku [15]. Globalna emisja amoniaku z pojazdów z silnikami ZI mogła wzrosnąć nawet dwukrotnie w przeciągu ostatnich 30 – 40 lat [16, 24], ze względu na znaczny wzrost udziału pojazdów mających układy wylotu spalin wyposażone w trójfunkcyjny reaktor katalityczny.

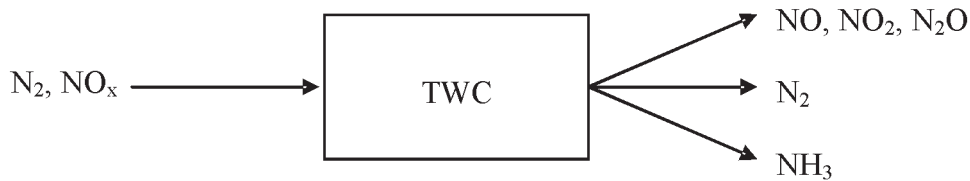


Fig. 1. Schematic of the flow of nitrogen atoms through a TWC. Release as N₂ is the ideal outcome; release of NO etc is evidence of overly oxidising conditions; release of NH₃ of overly reducing conditions in the TWC

Rys. 1. Schemat przepływu cząstek związków azotu przez trójfunkcyjny reaktor katalityczny. Emisja N₂ jest najbardziej pożądanym rezultatem; emisja NO_x jest dowodem wystąpienia warunków sprzyjających utlenianiu; emisja NH₃ jest dowodem wystąpienia warunków sprzyjających redukcji NO_x w trójfunkcyjnym reaktorze katalitycznym

magnitude from second to second. The theoretical goal for emissions control regarding RNCs would be for all nitrogen to leave the vehicle in the inert N₂ form [15]. The proportion of NH₃ in the exhaust can be thought of as an inverse measure of how well the catalyst reduces NO_x to N₂. Higher proportions of NH₃ indicate a general overreduction of NO_x.

Ammonia (NH₃) and nitrogen monoxide (NO) are the main outputs of reactive nitrogen compounds from a TWC [7, 15, 29]; re-release of RNCs should be reduced as far as possible.

The proportion of nitrogen atoms which leave the TWC in the form of NH₃ appears to vary by an order of magnitude for vehicle speeds 0 – 145 km/h (Fig. 2). Two regimes are clearly visible. At engine out temperatures above 300 °C, proportions rarely exceed 5 per cent. While at lower speeds the elimination of NO was less efficient, more of the output was in the form of NH₃. From Figure 2 it can be seen that on average, the NH₃ fraction decreases by roughly 3 per cent for each 10 °C

i prostymi węglowodorami i jako główny przedstawiciel grupy związków chemicznych, których emisja powinna być ograniczona wszelkimi możliwymi sposobami.

Znaczne ilości azotu w powietrzu w układzie dolotowym silnika nie wpływają na proces spalania w silniku i zвычайnie przepływają przez silnik, niewielkie ilości reagują, tworząc RNC zarówno w strumieniu spalin w układzie wylotowym, jak i w trójfunkcyjnym reaktorze katalitycznym. Rzeczywista proporcja tych gazów nie jest ustalona i stężenie

Amoniak jest jednym z wielu prostych związków azotowych emitowanych przez współczesne pojazdy z silnikami ZI. Amoniak i NO_x, bez trudu uczestnicząc w wielu reakcjach w warunkach otoczenia, tworzą grupę reaktywnych związków azotu (*reactive nitrogen compounds* – RNC). Amoniak może być uznawany jako produkt pośredni reakcji między NO_x

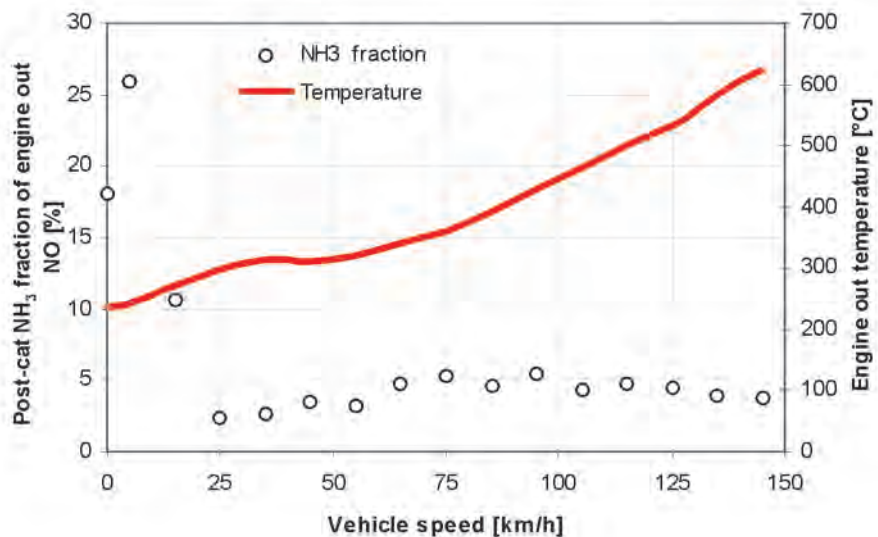


Fig. 2. Percentage NH₃ mass fraction (the percentage of the mass of NO eliminated in the TWC which can be accounted for by the mass of NH₃ emitted) as a function of vehicle speed (data from [19])

Rys. 2. Procentowy udział masowy NH₃ (procentowa masa zredukowanego NO w reaktorze trójfunkcyjnym, która może być odpowiedzialna za masową emisję NH₃) w funkcji prędkości pojazdu [19]

increase (with $R^2 = 0.83$), up to 300 °C. This hints at NH_3 formation reactions which can occur at temperatures below 300 °C, even if the quantities formed in this way are very small. Species which are known to be formed to make up the rest of the nitrogen balance are N_2 , NO_2 and also N_2O [16, 29]. Isocyanate and isocyanic acid, ammonium thiocarbamate and other species [2] (including more complex nitrogen compounds) may also be emitted, but in very limited quantities.

2. Formation of ammonia in a three-way catalyst

Formation of NH_3 within cylinders and non-catalytic exhaust systems has long been known to be very limited [2, 19]. Data presented in [19] show post-catalyst NH_3 emission factors to be ~100 times larger than engine out readings, but with no correlation between these data ($R^2 \approx 0$). Three-way catalysts can catalyse a number of unintended side-reactions [16]. These side reactions include the steam reforming and water-gas shift reactions, both of which produce hydrogen [15, 16], which can participate in further reactions to produce ammonia.

There are multiple known and proposed NH_3 formation pathways, both relatively direct (e.g. Eq. (2)) and highly indirect (involving many intermediates) (e.g. Eqs. (6a) – (6c)) and these processes remain under investigation. Precious metal loading, space velocity, temperature, λ and fuel sulphur content can also all influence formation of NH_3 to varying degrees. Some simplified ammonia formation reactions which have been suggested are as follows:

Ammonia formation reaction/reakcje powstawania amoniaku	Eq. No./ numer równania	Source/ źródło
$2\text{NO} + 5\text{CO} + 3\text{H}_2\text{O} \rightarrow 2\text{NH}_3 + 5\text{CO}_2$	(2)	[30]
$2\text{NO} + 5\text{H}_2 \rightarrow 2\text{NH}_3 + 2\text{H}_2\text{O}$	(3)	[30]
$2\text{NO} + 2\text{CO} + 3\text{H}_2 \rightarrow 2\text{NH}_3 + 2\text{CO}_2$	(4)	[31]
$4\text{H}_2 + \text{N}_2 + \text{O-R}' \rightarrow 2\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$	(5)	[21]
$\text{N} + \text{CO} \leftrightarrow \text{NCO}$	(6a)	[32, 33]
$\text{NCO} + \text{H} \rightarrow \text{HNCO}$	(6b)	
$\text{HNCO} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{NH}_3 + \text{CO}_2$	(6c)	

Depending on the noble metal or metals present, intermediate species can be formed, which later undergo further reactions to produce NH_3 through a series of reactions (Eqs. (6a) – (6c)).

It is perhaps that any single reaction will be the sole NH_3 formation route, and different reactions probably occur under different conditions, even for the same vehicle-catalyst-fuel combination. Multiple reactions may occur simultaneously, thereby boosting the production rate. However, a certain temperature normally has to be reached before the catalyst plays a useful part in the process, analogous to an NH_3 -production light-off temperature. Reactions (2) and (3) can occur readily above 300 °C, but depend on the engine out emissions flowing into the TWC.

There is universal agreement that rich conditions favour NH_3 production [15, 17, 19, 30, 31, 33, 34], although emis-

tych związków może różnić się o rzędy wielkości z sekundy na sekundę. Teoretycznym celem ograniczenia emisji z punktu widzenia RNC jest uzyskanie takich warunków, aby cały azot opuszczał pojazd w postaci obojętnego N_2 . Poziom NH_3 w spalinach może być traktowany jako odwrotność skuteczności reakcji redukcji NO_x do N_2 . Większe ilości NH_3 wskazują na efektywną redukcję NO_x .

Amoniak (NH_3) i tlenek azotu są głównymi produktami reaktywnych związków azotu pochodzącymi z trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego [7, 15, 29]; tworzenie RNC powinno być zmniejszone o tyle, o ile jest to możliwe.

Udział związków azotu wydobywających się z trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego w postaci NH_3 jest znacząco różny dla różnych prędkości pojazdu w zakresie od 0 – 145 km/h (rys. 2). Widoczne są wyraźnie dwa obszary. Przy temperaturze spalin powyżej 300 °C udział ten rzadko przekracza 5%, podczas gdy przy niższych prędkościach pojazdu eliminacja NO jest mniej efektywna, większa ilość atomów azotu wydostaje się w postaci NH_3 . Z analizy rysunku 2 można wywnioskować, iż średni udział frakcji NH_3 spada w przybliżeniu o 3% dla każdego 10 °C wzrostu temperatury ($R^2 = 0.83$), do temperatury 300 °C. To sugeruje, iż reakcje formowania NH_3 mogą pojawiać się przy temperaturze poniżej 300 °C, jednak ilości NH_3 powstałe w ten sposób są bardzo małe. Związki powstałe, by zbilansować pozostałą ilość azotu to N_2 , NO_2 i N_2O [16, 29]. Izocyjanian i kwas izocyjanowy, tiokarbominian amonowy i inne związki [2] (łącznie z bardziej skomplikowanymi związkami azotu) mogą być również emitowane, ale w bardzo ograniczonej ilości.

2. Powstawanie amoniaku w trójfunkcyjnym reaktorze katalitycznym

Od dawna wiadomo, że ilość powstałego NH_3 w komorze spalania silnika i układzie wylotowym, nie wyposażonym w reaktor katalityczny, jest niewielka [2, 19]. Dane przedstawione w [19] wskazują, iż współczynnik emisji NH_3 za reaktorem może być około 100 razy większy niż emisji z samego silnika, nie ma tu zależności między tymi wartościami ($R^2 \approx 0$). W trójfunkcyjnym reaktorze katalitycznym mogą występować liczne niezamierzone reakcje uboczne [16]. Te reakcje uwzględniają reforming parowy (reakcja pomiędzy parą wodną i węglowodorami) oraz zmianę wody w gaz (deoksydacja wody przy udziale CO), w czasie których może powstawać w określonych warunkach również wodór [15, 16], który może brać udział w dalszych reakcjach, tworząc amoniak.

Jest wiele znanych i proponowanych modeli formowania się NH_3 zarówno w sposób bezpośredni, jak i w znaczącej mierze pośredni (wymagający wielu produktów pośrednich) (np. równania (6a) – (6c)); obecnie procesy te są nadal badane. Zawartość metali szlachetnych, szybkość objętościowa, temperatura, współczynnik λ i zawartość siarki w paliwie mogą również w różnym stopniu wpływać na powstawanie NH_3 . Niektóre uproszczone reakcje tworzenia amoniaku, o których wspomniano, przedstawiono w postaci równań (1) – (6).

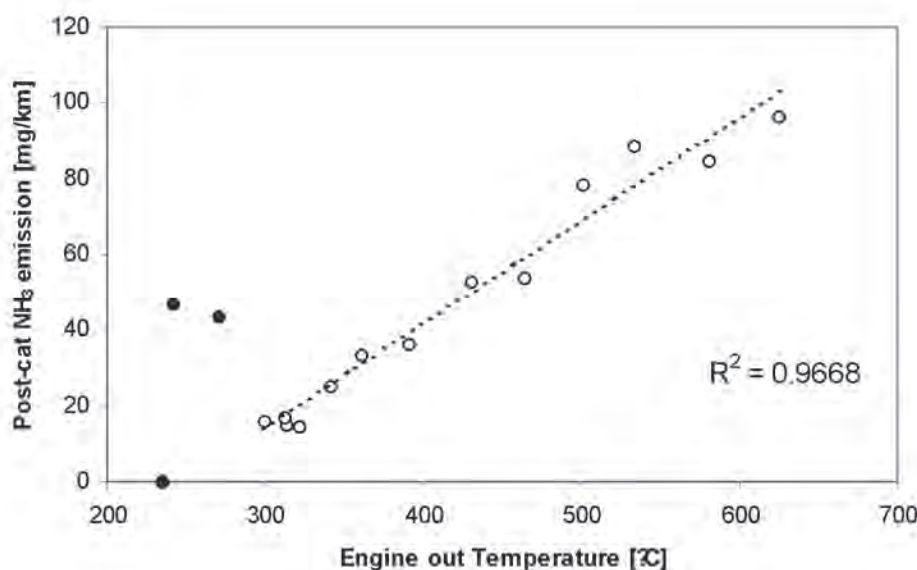


Fig. 3. Tailpipe ammonia emission as a function engine out temperature for a TWC-equipped Euro 3 vehicle for speeds 5 – 145 km h⁻¹ (data from [19]). The linear regression is fitted only to data for which $T > 299$ °C; the trend-line implies that NH₃ emission will increase by ~2.7 mg/km for every temperature increase of 10 °C

Rys. 3. Emisja amoniaku z układu wylotowego spalin w funkcji temperatury spalin silnikowych dla pojazdu wyposażonego w trójfunkcyjny reaktor katalityczny, spełniającego normę Euro 3 przy prędkościach w zakresie 5 – 145 km h⁻¹ [19]. Linowe przybliżenie wyników możliwe jest jedynie dla temperatur $t > 299$ °C; linia trendu wskazuje, iż emisja NH₃ będzie wzrastać o ~2,7 mg/km dla każdego przyrostu temperatury o 10 °C

sion has been measured under certain lean conditions [19, 31]. Fuel-rich conditions mean the supply of reagents such as CO and HC is increased, and oxygen levels are decreased. The presence of sufficient quantities of oxygen suppresses Eq. (3) [25]. Lean operation also means hydrogen is not as active and so cracking the N≡N and N=O bonds is more difficult [21]. Ideal conditions for the production of NH₃ appear to be rich, oxygen-poor, with high engine out temperatures (Fig. 3) – the conditions encountered at higher loads, particularly during periods of aggressive acceleration. A malfunctioning catalyst or faulty oxygen sensor can also make this problem worse [26].

A notable feature of Figure 3 is the emission of NH₃ at engine out temperatures < 300 °C (solid points). As the temperature in the TWC is lower than the engine out temperature, this suggests that NH₃ reactions were occurring at much lower temperatures for the vehicle used in [19]. It could be that at lower temperatures a different formation process dominates, particularly at around the temperature where the TWC reaches light-off.

Tailpipe NH₃ emission has been found to correlate well with engine out CO emission ($R^2 = 0.75$) [31], which is to be expected as CO is a reagent in Eqs. (2), (3), (6a). CO is also vital for the water-gas shift reaction, which is one route for providing the hydrogen required for Eq. (3), (4), (5). This implies that conditions favourable for the formation of CO (i.e. $\lambda < 1$) are likely to produce significant amounts of NH₃ over the TWC.

The correlation between emission of NH₃ and engine out NO has been reported as substantially weaker; tests

W zależności od zawartości i rodzaju metali szlachetnych mogą być tworzone różne półprodukty, które mają następnie wpływ na dalsze reakcje powstawania NH₃ w wyniku wielu reakcji chemicznych (reakcje (6a) – (6c)).

Możliwe jest, iż pojedyncze reakcje mogą być podstawą procesu tworzenia NH₃, a inne reakcje mogą zachodzić w innych warunkach, nawet w przypadku tego samego układu pojazd-reaktor katalityczny-paliwo. Wielostopniowe reakcje mogą zachodzić równocześnie, powodując przyspieszenie tempa powstawania NH₃. Jednakże pewien poziom temperatury musi być osiągnięty, zanim reakcja katalizy zacznie odgry-

wać znaczącą rolę w procesie, analogicznie do temperatury wymaganej do powstania NH₃. Reakcje (2) i (3) mogą występować bez trudu powyżej 300 °C, ale zależne jest to od składu spalin napływających z silnika do reaktora katalitycznego.

Według wielu autorów powstawaniu NH₃ sprzyja spalanie „bogatej” mieszanki w silniku ZI [15, 17, 19, 30, 31, 33, 34]; prowadzone były również pomiary tej emisji w stanie pracy silnika przy zasilaniu ubogą mieszanką [19, 31]. Warunki pracy przy zasilaniu bogatą mieszanką oznaczają wzrost zapasów reagentów, takich jak CO i HC oraz zmniejszenie ilości dostępnego tlenu. Obecność wystarczającej ilości tlenu do przeprowadzenia reakcji jest sprzeczna z równaniem (3) [25]. Warunki powstałe przy zasilaniu silnika ubogą mieszanką oznaczają również, iż wodór nie jest tak reaktywny, więc przełamanie wiązań chemicznych N≡N i N=O jest bardziej skomplikowane [21]. Idealnymi warunkami powstawania NH₃ wydają się: stan pracy silnika przy zasilaniu bogatą mieszanką, niedostatek tlenu przy wysokich temperaturach spalin silnika (rys. 3) – warunki te występują przy dużych obciążeniach, zwłaszcza w okresie gwałtownego i agresywnego przyspieszania. Niesprawny reaktor katalityczny, czy uszkodzona sonda λ mogą powiększyć ten problem [26].

Interesującym zjawiskiem (rys. 3) jest emisja NH₃ przy temperaturze gazów spalinowych w silniku < 300 °C (punkty oznaczone pełnymi kropkami). Skoro temperatura w reaktorze TWC jest niższa niż temperatura spalin wychodzących z silnika, to sugeruje to, iż reakcje NH₃ mogą występować przy

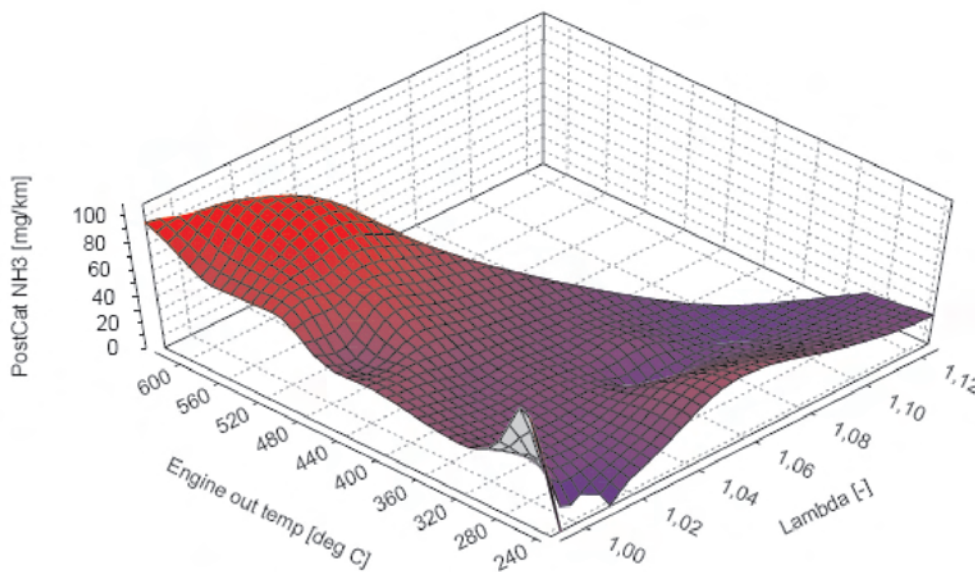


Fig. 4. Tailpipe NH₃ emission as a function of both engine out temperature and λ (data from [19])

Rys. 4. Emisja NH₃ z układu wylotu spalin w funkcji temperatury spalin silnika i λ [19]

performed on several vehicles showed a maximum R² value of 0.48 and an average R² value of 0.27 [31]. However, a relatively strong correlation between engine out NO and tailpipe NH₃ has been reported from tests on a single vehicle (R² = 0.78) [19]. The dependence on engine out gas concentrations will depend on the particular reactions which dominate in the TWC fitted to the vehicle in question, and on the transient conditions, including λ .

The correlation between λ and the NH₃ emission factor for a particular vehicle has been reported as potentially significant but weak, with an R² value of 0.3 [31] to 0.39 [19]. A surface plot of data presented in [19] is shown in Figure 4, showing significant variance in NH₃ emission for the same value of λ .

Figure 4 shows the ‘ramping up’ of NH₃ emission at higher engine loads (higher temperature; lower λ), but also that NH₃ emission can take non-zero values when $\lambda > 1$. Data presented in [19] show that emission is low to moderate at temperatures below 400 °C.

Investigations into the effects of fuel chemistry on NH₃ emission have primarily focussed on fuel sulphur content. Sulphur has been suspected to affect the formation of NH₃ on a TWC. Sulphur is a potent inhibiting and poisoning agent for the surfaces of catalysts fitted to petrol- and Diesel-fuelled vehicles [3, 24, 29, 35] and this is one of the reasons why fuel sulphur content has been reduced by a factor of around thirty over the last few decades. The more active sites which are poisoned (or temporarily inhibited) with sulphur, the fewer active sites there would be for the catalyst to eliminate CO, NO and HC (and produce NH₃) [3]. In addition to obstruction of the active sites through steric effects, the sulphur oxide produced from the combustion of sulphur in the fuel appears to have a limiting

dużo niższych temperaturach spalin [19]. Możliwe, iż przy niższych temperaturach inny mechanizm powstawania NH₃ jest dominujący, szczególnie w okolicach temperatury początku działania reaktora TWC.

Emisja NH₃ z układu wylotowego z silnika okazała się zależna od emisji CO w gazach spalinowych silnika (R² = 0,75) [31], który może być reagentem w równaniach (2), (3), (6a). CO również może brać udział w reakcji zmiany wody w gaz, która jest jedynym sposobem dostarczenia wodoru do reakcji w równaniach (3), (4), (5). Powoduje to, iż warunki sprzyjające powstawaniu

CO ($\lambda < 1$), sprzyjają również powstawaniu znacznych ilości NH₃ w reaktorze katalitycznym.

Zależność pomiędzy emisją NH₃ i NO z silnika wydaje się wyraźnie mniejsza, przeprowadzone testy na kilku pojazdach pokazały, iż maksymalna wartość współczynnika R² wynosiła 0,48, średnio osiągając wartość 0,27 [31]. Jednak względnie dużą zależność między emisją NO z silnika a emisją NH₃ z układu wylotowego spalin z samochodu zauważono w teście dla pojedynczego pojazdu (R² = 0,78) [19]. Zależność stężenia gazów spalinowych wpływa częściowo na reakcje, które dominują w pojazdach z trójfunkcyjnymi reaktorami katalitycznymi i w niestabilnych warunkach, łącznie z λ .

Zależność między λ a emisją NH₃ dla poszczególnych pojazdów okazała się potencjalnie znacząca, ale niezbyt duża – o wartości od 0,3 [31] do 0,39 [19]. Wykres przedstawiony w układzie przestrzennym, oparty na danych prezentowanych w [19], zaprezentowano na rys. 4: przedstawia on różne warianty emisji NH₃ dla tej samej wartości λ .

Na rysunku 4 można zauważyć wyraźny wzrost emisji NH₃ przy większych obciążeniach silnika (wyższe temperatury, mniejsza λ), ale także, że emisja NH₃ ma wartości większe od zera przy wartościach $\lambda > 1$. Dane przedstawione w [19] wskazują, iż emisja jest niska i raczej umiarkowana przy temperaturach mniejszych niż 400 °C.

Badanie wpływu składu chemicznego paliwa na NH₃ prowadzone były głównie pod kątem oceny wpływu zawartości siarki w paliwie. Siarka uznana jest za pierwiastek wspomagający powstawanie NH₃ w trójfunkcyjnym reaktorze katalitycznym. Siarka jest potencjalnie hamującym reakcje katalizy i niszczącym środkiem dla powierzchni katalitycznych w reaktorach wykorzystanych w pojazdach

effect on the production of hydrogen in the steam reforming and water-gas shift reactions [16]. Concerns were voiced regarding the effect of reduced sulphur concentrations in commercially available fuel [3]; some experimental data was presented to support this hypothesis (discussed in [4]). It was predicted that lowering fuel sulphur content would lead to elevated emissions of various unregulated compounds, including NH_3 [16].

Laboratory tests using synthetic engine out gas streams over a catalyst indicate that the addition of SO_2 causes NH_3 production to rapidly decrease or even cease completely [16, 24]. Other tests have found that the addition of SO_2 merely pushes NH_3 production to higher temperature ranges [32]. However, tests performed on multiple vehicles with relatively recent TWCs indicate no problems with low sulphur fuel [4] altering the sulphur content of the fuel by a factor of thirty can produce differences as small as only a few milligrams per mile [3, 4]. In fact, ammonia emission has been reported to be higher for fuels richer in sulphur, especially over a more aggressive driving cycle. Results presented by Bell and Yates [29] show greater NH_3 emission from fuels richer in sulphur from a Euro 4 vehicle. The researchers also noted an increase in HC emission for these fuels, which may explain the increased production of NH_3 . The lowest NH_3 results in [4] were obtained with a the fuel with the lowest sulphur content (5 ppm). In light of this, low sulphur petrol cannot rightly take the blame for NH_3 emissions; it may even help to reduce them in certain cases.

Multiple observations that the high load conditions encountered during periods of rapid acceleration coincide with higher levels of NH_3 emission have been formally studied [31, 33, 36].

3. Conclusions and further research

SI vehicle with TWCs are an important source of ammonia in urban areas [28]. Virtually all on-road SI vehicles in Europe are now TWC-equipped, yet current and planned future EU legislation contains no emission limits for ammonia. The emission of ammonia is both problematic and undesirable, with the potential to significantly affect the PM load. Increasingly stringent legislation regarding air quality will push the issue of ammonia production from vehicles further up the air quality agenda.

The exact reactions which predominate within the catalyst are still somewhat unclear, but it is evident that reducing engine out emissions of unburned hydrocarbons, carbon monoxide and oxides of nitrogen would deprive the ammonia-forming reactions of their reagents. The potential impact of increases in engine out temperatures and NO_x production which could result from downsizing of SI engines should be studied further. Catalyst design naturally focuses on the efficient elimination of regulated compounds, but greater consideration should be given to the influence of catalyst support metals, fluid dynamics, thermal inertia, etc. on the formation of unregulated species such as ammonia. The large variation between NH_3 emission rates for different vehicles of the same emissions

zasilanych benzyną i olejem napędowym [3, 24, 29, 35] i jest to jeden z powodów, dla którego zawartość siarki w paliwie została zmniejszona trzydziestokrotnie w ostatnich dekadach. Jeżeli jest więcej aktywnych miejsc reaktora zniszczonych na stałe lub czasowo przez siarkę, to pozostaje mniejsza liczba aktywnych miejsc, gdzie zachodzą reakcje utleniania i redukcji CO , NO_x i HC (i produkcji NH_3) [3]. Dodatkowo, jako przeszkoda efektu przestrzennego miejsc aktywnych, tlenki siarki powstałe w wyniku spalania siarki zawartej w paliwie mają ograniczający wpływ na produkcję wodoru w reakcjach reformingu parowego i zamiany wody w gaz [16]. Koncerny paliwowe zmuszane były do zmniejszenia ilości siarki w paliwie sprzedawanym na rynkach światowych, ponieważ siarka miała negatywny wpływ na funkcjonowanie reaktorów TWC [3, 4]. Efektem ubocznym tej decyzji było to, że obniżenie zawartości siarki w paliwie powodowało wzrost emisji innych, nieobjętych ograniczeniami przepisów dotyczących emisji, związków, włącznie z NH_3 [16].

Testy laboratoryjne z wykorzystaniem syntetycznych gazów spalinowych wprowadzanych przed reaktor katalityczny wskazują, iż dodatek SO_2 powoduje gwałtowny spadek formowania się NH_3 , bądź też całkowite jego wstrzymanie. Inne testy wskazują, iż dodatek SO_2 w spalinach „przesuwa” formowanie NH_3 do wyższych zakresów temperatur. Jednakże testy przeprowadzone na różnych pojazdach pokazały, iż z całą pewnością obecne trójfunkcyjne reaktory katalityczne nie stwarzają problemów podczas zasilania nisko siarkowym paliwem, zmniejszona trzydziestokrotnie zawartość siarki powoduje jedynie małe różnice rzędu kilku miligramów na milę [3, 4]. Faktycznie, emisja amoniaku wydaje się wyższa dla paliw bogatszych w siarkę, zwłaszcza przy bardziej agresywnych cyklach jezdnych. Wyniki zaprezentowane przez Bella i Yatesa [29] pokazują znaczący wzrost emisji NH_3 dla paliwa bogatego w siarkę, w pojazdach spełniających normę Euro 4. Autorzy zauważyli również wzrost emisji HC dla tego typu paliw, co może wytłumaczyć równoczesny wzrost emisji NH_3 . Mniejszą emisję NH_3 w [4] zauważono dla paliw o najmniejszej zawartości siarki. W świetle tych wniosków paliwo nisko siarkowe nie może być uznane za główną przyczynę wzrostu emisji NH_3 , przeciwnie, może nawet powodować zmniejszenie tej emisji w pewnych warunkach pracy silnika.

Badania prowadzone przez wiele ośrodków wykazały, że w warunkach dużych obciążeń silnika samochodowego, które występują podczas gwałtownego przyspieszania, następuje jednocześnie wyższy poziom emisji NH_3 [31, 33, 36].

3. Podsumowanie i dalsze badania

Pojazdy z silnikami ZI i trójfunkcyjnymi reaktorami katalitycznymi są znaczącym źródłem emisji NH_3 na terenach zurbanizowanych i w miastach [28]. W rzeczywistości każdy pojazd na drogach Europy z silnikiem ZI wyposażony jest obecnie w trójfunkcyjny reaktor katalityczny TWC. Aktualnie obowiązujące i planowane przepisy dotyczące emisji związków szkodliwych w Unii Europejskiej dla tego

standard underlines the need for further research and measuring techniques that give accurate, repeatable results. The use of dilution tunnels and sampling bags is not be an appropriate experimental technique for the measurement of NH_3 [15]; special analysers are required to measure NH_3 (and other RNCs) directly from the exhaust. Additionally, legislative modal driving cycles may not be 'aggressive' enough to reveal realistic NH_3 emission factors.

typu pojazdów nie zawierają limitów emisji amoniaku. Problem emisji amoniaku jest bardzo niepokojący i niepożądany z powodu potencjalnego wpływu na formowanie się cząstek stałych. Wzrastające wymagania odnośnie do jakości powietrza prawdopodobnie spowodują, iż zjawisko powstawania amoniaku w układach wylotowych pojazdów znajdzie odzwierciedlenie w przepisach dotyczących jakości powietrza.

Dokładne reakcje, które dominują w reaktorach katalitycznych są nadal nie w pełni poznane, ale oczywiste jest, że zmniejszenie emisji w spalinach takich związków, jak HC, CO i NO_x może ograniczyć procesy formowania amoniaku przez zmniejszenie ilości podstawowych substratów, które w tych reakcjach biorą udział. Potencjalny wpływ zwiększania temperatury spalin i powstawania NO_x , spowodowany zmniejszeniem wymiarów gabarytowych i objętości skokowej silników ZI z jednoczesnym turboładowaniem (downsizing), powinien być szczegółowo sprawdzony. Konstruktorzy reaktorów katalitycznych skupiają się na efektywności eliminacji związków ograniczonych przepisami prawnymi, ale powinni poświęcić również więcej uwagi na wpływ stosowanych metali szlachetnych, dynamikę przepływu gazów przez reaktor, bezwładność cieplną i inne, na tworzenie się dodatkowych związków szkodliwych i toksycznych, nieograniczonych przepisami prawnymi, takich jak amoniak. Olbrzymia rozbieżność pomiędzy poziomem emisji NH_3 dla różnych pojazdów spełniających te same standardy emisyjne podkreśla potrzebę prowadzenia dalszych badań i rozwoju techniki pomiarowej, dającej bardziej dokładne i powtarzalne wyniki. Używanie obecnie tuneli rozcieńczających czy specjalnych worków na próbki nie jest odpowiednią techniką eksperymentalną pomiaru NH_3 ; wymagane jest opracowanie specjalnego przyrządu do pomiaru emisji NH_3 i RNC bezpośrednio z układu wylotowego pojazdu. Dodatkowo cykle jezdne opisane w przepisach emisyjnych nie charakteryzują się wystarczająco dużymi przyspieszeniami pojazdu, aby zasymilować emisję NH_3 na poziomie zbliżonym do występującego w czasie rzeczywistego ruchu pojazdów na terenach miejskich i zurbanizowanych.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

λ	lambda; ratio of the air-to-fuel ratio to the stoichiometric ratio/ <i>współczynnik Lambda, stosunek powietrza do paliwa</i>
CO	carbon monoxide/ <i>tlenek węgla</i>
CO_2	carbon dioxide/ <i>dwutlenek węgla</i>
EU	European Union/ <i>Unia Europejska</i>
HC	Hydrocarbons/ <i>węglowodory</i>
NO	Nitrogen monoxide, nitric oxide/ <i>tlenek azotu (I)</i>
NO_2	Nitrogen dioxide/ <i>dwutlenek azotu, tlenek azotu (IV)</i>
NO_x	Oxides of nitrogen ($\text{NO} + \text{NO}_2$)/ <i>tlenki azotu ($\text{NO} + \text{NO}_2$)</i>
N_2O	Nitrous oxide/ <i>podtlenek azotu</i>
NH_3	Ammonia/ <i>amoniak</i>
PM	Particulate matter/ <i>cząstka stała</i>
ppm	Parts per million/ <i>części na milion</i>
R^2	R-squared least mean squares value for goodness of fit/ <i>kwadrat wartości zgodności rozkładów</i>
RNC	Reactive nitrogen compounds/ <i>reaktywne związki azotu</i>
SCR	Selective catalytic reduction/ <i>selektywna redukcja katalityczna</i>
SI	Spark ignition/ <i>zapłon iskrowy</i>
TWC	Three-way catalyst/ <i>trójfunkcyjny reaktor katalityczny</i>
UNECE	United Nations Economic Commission for Europe/ <i>Europejska Komisja Gospodarcza Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ)</i>

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Whitehead J. et al.: Seasonal and Diurnal Variation in Atmospheric Ammonia in an Urban Environment Measured Using a Quantum Cascade Laser Absorption Spectrometer. *Water Air Soil Pollution*, 183:317-329, 2007.
- [2] Harkins J., Nicksic S.: Ammonia in Auto Exhaust. *Environmental Science and Technology*, Vol. 1, Number 9, 1967, 751-752.
- [3] Durbin T. et al.: The Effect of Fuel Sulfur on NH_3 and Other Emissions from 2000-2001 Model Year Vehicles – CRC Project No. E-60 submitted to CONCAWE, 2003. Available online: <http://www.crao.com>
- [4] Durbin T. et al.: The effect of fuel sulfur on NH_3 and other emissions from 2000-2001 model year vehicles. *Atmospheric Environment* 38, 2004, 2699-2708.
- [5] Erisman J., Schaap M.: The need for ammonia abatement with respect to secondary PM reductions in Europe. *Environmental Pollution* 129, 2004, 159-163.
- [6] EU MEMO/07/571. Questions and Answers on the new directive on ambient air quality and cleaner air for Europe. 12.12.2007. Available online: <http://www.europa.eu>
- [7] Heeb N. et al.: Trends of NO -, NO_2 -, and NH_3 -emissions from gasoline-fuelled Euro 3- to Euro 4-passenger cars. *Atmospheric Environment* 42, 2004, 2543-2554.

- [8] Whitehead J. et al.: Hourly Concentrations of Ammonia During the Winter in Manchester, UK, Related to Traffic and Background Sources. American Meteorological Society Abstract. Available online: <http://ams.confex.com>
- [9] Kim Y. et al.: Formation of secondary aerosols over Europe: comparison of two gas-phase chemical mechanisms. *Atmos. Chem. Phys.*, 2001, 11, 583-598.
- [10] Pavlovic R.T. et al.: Ammonia emissions, concentrations and implications for particulate matter formation in Houston, TX. *Atmospheric Environment*, Volume 40, Supplement 2, 2006, 538-551.
- [11] Martin R.: Personal communication. 24 June 2010.
- [12] Cape J. et al.: Concentrations of ammonia and nitrogen dioxide at roadside verges, and their contribution to nitrogen deposition. *Environmental Pollution*. 2004, Vol. 32, 3, 469-478.
- [13] Cape J. et al.: Evidence for changing the critical level for ammonia. *Environmental Pollution*, 2009, Vol. 157, Issue 3, 1033-1037.
- [14] Directive 2001/81/EC of the European Parliament and of the Council of 23 October 2001 on national emission ceilings for certain atmospheric pollutants. *Official Journal of the European Communities*, L 309/22, 27.11.2001.
- [15] Heeb N. et al.: Correlation of hydrogen, ammonia and nitrogen monoxide (nitric oxide) emissions of gasoline-fueled Euro-3 passenger cars at transient driving. *Atmospheric Environment* 40, (2006), 3750-3763.
- [16] Mejia-Centeno I. et al.: Effect of low-sulfur fuels upon NH₃ and N₂O emission during operation of commercial three-way catalytic converters. *Topics in Catalysis Vols.*, 2007, 42-43.
- [17] Protocol to the 1979 Convention on Long-Range Transboundary Air Pollution to abate Acidification, Eutrophication and Ground-level Ozone. United Nations Economic Commission for Europe, 1999. Available online: <http://www.unece.org>
- [18] European Commission: Science for Environment Policy News Service, Special Issue 4, 2008. Is better regulation of ammonia emissions required? Available online: <http://www.europa.eu>
- [19] Heeb N. et al.: Three-way catalyst-induced formation of ammonia – velocity- and acceleration-dependent emission factors. *Atmospheric Environment* 40, 2006, 5986-5997.
- [20] TNO report 06.OR.PT.023.2/NG (2006). Euro VI technologies and costs for Heavy Duty vehicles. Available online: <http://europa.eu>
- [21] Torkkell K.: Proceedings of The First International Exhaust Emissions Symposium, Bielsko-Biała, Poland, May 2010. ISBN: 978-83-931383-0-2.
- [22] Hill L.: Proceedings of The First International Exhaust Emissions Symposium, Bielsko-Biała, Poland, May 2010. ISBN: 978-83-931383-0-2.
- [23] Matsumoto R. et al.: Comparison of Ammonium Deposition Flux at Roadside and at an Agricultural Area for Long-term Monitoring: Emission NH₃ from Vehicles. *Water, Air, & Soil Pollution*, 2006, 173, 355-371.
- [24] Kean A. et al.: On-Road Measurement of Ammonia and Other Motor Vehicle Exhaust Emissions. *Environmental Science & Technology*, 2000, Vol.34, No. 17.
- [25] Miyamoto A. et al.: Automotive Exhaust Emissions Control Using the Three-way Catalyst System. *Ind. Eng. Chem. Prod. Res. Dev.*, 1979, Vol. 18, No. 2.
- [26] Sutton M. et al.: Ammonia emissions from non-agricultural sources in the UK. *Atmospheric Environment* 34, 2000, 855-869.
- [27] Durbin T.D.: Estimates of the emission rates of ammonia from light-duty vehicles using standard chassis dynamometer test cycles. *Atmospheric Environment*, 2002, Vol. 36, 9, 1475-1482.
- [28] Perrino C. et al.: Gaseous ammonia in the urban area of Rome, Italy and its relationship with traffic emissions. *Atmospheric Environment*, 36/34, 2002, 5385-5394.
- [29] Bell A., Yates A.: An Evaluation of the Speciated Exhaust Emissions Associated with South African Gasolines in an EU4 Vehicle, 2008, SAE technical paper: 2008-01-1769.
- [30] Defoort M. et al.: The effect of air-fuel ratio control strategies on nitrogen compound formation in three-way catalysts. *International Journal of Engine Research*, Vol. 5, Number 1 / 2004, 115-122.
- [31] Huai T. et al.: Investigation of the formation of NH₃ Emissions as a Function of Vehicle Load and Operating Condition, 2003, Available online: <http://www.epa.gov>
- [32] Cant N. et al.: Nitrous oxide formation during the reaction of simulated exhaust streams over rhodium, platinum and palladium catalysts. *Applied Catalysis B: Environmental*, 1998, 17, 63-73.
- [33] Jiménez-Palacios J.: Understanding and Quantifying Motor Vehicle Emissions with Vehicle Specific Power and TILDAS Remote Sensing. Ph.D. thesis, 1999, Available online: <http://www.mit.edu>
- [34] Li H. et al.: Investigation of Regulated and Non-Regulated Cold Start Emissions using a Euro 3 SI Car as a Probe Vehicle under Real World Urban Driving Conditions, 2008, SAE Technical Paper: 2008-01-2428.
- [35] Kozak M., Merkisz J.: The Mechanics of Fuel Sulphur Influence on Exhaust Emission from Diesel Engines. *TEKA Kom. Mot. Energ. Roln.*, 2005, 5, 96-106.
- [36] Huai T. et al.: Vehicle Specific Power Approach to Estimating On-Road NH₃ Emissions from Light-Duty Vehicles. *Environ. Sci. Technol.* 2005, 39, 9595-9600.

Mr. Piotr Bielaczyc, DEng. – head of the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biała.

Dr inż. Piotr Bielaczyc – kierownik Zakładu Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biała.

e-mail: piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl



Mr. Antoni Świątek, DSc., DEng. – head of the BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biała.

Dr hab. inż. Antoni Świątek – dyrektor Instytutu Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biała.

e-mail: antoni.swiatek@bosmal.com.pl



Mr. Joseph Woodburn, MSc. – researcher at the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biała.

Mgr inż. Joseph Woodburn – inżynier ds. badań w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biała.



Emission of metal-oxide particles from IC-engines

All conventional piston-driven combustion engines emit metal oxide particles. The main sources are the abrasion between piston-ring and cylinder, abrasion in the bearings, catalyst coating, lube-oil additives, and fuel additives for promoting the exhaust-gas after-treatment. Metal oxides, especially from transition metals, are very toxic when they are very fine. These particles have a high BET surface and penetrate the biological system. Hence, these particles must be scrutinized for quantity, size distribution and composition. This paper draws from published data and mainly the VERT certification tests, which prescribe a size specific metal analysis.

The total mass of metal oxide is 0.1 – 1 mg/km, which appears negligible. But these particles are in the 10 – 20 nm size range. Hence, this small mass represents 1015 particles per kilometer. This is approximately the same number as soot particles emitted by diesel engines. Public health should focus on the metal oxide particles that are smaller and probably more toxic than the soot particles. SI engines run at higher RPM and therefore emit more metal oxide particles than Diesel engines. Highly efficient filtration of such particles seems therefore necessary for all engine categories.

Keywords: metal-oxide particles, exhaust emission, IC-engines

Emisja cząstek tlenków metali z silnika spalinowego

Wszystkie konwencjonalne tłokowe silniki spalinowe emitują cząstki tlenków metali. Głównymi źródłami tej emisji są: zużycie ściernie pomiędzy układem tłok-pierścieni i cylinder, zużycie ściernie zachodzące w łożyskach, powłoka reaktora katalizacyjnego, dodatki oleju smarującego, dodatki do paliwa wspomagające pozasilnikową neutralizację toksyczności spalin. Tlenki metali, zwłaszcza metali przejściowych, są bardzo toksyczne, gdy mają niewielkie wymiary. Te cząstki metali mają dużą powierzchnię BET i przenikają do systemu biologicznego. Dlatego muszą być szczegółowo zbadane pod kątem ich ilości, rozkładu wymiarowego i składu chemicznego. Niniejszy artykuł zawiera dane i głównie testy certyfikacyjne VERT, opisujące analizę wymiarową wybranego metalu.

Masa całkowita tlenku metalu wynosi od 0,1 do 1 mg/km, co wydaje się wartością nieistotną. Należy jednak zaznaczyć, iż wymiar powyższych cząstek mieści się w zakresie 10 – 20 nm. Skutkiem tego, tak niewielka masa oznacza 1015 cząstek na 1 km, co jest w przybliżeniu taką samą wartością, jak ilość cząstek sadzy emitowanych przez silniki o zapłonie samoczynnym. Troska o zdrowie społeczne powinna uwzględniać emisję cząstek tlenków metali, których wymiary są mniejsze i prawdopodobnie bardziej toksyczne niż cząstki sadzy. Silniki o zapłonie iskrowym osiągają większe prędkości obrotowe, dlatego emitują więcej cząstek tlenków metali niż silniki o zapłonie samoczynnym. Wysokosprawne odfiltrowanie rozważanych cząstek wydaje się konieczne przy zastosowaniu w silnikach wszystkich kategorii.

Słowa kluczowe: cząstki tlenków metali, emisja spalin, silniki spalinowe

1. Introduction

Assuming a linear dose/effect relationship, the defining toxicity parameter is the multiplication of specific toxicity and dosage. The biological impact depends on the particles' ability to defeat the human body defense. The crucial factors are particle size and solubility. Almost insoluble particles are more hazardous than those soluble in water or fat [1, 2]. BC particles (soot) and many metal oxide particles are not soluble.

The significance of particle size can be estimated from the alveolar deposition – see Fig. 1 and the publications [3 – 6].

Figure 1 shows that that particles < 10 μm can intrude deep into the lung. Particles smaller than 100 nm show a high deposition rate in the alveoli increasing with decreasing size. Tissue penetration from alveoli to the blood vessels, too, is highly dependent on particle size [4]. Therefore, the particle

1. Wprowadzenie

Zakładając liniowy związek między wielkością dawki a skutkiem jej oddziaływania, definiowany parametr toksyczności stanowi iloczyn określonej toksyczności i wielkości dawkowania. Wpływ biologiczny jest zależny od zdolności cząstki do pokonania warstwy ochronnej ciała człowieka. Nadrzędnymi czynnikami są tutaj rozmiar cząstki i jej rozpuszczalność. Cząstki nierozpuszczalne są bardziej niebezpieczne niż cząstki rozpuszczalne w wodzie lub w tłuszczach [1, 2]. Cząstki sadzy i wiele cząstek tlenków metali są nierozpuszczalne.

Znaczenie rozmiaru cząstki może być oszacowane na podstawie udziału osadzonych cząstek o danej średnicy w pęcherzykach płucnych (rys. 1 i [3 – 6]).

Zgodnie z danymi przedstawionymi na rys. 1 widoczne jest, że cząstki o wymiarze < 10 μm mogą docierać głęboko w obszar płuc. Cząstki o wymiarach mniejszych niż 100 nm

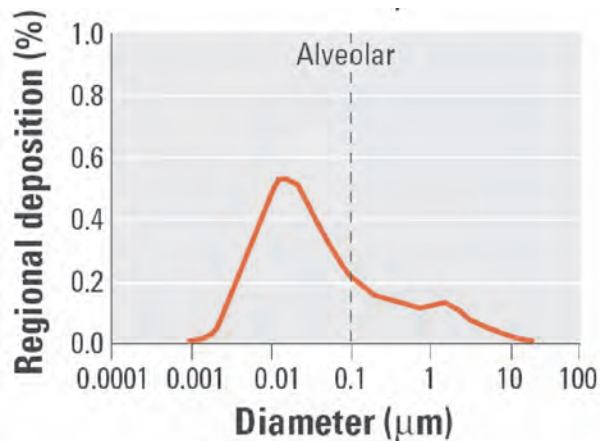


Fig. 1. Deposition of inhaled particles in the alveoli [6]. The mean particle sizes are: Diesel soot about 100 nm; SI soot about 50 nm and metal oxides about 15 nm

Rys. 1. Osadzanie pobranych cząstek w płucach [6]. Średnie wymiary cząstek wynoszą: sadza w silniku ZS ok. 100 nm, sadza w silniku ZI ok. 50 nm, a tlenki metali ok. 15 nm

dosage should be weighted with this size influence.

These small and insoluble metal-oxide particles penetrate the alveoli into the blood circulation. Subsequently, these are rapidly transported into the entire organism. Similar to the soot particles, the metal-oxides can cross the blood-brain barrier. These particles also cross the placenta into the fetus. The biological impact is being intensively researched and many results published [4 – 16, 48 – 50].

The known toxic effects are as follows.

- Particles can cause serious local and lethal damage [7].
- The smaller particles are more cytotoxic than larger particles [4, 9].
- Particles can cause oxidative stress that is the precursor to inflammation [10].
- Iron, Copper, Vanadium and Zinc particles [11, 12, 48, 49, 50] and generally all transition metals, from the first row of the periodic table, are critical. This is because of their known surface activity (which is indeed used in catalysts) [13].

Moreover, these extremely fine and insoluble particles transport other toxic substances. This is described as the Trojan Horse effect [14].

Consequent to the above rapidly growing evidence, and other very intensive ongoing investigations, responsible institutions recommend restricting body intruding metal emissions to an extreme minimum [15]. Oxide particles of Iron, Copper and Zinc, which are typical for emissions from combustion engines, may be 10 – 100 times more toxic than soot particles [16, 50].

Engineers working to curtail emissions must:

- Discover which engines emit which metal oxides in which typical size and quantity.
- Determine the engine processes that are critical sources of metal oxides.
- Develop methods and equipment to minimize the consequent health hazards.

mają duży udział w obszarze płuc, tym większy, im mniejszy jest ich rozmiar.

Następuje również przenikanie składnika przez tkankę od płuc do naczyń krwionośnych, co jest w znacznej mierze zależne od rozmiaru cząstki [4]. Dlatego dawkowanie cząstek powinno być ściśle związane z rozmiarem cząstki.

Powysze, małe i nierozpuszczalne cząstki metal-tlen przenikają do płuc i trafiają do obiegu krwi w układzie krwionośnym. W następstwie cząstki są transportowane po całym organizmie. Podobnie jak cząstki sadzy, cząstki tlenków metali mogą przechodzić przez barierę krew-mózg. Cząstki te przechodzą również przez łożysko do płodu. Wpływ biologiczny powyższych cząstek jest badany intensywnie, a uzyskane wyniki publikowane [4 – 16, 48 – 50].

Wśród znanych toksycznych efektów oddziaływania cząstek można wymienić:

- powodowanie poważnych uszkodzeń miejscowych ciała lub skutki śmiertelne [7],
- cząstki o mniejszych rozmiarach są bardziej cytotoksyczne niż o większych rozmiarach [4, 9],
- mogą powodować naprężenie tlenowe, które jest zwiastunem stanu zapalnego [10],
- cząstki żelaza, miedzi, wanadu i cynku [11, 12, 48, 49, 50] i wszystkie metale przejściowe zawarte w pierwszym rzędzie układu okresowego pierwiastków są pod tym względem bardzo istotne, z powodu ich aktywności powierzchniowej (która jest wykorzystywana w reaktorach katalitycznych) [13].

Ponadto niezwykle małe i nierozpuszczalne cząstki przenoszą również inne toksyczne substancje, co jest opisane w literaturze jako tzw. „efekt konia trojańskiego” [14].

W wyniku szybkiego uzyskiwania danych potwierdzających słuszność powyższych stwierdzeń i w wyniku innych intensywnie prowadzonych badań, instytucje odpowiedzialne za ludzkie zdrowie zalecają ograniczenie wchłanianych przez organizm ludzki emisji metali do możliwie najmniejszych wartości [15]. Cząstki tlenków żelaza, miedzi i cynku – typowe dla emisji z silników spalinowych, mogą być 10 – 100-krotnie bardziej toksyczne niż cząstki sadzy [16, 50].

Wysiłki inżynierów zmierzające do zmniejszenia emisji muszą koncentrować się wokół następujących zagadnień:

- rozpoznanie, jakie silniki emitują dane tlenki metali, o jakich rozmiarach i w jakiej ilości,
- wyznaczenie procesów silnikowych będących kluczowymi źródłami powstawania tlenków metali,
- rozwój metod i urządzeń do minimalizacji skutków zagrożenia zdrowia.

2. Emisja cząstek tlenków metali od zużycia ciernego

Materiał ulega zużyciu ściernemu pomiędzy pierścieniem tłoka a tuleją cylindrową, od wałka rozrządu i zaworów i w łożyskach. Powyższe zjawiska występują we wszystkich silnikach tłokowych i nie można im zapobiec, również w przyszłych konstrukcjach silników. Metale, takie jak Fe, Cr, Ni i Co ulegają zużyciu ściernemu w wyniku tarcia

2. Metal oxide particle emissions due to abrasion

Material is abraded between piston ring and cylinder liner, from camshafts and valves, and in the bearings. These phenomena, occur in all piston engines, and cannot be prevented, also not in the future designs. The metals Fe, Cr, Ni, Co are abraded due to friction between the piston-ring and cylinder-liner. Cu and Pb are abraded from the bearings. The piston/cylinder friction indeed releases the most material [17 – 21]. The publications [17] and [18] describe the processes in detail. The abrasion is not much dependent on the piston velocity. The bigger factor is the number of stroke reversals, i.e. RPM dependent. This explains why SI engines, which usually run at higher RPM, abrade almost twice as much metal than Diesel engines. This also explains the durability of Diesel engines.

The mass of abraded metal is about 0.1 till 1 mg/km [19, 20]. It is mostly Iron and some Aluminum and Copper. Excessive abrasion occurs during lubrication deficit, i.e. at cold start. Above average abrasion is prevalent during short trips, e.g. urban stop-and-go driving.

Comprehensive data is available for different engine types [26]. Those HDV tests compared Diesel engines (with and without particle filter) against CNG fueled SI engines. The Diesel engines, without particle filter, emitted about 0.5 mg/km of abraded metals such as Fe and Cu. Several CNG SI engines emitted twice as much.

A CARB investigation [24] reports total metal-oxide emissions of 0.5 till 1.5 mg/km from HDV in various driving cycles.

3. Metal oxide particle emissions from lube oil and fuel additives

Most industrialized nations, after intensive efforts, legislated limits for the Pb and Mn content of fuels for road traffic. However, many countries do not curb fuel additives for off-road engines. Also uncontrolled are light and medium heating oils, and heavy oils fueling ships, etc. Inexplicably, nowhere is the metal content of vehicular lube oils controlled.

Metallic additives have an important function in lube oils. Those additives diminish wear and constrain sulfur- induced acidification. Mostly Zn and Ca compounds are used. The metal content of fresh lube oils on the market is found to be :

Zinc	0.1 – 0.2%
Calcium	0.5%
Boron	0.09%
Magnesium	0.002 – 0.004%

After prolonged deployment, the lube oil also contains abraded Iron, Copper, Lead, Magnesium, Aluminum and Nickel.

Assume an extreme, but not unrealistic, oil-consumption of 1% of the fuel-consumption: Then the estimated Zn emission is about 1 mg/km. Moreover, Ca is emitted and all the abraded metals. Good new engines emit a tenth of that value.

Investigations comparing Diesel and CNG engines [26] report Zn emissions of 0.2 mg/km from Diesel and 0.4 mg/km from CNG.

między pierścieniem tłokowym a tuleją cylindrową. Cu i Pb pochodzą od łożysk. Tarcie w układzie tłok-cylinder rzeczywiście sprawia, iż następuje zużycie większości materiału [17 – 21]. Powyższe procesy opisano szczegółowo w publikacjach [17] i [18]. Istotniejszym czynnikiem jest liczba suwów silnika, zależnych od prędkości obrotowej. Tłumaczy to, dlaczego silniki o zapłonie iskrowym, które zazwyczaj pracują przy większych prędkościach obrotowych, mają prawie dwukrotnie większe zużycie ściernie metali niż silniki o zapłonie samoczynnym. Wyjaśnia to również trwałość silników o ZS.

Masa zużytego ściernie metalu wynosi od 0,1 do 1 mg/km [19, 20]. Głównie dotyczy to żelaza, aluminium oraz miedzi. Nadmierne zużycie ściernie pojawia się podczas niedoboru oleju smarującego, tzn. podczas zimnego startu silnika. Powyższe nadmierne zużycie ściernie przeważa podczas krótkich podróży, np. jazdy w ruchu miejskim z częstymi zatrzymaniami i uruchomieniami silnika.

Wyczerpujące dane dotyczące zużycia ściernie materiału i emisji tak powstałych cząstek metali są dostępne dla różnych rodzajów silników, np. w [26]. Testy dla pojazdów typu HDV porównują silniki o zapłonie samoczynnym (mające filtr cząstek stałych i bez filtra) z silnikami o zapłonie iskrowym zasilanymi CNG. Silniki o zapłonie samoczynnym bez filtra cząstek stałych emitowały 0,5 mg/km zużytego ściernie metalu, takiego jak Fe i Cu. Dla wybranych silników o zapłonie iskrowym zasilanych CNG emisja ta była dwukrotnie wyższa.

Badania CARB [24] wskazują, iż emisja całkowita tlenków metali dla pojazdów HDV w różnych cyklach jezdnych wynosi od 0,5 do 1,5 mg/km.

3. Emisja cząstek tlenków metali od oleju smarującego i dodatków paliwowych

Większość państw uprzemysłowionych, wskutek wielu wysiłków, objęło normą wartości graniczne dla zawartości Pb i Mn w paliwie dla drogowego ruchu ulicznego. Jednakże wiele państw nie ogranicza ilości dodatków do paliwa dla silników o zastosowaniach pozadrogowych. Podobnie nie są kontrolowane statki na lekko i średnio podgrzewany olej, olej ciężki itd. i nigdzie nie stosuje się kontroli zawartości metali w olejach smarujących pojazdów.

Dodatki metali mają zasadnicze znaczenie w olejach smarujących: zmniejszają ich zużycie i hamują zakwaszenie od siarki. Głównie stosuje się dodatki Zn i Ca. Skład metalu w nowym oleju smarującym wynosi:

cynk	0,1 – 0,2%
wapń	0,5%
bor	0,09%
magnez	0,002 – 0,004%

Po wydłużonym okresie użytkowania olej smarujący zawiera ponadto żelazo, miedź, grafit, magnez, aluminium i nikiel (powstałe w wyniku zużycia ściernie).

Zakładając ekstremalne, lecz możliwe zużycie oleju stanowiące 1% zużycia paliwa, oszacowana emisja Zn może wynieść 1 mg/km. Ponadto występuje emisja Ca i wszystkich metali z procesu zużycia ściernie. Nowoczesne silniki mają emisję 10% powyższej wartości.

One DI Diesel engine study [27] meticulously tracked the metal content of lubrication oil. The results show that most of the metal oxides remain in the engine, e.g. 69% of the Zn. The Zn emission, depending on the operating point, was up to about 0.1 mg/km. The Ca emissions were fourfold.

Substantial higher emissions come from small two-stroke engines. These are deployed in mopeds, motorbikes and equipment such as chain saws. These engines are lubricated by adding > 2% of lube oil to the fuel. The specific fuel consumption is higher, too. Thus, the specific metal emissions are four times those from above discussed larger 4-stroke-engines. Metal-free lube oils were investigated [37] for mixing with two-stroke fuel. The manufacturers predict comparable performance for the non-metallic lubes. Without compulsion, such lube oils are only deployed in special situations [40].

Many emerging and developing countries unfortunately tolerate metallic fuel additives. The resulting emissions of ash particles were recently investigated [31] on a gasoline passenger car. The fuel additives were Mn, Fe and Pb in concentrations up to 18 ppm. Very high metal-oxide emissions of $2 \times 10^8/\text{cc}$ were measured for ultrafine particles of about 10 nm.

This measurement is consistent with those resulting from FBC, which is often added to promote regeneration in DPF. Results are reported for DPF fitted ex-factory [42] and retrofitted [43, 44]. The measurements show a bimodal size distribution with a marked peak at very small size when the fuel additive exceeds 20 mg metal per kg fuel. The peak disappears for lower additive concentrations. Clearly, the metal oxide particles are deposited on larger soot particles (Fig. 2).

4. Metal oxide particle emissions from coatings in catalytic converters and particle filters

To achieve high catalytic effectiveness, the catalyst must be very finely distributed on the substrate. This enables a

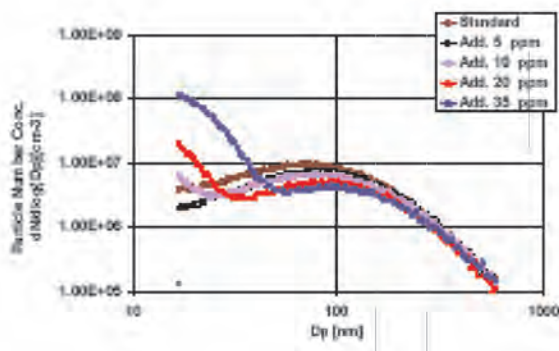


Fig. 2. Particle size distribution when FBC (Fe) is dosed in different concentrations [45]. At high concentrations, there is a significant peak of free metal oxide emissions sized about 20 nm. At lower (nowadays realistic) concentrations, the metal oxide particles are "stealth" riding on the soot particle

Rys. 2. Rozkład wymiaru cząstki przy różnym dozowaniu FBC (Fe) [45]. Dla dużych stężeń występuje duża wartość maksymalna emisji swobodnych tlenków metali o wymiarze ok. 20 nm. Dla mniejszych stężeń cząstki tlenków metali osadzają się na cząstce sadzy

Badania porównawcze silników o zapłonie samoczynnym i silników zasilanych CNG [26] wskazują, że emisja Zn wynosi 0,2 mg/km dla silników o ZS oraz 0,4 mg/km dla silników zasilanych CNG.

Badania silników o ZS typu DI opisane w [27] umożliwiły szczegółowe wyznaczenie składu metali w oleju smarującym. Wyniki badań wskazują, iż większość tlenków metali pozostaje w silniku, np. 69% Zn. Emisja Zn, zależnie od punktu pracy silnika, wyniosła do 0,1 mg/km. Emisja Ca była 4-krotnie większa.

Większa emisja pochodzi od niewielkich silników 2-suwowych. Dotyczy to mopedów, motorowerów i urządzeń takich, jak piły łańcuchowe. Silniki powyższe są smarowane w wyniku dodania > 2% oleju smarującego do paliwa. Jednostkowe zużycie paliwa jest również większe. W ten sposób emisja danego metalu jest 4-krotnie większa niż dla powyżej rozważanych większych silników 4-suwowych. Badano oleje smarujące bez dodatków metali [37], mieszane z paliwem stosowanym w silnikach dwusuwowych. Producenci przewidują osiągi dla olejów bez dodatków metali porównywalne do uzyskanych przy olejach zawierających dodatki.

Oleje smarujące niemające dodatków są używane jedynie w specjalnych sytuacjach, których warunki opisano w [40].

Wiele dopiero rozwijających się państw, niestety, toleruje stosowanie dodatków metali w paliwie. W ostatnim czasie badano emisję cząstek popiołów [31] w silnikach o zapłonie iskrowym samochodów osobowych. Dodatkami do paliwa były Mn, Fe i Pb o stężeniu do 18 ppm. Bardzo dużą emisję tlenków metali $2 \times 10^8 \text{ cm}^{-3}$ odnotowano dla cząstek o niewielkich rozmiarach sięgających 10 nm. Pomiar ten jest zgodny z wynikami uzyskanymi dla FBC, który jest często dodawany celem wspomagania procesu regeneracji w filtrach cząstek stałych. Wyniki dotyczą filtrów cząstek stałych fabrycznych i zmodyfikowanych konstrukcyjnie [43, 44]. Pomiar ukazuje bimodalny rozkład wymiarowy z zaznaczoną wartością maksymalną emisji dla bardzo małego rozmiaru cząstki, gdy dodatek paliwa przekracza wartość 20 mg/kg paliwa. Dla mniejszych stężeń dodatku powyższa wartość nie występuje. Źródła tego należy upatrywać w tym, iż cząstki tlenków metali są osadzone na większych cząstkach sadzy (rys. 2).

4. Emisja cząstek tlenków metali z warstw reaktorów katalitycznych i filtrów cząstek stałych

W celu osiągnięcia wysokiej sprawności katalitycznej, katalizator musi być bardzo drobno rozproszony na podłożu. Działanie takie umożliwia uzyskanie znacznej liczby aktywnych ośrodków i opóźnienie starzenia reaktora. Jeżeli wiązanie krystaliczne słabnie, wówczas są emitowane bardzo niewielkie cząstki. Badanie tego zjawiska przeprowadzone w 1977 r. na granulowanym reaktorze katalitycznym [29] ujawniło niezwykle wyniki: około 0,02 mg Pt na 1 km, tzn. około 2 – 5 g metalu szlachetnego utracono w okresie eksploatacji samochodu osobowego. Ekolodzy przerazili się i zaczęli analizować zawartość Pt w roślinności w pasie

large number of active centers, and retards aging. If the crystalline binding weakens, then ultrafine particles are emitted. An early 1977 investigation of this phenomenon, in a pellet catalytic converter [29] revealed a shocking result: about 0.02 mg Pt was emitted per km, i.e. about 2 – 5 g of precious metal lost during the life of a passenger car. The environmentalists were appalled and began analyzing the Pt content in roadside vegetation – up to 20 µg Pt was detected per kg soil. Detailed investigation of a typical modern 3-way catalytic converter [30] on ceramic monolithic substrate, however showed an average Pt emission of “only” 100 ng/km. This is less than 1% of the 1977 measurements but nevertheless not negligible. Higher emissions can occur for other metals, depending on the coating technology. For example, Vanadium is deployed very close to its thermal mobility threshold. Such emissions must be restricted.

5. Number and size distribution of metal oxide particles in exhaust

The general assumption is that mechanical destruction of materials results in a particle size $> 1 \mu\text{m}$. Most of the particles observed in the exhaust-gas are much smaller. The mean measured distribution is in the range 10 – 20 nm. This can only occur through nucleation from the gas phase [22]. That study reported the mean value of 19.3 nm from the log-normal distribution of iron-oxide particles originating from the vapor phase. Hence the conclusion, which Israel already published [21], that the metal particles partially vaporized and nucleated from this vapor phase.

There are 2 hypotheses for this phenomenon. Firstly, the so-called thermal explosion that Grigull [23] described. The heat released during abrasion is postulated to locally melt the metal. However, this hypothesis does not fully explain the vaporization. The second hypothesis is combustion. Abraded particles could be blown back into lube oil and transported into the combustion zone. The abraded particles then vaporize, during combustion of the oil droplets, and subsequently renucleate. More easily explained is the formation of such small particles from the additives to lube oil and fuel. These additives are metal organic compounds and access the combustion zone.

Several studies [24, 25, 31] report that these metal emissions in the exhaust-gas mainly occur in the size range 10 – 20 nm. Also published [24] are particle counts of $10^6/\text{cc}$ (Zn, Ca) and $10^5/\text{cc}$ (Fe). When metallic additives are used [31], the particle count increased to $10^8/\text{cc}$. Assuming density of 4 g/cc, the mass of a 20 nm metal oxide particle is 4×10^{-17} g. For a $10^6/\text{cc}$ emitting Diesel engine, at medium load, this corresponds to about $5 \times 10^{12}/\text{km}$, which is a total metal emission mass of about 0.2 mg/km.

The combustion generated metal oxide particles can deposit on soot particles. If there are only few soot particles, then the metal-oxide particles appear as unattached aerosol components in the exhaust-gas. Attached metal oxide particles are not detectable in the size distribution. Unattached metal-oxide particles manifest as a distinct bimodal distribution. The metal-oxide particles peak at about 10 – 20 nm, as

przydrożnym – wykryto aż do 20 µg Pt na 1 kg masy gruntu. Jednakże szczegółowe badania typowego nowoczesnego trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego [30] na monolitycznym podłożu ceramicznym pokazały, iż średnia emisja Pt wyniosła jedynie 100 ng/km. Wartość ta jest mniejsza niż 1% wartości z badań w 1977 r., lecz mimo to jest wartością istotną. Większa emisja może być udziałem innych metali, zależnie od technologii wykonania podłoża reaktora. Dla przykładu, wanad jest rozlokowany bardzo blisko swojej granicy zmienności cieplnej. Taka emisja musi być ograniczona.

5. Rozkład liczbowy i wymiarowy cząstek tlenków metali w spalinach

Zakłada się, iż uszkodzenie mechaniczne materiału powoduje powstanie w spalinach cząstek tlenków o rozmiarach $> 1 \mu\text{m}$. Większość cząstek obserwowanych w spalinach ma znacznie mniejsze rozmiary.

Średni zmierzony rozkład cząstek wynosi 10 – 20 nm. Może to pojawić się jedynie w wyniku zarodkowania od fazy gazowej [22]. W przeprowadzonych badaniach określono, że średnia wartość rozmiaru dla logarytmiczno-normalnego rozkładu cząstek żelazowo-tlenkowych powstałych z fazy gazowej wyniosła 19,3 nm. Można dzięki temu dojść do wniosku [21], że cząstki metali uległy częściowo odparowaniu i procesowi zarodkowania od podanej fazy gazowej.

Istnieją dwie hipotezy powyższego zjawiska. Pierwszą z nich, nazwaną „wybuchem cieplnym”, opisał Grigull w pracy [23]. Ciepło wydzielone podczas procesu zużycia ściernego lokalnie stapia metal. Jednakże powyższa hipoteza nie wyjaśnia całkowicie parowania. Druga z hipotez dotyczy spalania. Cząstki powstałe przez zużycie ściernego mogły być z powrotem wdmuchiwane do oleju smarującego i przenoszone w obszar spalania. Wówczas cząstki te ulegają odparowaniu podczas spalania kropel oleju smarującego, a następnie ponownemu zarodkowaniu.

Prostszym wyjaśnieniem występowania powyższego zjawiska jest formowanie małych cząstek z dodatków stosowanych w oleju smarującym i paliwie. Dodatki te są organicznymi związkami metali i docierają do obszaru spalania.

Przeprowadzone analizy zawarte w pracach [24, 25, 31] wskazują, że rozważana emisja metali w spalinach głównie występuje dla zakresu wymiarowego 10 – 20 nm. Uzyskana z badań i przedstawiona w [24] liczba cząstek wyniosła 10^6 cm^{-3} dla Zn i Ca oraz 10^5 cm^{-3} dla Fe. Gdy zastosowano dodatki metali [31], liczba cząstek wzrosła do 10^8 cm^{-3} . Przy założeniu, że wartość gęstości wynosi 4 g/cm^3 , masa cząstek tlenków metali o rozmiarze 20 nm wynosi 4×10^{-17} g. Dla silnika o ZS pracującego w zakresie średnich obciążeń, liczba cząstek wyniosła 10^6 cm^{-3} , co odpowiada liczbie $5 \times 10^{12} \text{ km}^{-1}$, czyli całkowitej emisji metali ok. 0,2 mg/km.

Cząstki tlenków metali generowane w procesie spalania mogą osiadać na cząstkach sadzy. Jeżeli jest jedynie kilka cząstek sadzy, wówczas cząstki tlenków metali pojawiają się jako niepołączone składniki aerozolu w spalinach. Osadzone cząstki tlenków metali nie są wykrywane w analizie rozkładu

shown in Fig. 2 for fuel additives. But not all metal-oxide particles are in this peak of unattached aerosol components. Some of the metal-oxide particles are in other size classes and deposited on soot particles. A quantitative analysis thus requires investigating the composition of all size classes.

Respiratory air at heavy traffic locations [29] contains, in the particle fraction under 180 nm (PM_{0.18}), mainly the following metal constituents due to engine emissions:

Ca	2.77%
Al	1.24%
Fe	0.92%
Cu	0.12%

The ultrafine particles are about 5%. It confirms the determined 3% number measured on HDV [24].

The publications cited here report remarkably consistent results. Diesel engines emit metal-oxide particles of 0.1 mg/km (LDV) till 1 mg/km (HDV). SI engines emit the double. These particles are emitted in the mobility size of 10 – 20 nm, i.e. in the deposition-maximum of the alveoli. The metal-oxide particles are mostly insoluble and therefore persistent. Moreover, these transition metals are surface active. Thus, these fulfil all criteria of a very toxic air pollutant. Are these metal oxide particles the actual toxic substance of engine emitted particles? This aspect must be precisely investigated to develop appropriate technology and optimize the emission after-treatment.

The above comments are derived from a literature survey. The specified methods in the VERT test procedure are described below. Some additional results are presented, too.

6. Size-specific metal analysis for particle filter systems in the VERT test procedure

The testing of particle filters is according to their suitability for filtering alveoli intruding solid particles. The VERT tests were developed 1993–1998 based on the principles of occupational health. From 1998 onwards, the tests are routinely used for testing and approval of particle filters in Switzerland. The VERT tests are also used for workplace certification in Germany and Austria. The VERT tests are codified in the Swiss standard SNR 277205 [34]. The VERT instrumentation and procedures are the forerunner of the PMP procedure. PMP is the basis for new European emission legislation [46]. VERT also tests many other criteria [32]. Those include secondary emissions [33] and the size specific emissions of metal oxide particles [35, 36].

The ISO 8178/4 C1 driving cycle is used to analyze secondary emissions and metal oxide emissions (Fig. 3).

The cycle is driven twice as legally prescribed in the specified sequence. The total operating time is 200 minutes. This long time is necessary to collect sufficient material for the trace analysis. There is no pause between the individual operating points. Instead, the transition is regarded as realistic transient element in the analysis. The temperatures are in a band, which facilitates the formation of secondary emissions, and also the de-novo synthesis of dioxins. At high loads, regeneration of the particle filter occurs. Thus, the pertinent phenomena are captured, too.

wymiarowego. Niepołączone cząstki tlenków metali uze-wnętrzniąją wyraźny rozkład bimodalny. Impulsowy wzrost wartości maksymalnej cząstek tlenków metali jako dodatków do paliwa odnotowano dla wymiaru 10 – 20 nm, co pokazano na rys. 2. Nie wszystkie jednak cząstki tlenków metali są zawarte w powyższym wzroście wartości maksymalnej nieosadzonych związków aerozolu. Niektóre z cząstek tlenków metali mają inne klasy wymiarowe i są osadzone na cząstkach sadzy. Analiza ilościowa wymaga więc badania składu cząstek wszystkich klas wymiarowych.

Powietrze z otoczenia dla trudnych warunków ruchu [29] zawiera, dla frakcji cząstki poniżej 180 nm (PM_{0.18}), głównie następujące cząstki metali w emisji silnikowej:

Ca	2,77%
Al	1,24%
Fe	0,92%
Cu	0,12%

Cząstki o bardzo małych wymiarach stanowią 5% udziału emisji. Potwierdza to wyznaczoną wartość 3% uzyskaną w pomiarach pojazdów typu HDV [24].

Cytowane powyżej źródła literaturowe wskazują na bardzo zgodne uzyskiwane wyniki badań. Silniki o ZS emitują cząstki tlenków metali na poziomie 0,1 mg/km dla pojazdów LDV, do 1 mg/km dla pojazdów HDV. Silniki o ZI emitują dwa razy większą ilość tych cząstek. Rozkład wymiarowy emisji cząstek tlenków metali wynosi 10 – 20 nm, co odpowiada maksymalnemu osadzeniu cząstek w płucach.

Cząstki tlenków metali są przede wszystkim nierozpuszczalne i trwałe. Ponadto rozważane metale przejściowe są aktywne powierzchniowo. W konsekwencji spełniają wszystkie kryteria bardzo toksycznych związków zanieczyszczających powietrze. Czy wspomniane cząstki tlenków metali są istotnie toksycznymi substancjami cząstek emitowanych przez silnik? Aspekt ten musi być szczegółowo zbadany w celu rozwoju odpowiedniej technologii i optymalizacji pozasilnikowych metod obniżenia emisji.

Powyższe rozważania pochodzą z badań opisanych w literaturze. Określone metody w procedurze badawczej VERT opisano poniżej. Zaprezentowano ponadto wybrane dodatkowe wyniki badań.

6. Analiza wymiarowa wybranych metali dla systemów filtrów cząstek stałych w procedurach testu VERT

Badanie filtrów cząstek stałych jest dokonywane zgodnie z ich przydatnością dla procesu filtrowania stałych cząstek zdolnych do przenikania do pęcherzyków płucnych. Testy badawcze VERT rozwijano w latach 1993–1998, opierając się na zasadach zdrowia zawodowego. Od roku 1998 powyższe testy stosuje się zwyczajowo do badania filtrów cząstek stałych na terenie Szwajcarii. Testy VERT są również stosowane w Niemczech i Austrii do certyfikacji miejsca pracy. Testy VERT są skodyfikowane w szwajcarskiej normie SNR 277205 [34]. Oprzyrządowanie i procedury testów VERT są prekursorem procedury PMP. Powyższy program pomiaru cząstek stałych jest podstawą nowych europejskich norm emisji [46]. VERT uwzględnia również inne kryteria [32]:

Sample preparation and analysis

All samples are digested with acid mixtures in a microwave oven. The vessels used for the digestion should be carefully cleaned before use to achieve best detection limits.

All cleaning digestions must be verified using ICPMS (inductively coupled plasma mass spectrometry) to ensure that the contamination level is low enough. Only ultra-clean vessels should be used.

Depending on the filter material and the analyte, sampling filters are digested by the following acid mixtures in a microwave oven:

- Nitric acid HNO_3
- A mixture of nitric acid HNO_3 and hydrogen peroxide H_2O_2
- A mixture of nitric acid, hydrochloric acid HCl and hydrogen peroxide H_2O_2

The resulting solutions are analyzed with ICPMS. Depending on the analyte, a quadruple ICPMS (ELAN 6000, Perkin Elmer/Sciex) or a high resolution ICPMS (ELEMENT 2, Thermofinnigan) is used.

Reliable results can only be achieved if the detection limit of the entire procedure, including sampling, sample preparation and analysis are determined. Therefore, blanks of fresh filter material and field-blanks (processed as similarly as possible to sampling filters in the field) should be sampled, digested and determined.

Contamination risk and memory effects are not negligible especially for ubiquitous metals. Usually the metal determination is more limited by the sampling procedure and sampling preparation than by detection limits of the analytical method [36]. Test engines, fuel and lubrication oil are shown in Table 1-3.

7. Results of the size specific metal–analysis AC Cording to VERT

Shown first are the SMPS particle size distribution for two representative cases with and without particle filter. The PMP procedure was used to sample before size classification and particle counting. The PMP comprises heating the exhaust-gas to 300 °C, then 1:100 dilution, so that all volatile particles (droplets) are vaporized and only solid particles measured. The test is done at 8 operating points and hence 8 SMPS spectra are shown for each test case. At least 3 scans are done for each spectrum. Point 8 represents low idling.

Figure 6a and 6b are results from a catalytically coated particle filter system. Its ceramic wall-flow filter substrate is Fe coated to accelerate regeneration from deposited soot. Hence, the Fe emissions were analyzed.

Remarkably (Fig. 6a), at 7 of the 8 operating points, the particle size distribution is uniform, independent of RPM and load. Only the idling point has a different distribution. Meanwhile, more than 20 particle filter systems were tested for secondary emissions. All show the same pattern: at the idling point, there is excess air and thus relatively low concentration of the soot particles in the exhaust-gas volume. The typical soot peak at 100 nm is almost imperceptible at this scale.

wymiarowych w zakresie od < 30 nm do 10 µm. Analiza powłok impaktora jest realizowana zgodnie z procedurą ICPMS, którą opisano poniżej.

Metodologia analizy metali

Określenie ultramałych śladów metali wymaga ścisłej optymalizacji całej procedury poboru próbki do analizy, przygotowania próbki i jej analizy. Błędy próbkowania mogą skutkować uzyskaniem niewłaściwych wyników [36].

Przykładowe przygotowanie i analiza

Wszystkie próbki są roztwarzane mieszanek kwasowymi w piecu mikrofalowym. Naczynia do ekstrakcji powinny być przed użyciem dokładnie oczyszczone, celem uzyskania najlepszych wartości granicznych wykrycia śladów metali. Wszystkie czyste roztwarzania muszą być zweryfikowane z zastosowaniem ICPMS (spektroskopii masowej z zastosowaniem sprzężonej plazmy), aby zapewnić niewielki poziom zanieczyszczenia. Powinny być zastosowane do tego celu jedynie ultraczyste naczynia.

Zależnie od materiału filtra i analitu, filtry próbkujące są ekstrahowane w piecu mikrofalowym z zastosowaniem następujących mieszanek kwasów:

- kwasu azotowego HNO_3
- mieszanki kwasu azotowego HNO_3 i nadtlenka wodoru H_2O_2
- mieszanki kwasu azotowego, kwasu solnego HCl i nadtlenku wodoru H_2O_2

Wynikowe rozwiązania są poddane analizie z zastosowaniem ICPMS. Zależnie od analitu, stosuje się poczwórne ICPMS (ELAN 6000, Perkin Elmer/Sciex) lub ICPMS o wysokiej rozdzielczości (ELEMENT 2, Thermofinnigan).

Wiarygodne wyniki mogą być osiągnięte jedynie wtedy, gdy wyznaczona będzie granica dla całej procedury pomiarowej, włącznie z próbkowaniem, przygotowaniem próbki i analizą. Dlatego materiały wyjściowe nowego filtra i materiały powierzchniowo czyste (poddane przetwarzaniu w sposób najbardziej zbliżony do analizowanych filtrów),

Table 1. Test engine

Tabela 1. Silnik badawczy

Manufacturer/producent	Liebherr	
Type/rodzaj	D934S	D914T
Cylinder volume/objętość cylindra	6.36 dm ³	6.11 dm ³
Rated velocity [rpm]/prędkość znamionowa [obr/min]	1800	2000
Rated power/znamionowa moc użyteczna	105 kW	110 kW
Model/model	4 cylinder in-line/4 cylindry, rzędowy	
Combustion process/proces spalania	Direct injection/wtrysk bezpośredni	
Injection pump/pompa wtryskowa	Bosch unit pump/Bosch	
Supercharging/doladowanie	TC/IC/ turbodoł./IC	TC/turbodołado- wanie
Emission control/kontrola emisji	EGR	–
Desinged/rok produkcji	2005	1995

Table 2. Fuel: SN 181160-1:2005 Class D
Tabela 2. Paliwo: SN 181160-1:2005 klasa D

Density (at 40 °C)/gęstość	0.820 – 0.845 g/ml
Viscosity (at 20 °C)/ lepkość	2.0 – 3.2 mm ² /s
Flame point: min/punkt zapłonu: min	62 °C
Cloud point: max/punkt zmętnienia: max	-10 °C
Filtering limit/granica filtrowania	CFPP max. -20 °C
Coke residue/pozostałość koksowania	max. 0.02 g/100g
Ash/popioły	vestigial/śladowe
Sulfur/siarka	max. 0.0010 g/100g
Cetane number/liczba cetanowa	min. 52 – 54
Boiling analysis/analiza wrzenia	min. 98% obj.
Calorific value (lower)/wartość opałowa (niższa)	min. 42.5 MJ/kg

Table 3. Lubricant: 15W/40
Tabela 3. Olej smarujący 15W/40

Property/właściwość	–	–
Viscosity kin. 40 °C /lepkość kinematyczna	–	mm ² /s
Viscosity kin 100 °C/ lepkość kinematyczna	13.98	mm ² /s
Viscosity index/indeks lepkości	–	(–)
Density 20 °C/gęstość dla 20°C	–	kg/m ³
Pourpoint/temperatura płynności	-25	°C
Flamepoint/punkt zapłonu	–	°C
TBN	8.4	mg KOH/g
Sulfur ashes/popioły siarkowe	10 770	mg/kg
Sulfur/siarka	3 360	mg/kg
Mg	< 10	mg/kg
Zn	1 200	mg/kg
Ca	2 630	mg/kg
P	1 110	mg/kg

However, an incredibly high peak occurs for very small particles in the size range 10 – 20 nm. These are solid particles, which are not soot particles, and can only be ash particles. Probably, the lube oil consumption is high at the idling point. This because the blow-by gas flow, which pushes back the lubrication film, is much weaker. More lube oil and thus more metals infiltrate into the combustion and consequently into the emission spectrum. At idling, these very fine metal-oxide particles find few soot particles to ride on. The metal-oxide particles remain unattached and are observed as a high concentration. Many metal-oxide particles are also prevalent at other operating points. Deposited on larger soot particles, the metal-oxide particles remain undetected until composition is analyzed.

Figure 6b is the data after the particle filter. Apparently, the filtration efficiency is almost independent of the particle size. The entire spectrum is suppressed about 3 orders of magnitude. Surprisingly, the peak at the idling point almost completely disappears. Diffusion dominated filters intercepts smaller particles even more efficiently than 100 nm particles.

Figure 7 illustrates the filtration characteristic using the parameter Penetration = 1 – filtration efficiency.

powinny być poddane procesowi próbkowania, roztwarzania i analizy.

Ryzyko zanieczyszczenia i występowania efektów pamięci ma duże znaczenie, zwłaszcza dla powszechnie spotykanych metali. Zazwyczaj wyznaczenie metalu jest ograniczone bardziej procedurą próbkowania i przygotowania próbki niż granicami wykrycia metody analitycznej [36]. Silniki badawcze, paliwo i olej smarujący przedstawiono w tablicach 1-3.

7. Wyniki analizy wymiarowej wybranych metali zgodnie z testem VERT

Pierwsze przedstawione wyniki dotyczą rozkładu wymiarowego cząstki z zastosowaniem SMPC, dla dwóch reprezentatywnych przypadków: z filtrem cząstek stałych i bez filtra. Procedurę PMP zastosowano do próbkowania realizowanego przed klasyfikacją wymiarową i pomiarem ilości cząstek. Procedura PMP obejmuje ogrzewanie spalin do temperatury 300 °C, następnie rozcieńczenie w proporcji 1:100, tak że wszystkie lotne cząstki (krople) ulegają odparowaniu, dzięki czemu mierzone są tylko stałe cząstki. Test jest przeprowadzany w 8 punktach pracy, dla których tworzonych jest 8 charakterystyk częstotliwościowych SMPC (uwzględniają każdy przypadek badawczy). Tworzone są przynajmniej 3 obrazy dla każdej charakterystyki. Punkt 8 pracy odpowiada biegowi luzem dla niewielkich prędkości obrotowych.

Na rysunkach 6a i 6b przedstawiono wyniki z układu filtra cząstek z podłożem katalitycznym. Składnikiem ścianek filtra ceramicznego jest Fe, celem przyspieszenia procesu regeneracji układu z osadzonych cząstek sadzy. Dodatkowo analizowano emisję Fe. Znacząco (rys. 6a) dla 7 i 8 punktu pomiarowego rozkład wymiarowy cząstek jest jednorodny, niezależny od prędkości obrotowej i obciążenia. Jedynie dla biegu jałowego występuje inny rozkład. Badaniom emisji wtórnej poddano więcej niż 20 układów filtra cząstek stałych. Wszystkie prezentują te same wyniki: w zakresie biegu jałowego występuje nadmiar powietrza i w konsekwencji cząstek sadzy w objętości spalin. Typowa wartość maksymalna ilości sadzy dla rozmiaru 100 nm jest prawie niezauważalna w tej skali. Jednak duża wartość maksymalna pojawia się dla bardzo małych cząstek o wymiarach w przedziale 10 – 20 nm. Cząstkami tymi są cząstki stałe nie- będące cząstkami sadzy, a tylko cząstkami popiołów. Najprawdopodobniej zużycie oleju smarującego osiąga dużą wartość dla biegu jałowego. Wynika to z przepływu gazu od przewietrzania skrzyni korbowej, który kieruje z powrotem film olejowy. Większa ilość oleju smarującego i w konsekwencji metali przedostaje się do komory spalania, dając większą wartość emisji na charakterystyce widmowej. Dla biegu jałowego powyższe małe cząstki tlenków metali odnajdują niewielką liczbę cząstek sadzy, na których osiadają. Cząstki tlenków metali pozostają niepołączone i są obserwowane w postaci dużej koncentracji. Wiele cząstek tlenków metali występuje również dla innych punktów pracy. Osadzone na większych cząstkach sadzy, cząstki tlenków metali pozostają niewykryte do czasu, gdy nie będzie oceniony ich skład.

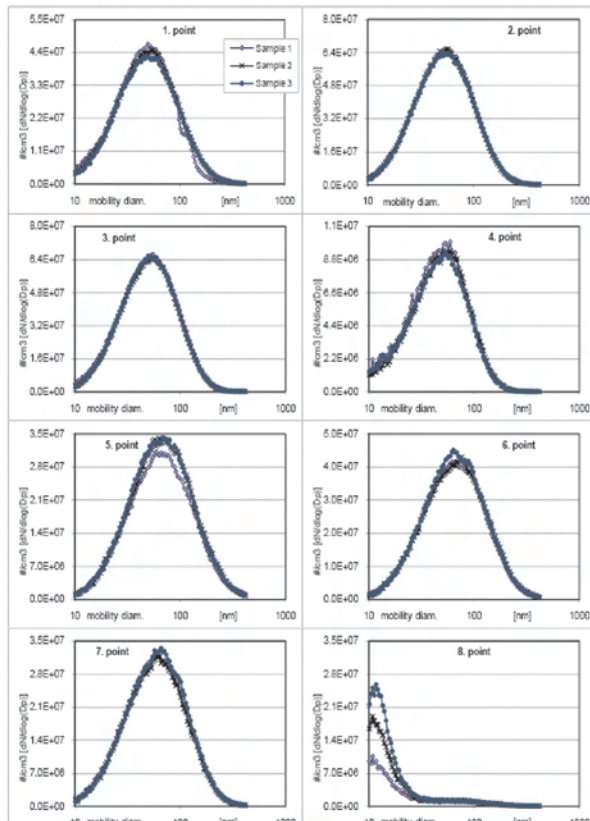


Fig. 6a. Fe coated particle filter. Measured before the particle filter. Engine is Liebherr 924

Rys. 6a. Filtr cząstek stałych pokryty Fe. Pomiar przed filtrem cząstek stałych. Silnik Liebherr 924

These filtration characteristics facilitate interesting interpretations. The filtration characteristic, at high load and high space-velocity, is almost flat. Effective filtration occurs both in the diffusion range and also in the impaction range. The space velocity is much lower at the low idling point. The filtration curve then steepens. The conditions favor interception of the very small particles through diffusion. And impaction is less effective because of low space-velocity.

This investigation did not indicate that the coating sheds Iron particles.

Figure 8a shows data from an older engine, Liebherr 914, which clearly emits more particles. The engine is fitted with a very efficient filter. A Ferrocen based fuel additive is used. The catalyst is oxidized to Fe_2O_3 during combustion. The deployed FBC concentration in application is < 20 ppm. The tests were done at the higher Fe concentration of 40 ppm in the fuel to emphasize the effects. The FBC is dosed at constant concentration to the fuel. Thus, at high load points, many metal-oxide particles are released. Least FBC is dosed at idling. Nevertheless, here too a very high peak is observed in the range 10 – 20 nm. These are partially the additive particles and partially the increasing ash particles.

Additive promoted regeneration is more effective than coatings [42]. This despite the higher FBC reaction temperature of 320 °C compared to 240 °C for Pt coated and NO_2 induced regeneration. But FBC promotes oxygen induced regeneration. That is faster, more exothermic and thoroughly

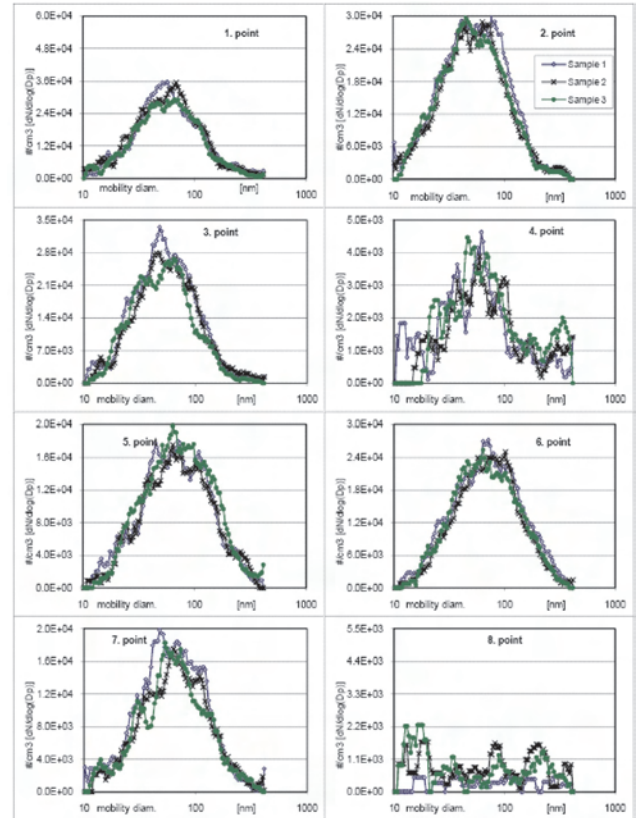


Fig. 6b. Fe coated particle filter. Measured after the particle filter. Engine is Liebherr 924

Rys. 6b. Filtr cząstek stałych pokryty Fe. Pomiar za filtrem cząstek stałych. Silnik Liebherr 924

Na rysunku 6a przedstawiono dane uzyskane za filtrem cząstek stałych. Widać, iż sprawność procesu filtracji jest prawie niezależna od rozmiaru cząstki. Całe widmo jest ograniczone do 3 rzędów wielkości. Zaskakujące jest, iż wartość maksymalna dla biegu jałowego prawie zanika. Proces dyfuzji zdominował przejście przez filtry mniejszych cząstek nawet bardziej niż dla cząstek o rozmiarze 100 nm.

Na rysunku 7 przedstawiono wykresy filtracji z zastosowaniem parametru: przenikanie = 1 – sprawność filtracji.

Powyższe wykresy filtracji umożliwiają dokonanie interesujących interpretacji. Wykresy filtracji w zakresie dużego obciążenia i dużej prędkości obszarowej mają prawie płaski przebieg. Efektywny proces filtracji występuje zarówno w obszarze dyfuzji, jak i impakcji. Prędkość obszarowa jest znacznie mniejsza w zakresie biegu jałowego. Następnie krzywa filtracji wznosi się stromo. Warunki sprzyjają przechwytywaniu bardzo małych cząstek przez dyfuzję. Impakcja natomiast jest mniej efektywna z powodu małej prędkości obszarowej.

Powyższe badanie nie wykazało, że powłoka traci cząstki żelaza.

Na rysunku 8a zaprezentowano dane dla starszej konstrukcji silnika Liebherr 914, który emituje więcej cząstek. Silnik wyposażono w filtr o dużej sprawności. Zastosowano dodatek paliwa oparty na ferrocenie. Katalizator jest utleniany podczas spalania do Fe_2O_3 . Rozmieszczono

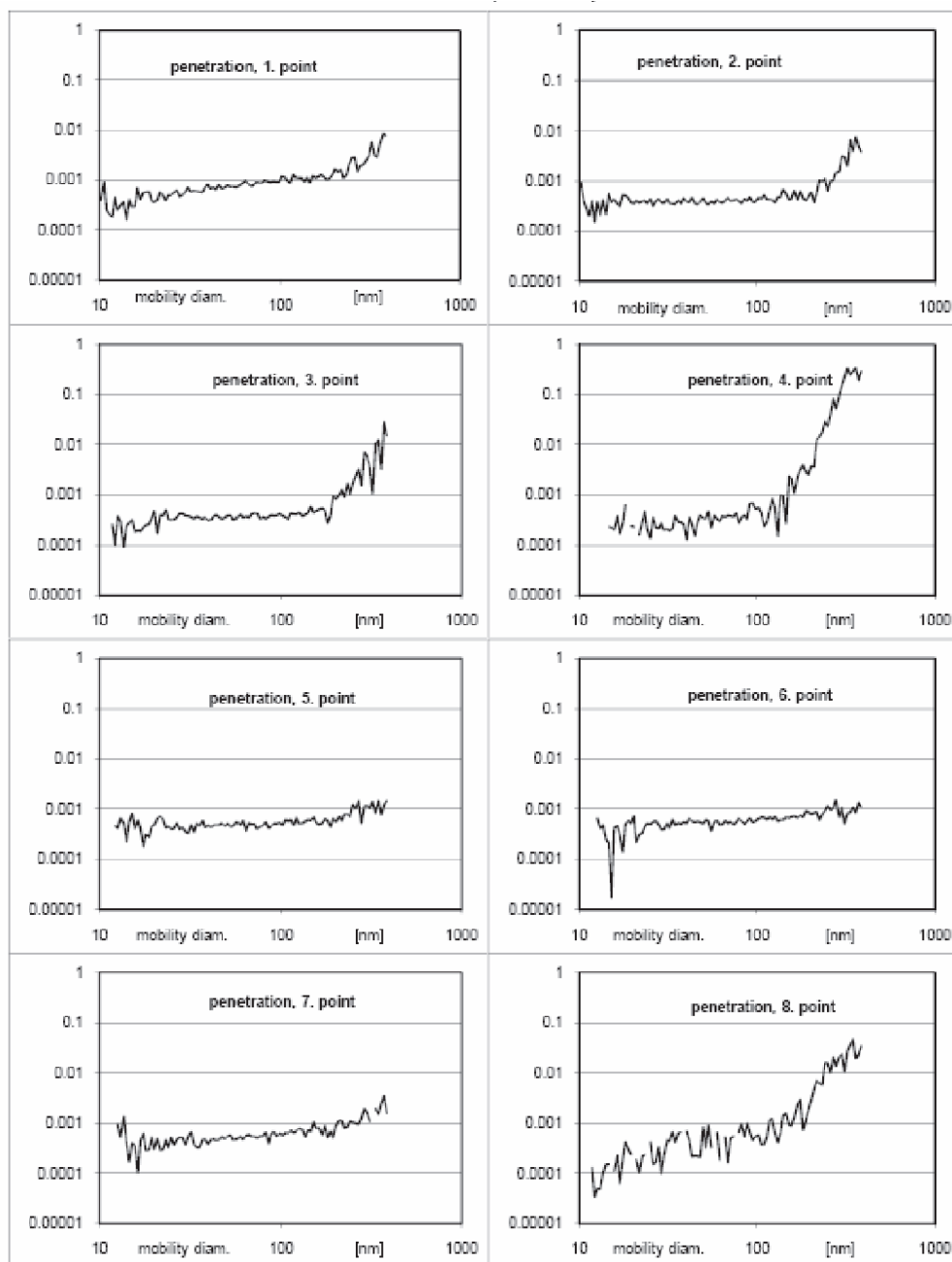


Fig. 7. Penetration at the 8 operating points of the Fe-coated filter, calculated from Fig. 6a and 6b

Rys. 7. Przenikanie w 8 punktach pomiarowych dla filtra pokrytego Fe, obliczone na podstawie rys. 6a i 6b

cleans the filter. Fe additives are independent of the fuel's sulfur content and do not release NO_2 . Additives intrinsically do not age. Moreover, variable dosage facilitates elegant adaptation to practical requirements.

The disadvantages of additives are ash clogging the filter and the risk of metal-oxide particle emissions. VERT therefore requires the filter to substantially intercept the emission of additive particles. When a Fe additive is used, the Fe emissions must be less than the raw Fe emission of the engine.

Figure 8b shows the size distribution after the particle filter. The concentration numbers $10^3 - 10^4$ are almost equivalent to ambient air. The instrumentation is at the detection limit and hence the scatter. The filter diminishes emissions

na koncentracja FBC w praktyce jest < 20 ppm. Badania przeprowadzono dla większych stężeń Fe w paliwie równych 40 ppm, celem położenia nacisku na wyniki. FBC jest dozowane do paliwa przy stałym jego udziale. Oznacza to, iż dla punktów pracy w zakresie wysokich obciążeń uwalnianych jest wiele cząstek tlenków metali. Najmniejsza ilość FBC jest dozowana dla biegu luzem. Mimo tego tutaj również bardzo duży wzrost wartości maksymalnej jest obserwowany w zakresie 10 – 20 nm. Powyższe cząstki stanowią cząstki dodatku i częściowo wzrastającą ilość cząstek popiołów.

Dodatek wspomagający regenerację jest bardziej efektywny niż podłoża [42]. Powoduje to, pomimo wyższej temperatury reakcji FBC równej 320°C w porównaniu do 240°C dla podłoża Pt i NO_2 , wymuszenie regeneracji. FBC wspomaga wymuszoną tlenem regenerację. Proces ten jest szybszy, bardziej egzotermiczny i powoduje gruntowne oczyszczenie filtra.

Dodatki Fe są niezależne od zawartości siarki w paliwie i nie zmniejszają NO_2 . Dodatki nie ulegają starzeniu. Ponadto zmienne dozowanie ułatwia właściwą adaptację do warunków rzeczywistych.

Do wad tych dodatków należy zatykanie filtra popiołami i niebezpieczeństwo emisji cząstek tlenków metali. Dlatego VERT wymaga od filtra przechwycenia cząstek dodatków celem zmniejszenia ich emisji w spalinach. W sytuacji stosowania dodatku Fe, emisja tego metalu musi być mniejsza niż pierwotna emisja Fe w spalinach silnika

Na rysunku 8b przedstawiono rozkład wymiarowy cząstek za filtrem cząstek stałych. Wartości stężenia na poziomie $10^3 - 10^4$ odpowiadają w przybliżeniu wartościom dla powietrza atmosferycznego.

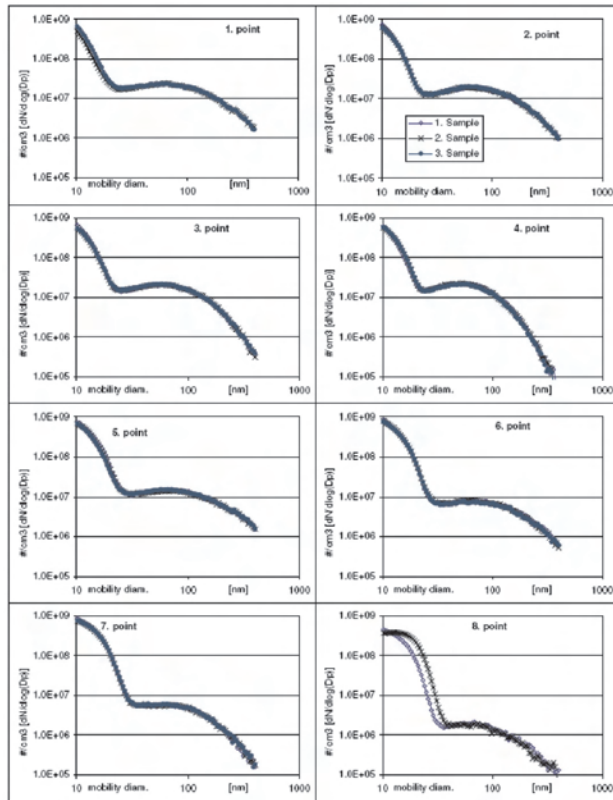


Fig. 8a. Uncoated particle filter operated with 40 ppm Fe additive to promote regeneration. Measured before the particle filter. Engine is Liebherr 914

Rys.8a. Filtr cząstek stałych bez warstwy pokrywającej, pracujący z dodatkiem 40 ppm Fe w celu wsparcia regeneracji. Pomiar przed filtrem cząstek stałych. Silnik Liebherr 914

by about 3 orders of magnitude. The high peak of additive dosage, too, is diminished about 3 – 4 orders of magnitude, but remains visible.

Figure 9 plots the penetration filter characteristic of Fe additive at very high concentrations. The filtration efficiency exceeds 99.99% and the penetration curves are very balanced. Nevertheless, some ash particles are penetrating the filter. The reasons are a too high space velocity: Only a lower space-velocity can compensate the rather coarse 20 – 30 μm pores in this filter system.

Such filters must be redesigned for smaller pore size and more compact pore distribution.

After the online investigation, the polycarbonate collector foils from the ELPI impactor were sent for the metal analysis described in the previous section. The results are summarized in Tables 4 and 5.

Table 4 shows the emissions measured during the 200 minutes test. Ahead of the filter, the engine Fe emission was 1.88 μg . After the filter it was 0.77 μg . Despite the filter's Fe coating and consequent possible Fe release, the tailpipe Fe emissions are substantially lower than the engine's raw Fe emissions by 60%.

Table 5 shows data for the particle filter system operated with the Fe additive FBC. Three measurements were done. These are the 1) baseline raw emissions without the filter

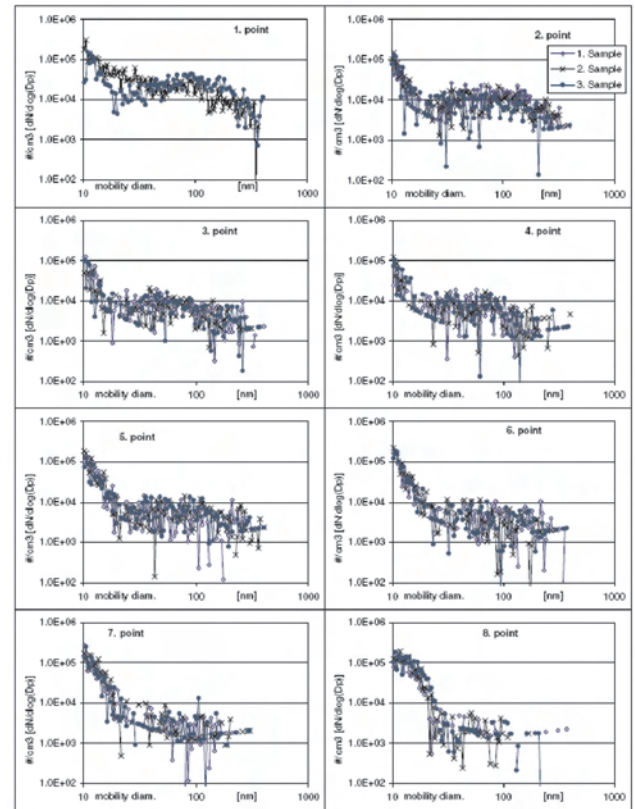


Fig. 8b. Uncoated particle filter operated with 40 ppm Fe additive to promote regeneration. Measured after the particle filter. Engine is Liebherr 914

Rys.8b. Filtr cząstek stałych bez warstwy pokrywającej pracujący z dodatkiem 40 ppm Fe w celu wsparcia regeneracji. Pomiar za filtrem cząstek stałych. Silnik Liebherr 914

Oprzysiężowanie jest ustawione na wartość graniczną wykrycia, stąd występuje rozproszenie. Filtr zmniejsza emisje o około 3 rzędy wielkości. Również duża wartość maksymalna dawki dodatku zmniejsza się o około 3 – 4 rzędy wielkości, lecz pozostaje widoczna.

Rysunek 9 dotyczy wykresu przenikania filtra dodatkiem Fe dla bardzo dużych stężeń. Sprawność procesu filtracji przekracza 99,99%, a przebiegi krzywych przenikania są bardzo ustabilizowane. Mimo tego niewielka ilość cząstek popiołów przenika do filtra. Powodem jest zbyt duża prędkość obszarowa: jedynie mniejsza prędkość obszarowa może zrównoważyć duże rozmiary por, równe 20 – 30 μm , występujące w układzie filtra. Takie filtry muszą być ponownie zaprojektowane pod kątem uzyskania mniejszych rozmiarów por i bardziej zwartego ich rozkładu.

Po wykonaniu ciągłych pomiarów poliwęglanowe folie kolektora od impaktora ELPI były kierowane do analizy składu metali, którą opisano w poprzednim rozdziale W tabelach 4 i 5 zamieszczono wyniki uzyskane z pomiarów.

Na rysunku 4 przedstawiono emisję zmierzoną w teście o okresie trwania równym 200 minut. Emisja Fe z silnika zmierzona przed filtrem wyniosła 1,88 μg , podczas gdy za filtrem osiągnęła wartość 0,77 μg . Mimo podłoża Fe filtra i wynikającego z tego uwolnienia Fe, emisje Fe w przewodzie

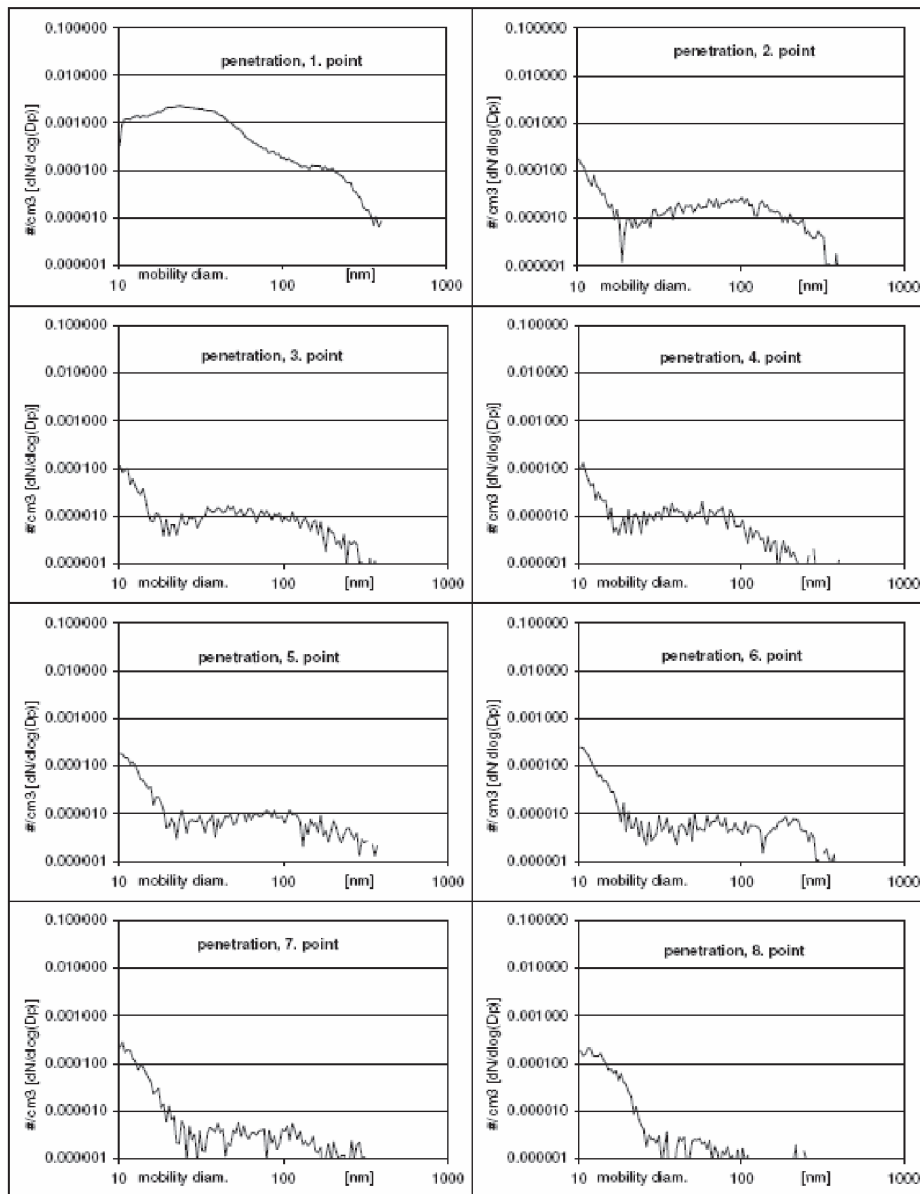


Fig. 9. Penetration at the 8 operating points with Fe additive, calculated from Fig. 8a and 8b

Rys. 9. Przenikanie w 8 punktach pomiarowych dla filtra z dodatkiem Fe, obliczone z rys. 8a i 8b

and without FBC (RO 80), then 2) the raw emission with the Fe additive (EO-81) and finally 3) the Fe concentration measured after the filter.

The Fe concentration in the raw gas is naturally increased through the Fe additive. The filter succeeds in curtailing Fe emissions much below the level of the engine's raw emission.

These measurements are representative for those from over 20 filter systems. The ELPI backup filter intercepts most of the finest particles sized < 30 nm. However, the analysis of the backup filter (quartz) is less precise than the ELPI stage filters (polycarbonate). Fe is also detected in bigger ELPI size classes. The Fe particles are intrinsically not large. Instead, small Fe particles are deposited on larger soot particles and jointly collected on the corresponding impactor stage. The ELPI method is not ideal to distinguish

wylotowym silnika są mniejsze o 60% niż pierwotne emisje Fe z silnika.

W tabeli 5 zaprezentowano wyniki dla systemu filtra cząstek stałych pracującego na dodatku FBC opartego na Fe. Dokonano trzech pomiarów: 1) bazowa emisja pierwotna bez filtra i FBC (RO 80), 2) emisja pierwotna z dodatkiem Fe (EO-81) i 3) stężenie Fe zmierzone za filtrem.

Stężenie Fe w gazie nierozcieńczonym w sposób naturalny wzrosło wraz z zastosowaniem dodatku Fe. Filtr umożliwia zmniejszenie emisji Fe znacznie poniżej poziomu emisji pierwotnej silnika.

Powyższe pomiary są reprezentatywne dla grupy ponad 20 badanych filtrów. Filtr zapasowy ELPI wychwytuje większość z cząstek o wymiarach < 30 nm. Jednakże analiza filtra zapasowego (kwarcowego) jest mniej precyzyjna aniżeli filtrów stopniowych ELPI (poliwęglanowy). Fe jest również wykrywany dla większych klas wymiarowych ELPI. Cząstki Fe są nieduże. Niewielkie cząstki Fe są rozmieszczone na większych cząstkach sadzy i łącznie zgromadzone na odpowiednim stopniu impaktora.

Metoda ELPI nie jest doskonała do rozróżnienia osadzonych i nieosadzonych cząstek Fe. Większość cząstek Fe ma małe rozmiary.

8. Problem migracji

Cząstki zatrzymywane są w porowatej osnowie filtra w wyniku dyfuzji lub impakcji. Siły van der Waalsa przytwierdzają przechwycone cząstki do porowatej powierzchni. Przytwierdzenie jest silniejsze dla małych cząstek. W związku z tym niewielkie cząstki popiołów raz przytwierdzone jest trudno usunąć, nie z zastosowaniem zjawisk aerodynamicznych. Bardzo duże scalone cząstki popiołów są bardziej podatne na opuszczenie osnowy filtra

Sytuacja jest niekorzystna dla cząstek popiołów, zwłaszcza tych addytywnych osadzonych na cząstkach sadzy i uwięzionych jako aglomeraty wewnątrz osnowy filtra. Jeżeli taki filtr jest regenerowany, tzn. sadza ulega spaleni, wówczas cząstki tlenków metali są nagle porywane przez strumień gazu i kierowane ku wyjściu z filtra, chyba iż ma miejsce dalsza filtracja. Wybrana emisja cząstek metali

Table 4. Size analysis for Fe particles from a particle filter system with Fe coating

Tabela 4. Analiza wymiarowa dla cząstek Fe systemu filtra cząstek stałych z warstwą Fe

ELPI Stage/etap ELPI	Size class D 50%/klasa wymiaru D 50%	RO-120	RF2-122
	[μm]	[$\mu\text{g}/\text{filter}$]	[$\mu\text{g}/\text{filter}$]
Backup filter/filtr zapasowy	< 0.03	1.39	2.44
1	0.03	0.08	0.04
2	0.06	0.26	0.07
3	0.11	0.11	0.04
4	0.17	0.11	0.04
5	0.27	0.14	0.10
6	0.41	0.13	0.12
7	0.66	0.17	0.03
8	1.02	0.15	0.07
9	1.65	0.15	0.08
10	2.52	0.15	0.07
11	4.08	0.18	0.05
12	6.56	0.25	0.07
Sum/suma		1.88	0.77
Detection Limit/ graniczna wartość możliwa do wykrycia	0.0001	–	–
Average blanks ELPI filters/wartość średnia dla filtrów ELPI	0.070	–	–
Average blanks backup filters/wartość średnia dla filtrów zapasowych	0.85	–	–

RO-120: before particle filter/przed filtrem cząstek stałych
RF2-122: after particle filter/za filtrem cząstek stałych

between attached and unattached Fe particles. Most of the Fe particles are definitely very small.

8. The migration problem

Particles are intercepted in the porous filter matrix through diffusion or impaction. The van der Waals forces bind the intercepted particles to the pore surface. The binding is stronger for small particles. Hence, small ash particles once attached are difficult to remove and certainly not through aerodynamic effects. Very large agglomerated ash particles are more likely to eventually escape the filter matrix.

The situation is critical for ash particles, especially those additive particles deposited on soot particles and trapped as agglomerates inside the filter matrix. When such a filter is regenerated, i.e. the soot in the cake burns, then the

Table 5. Size analysis for Fe particles from a particle filter system with Fe additive

Tabela 5. Analiza wymiarowa dla cząstek Fe z systemu filtra cząstek stałych z dodatkiem Fe

ELPI Stage/etap ELPI	Size class D 50%/klasa wymiaru D 50%	EO-80	EO-81	EF-82
	[μm]	[$\mu\text{g}/\text{filter}$]	[$\mu\text{g}/\text{filter}$]	[$\mu\text{g}/\text{filter}$]
Backup/pomocniczy	< 0.03	–	–	–
1	0.03	0.08	8.6	0.12
2	0.06	0.06	18.2	0.07
3	0.11	0.11	12.8	0.20
4	0.17	0.08	6.4	0.07
5	0.27	0.13	4.6	0.07
6	0.41	0.29	4.2	0.08
7	0.66	0.31	4.0	0.10
8	1.02	0.30	3.0	0.11
9	1.65	0.17	0.91	0.04
10	2.52	0.54	0.62	0.04
11	4.08	0.11	0.46	0.13
12	6.56	0.15	0.28	0.07
Sum/suma		2.33	64.07	1.10
DL	0.003			
Average blanks ELPI filters/wartość średnia dla filtrów ELPI	0.01	–	–	–

EO-81: before particle filter baseline without dosage/przed filtrem cząstek stałych bez dodatku

EO-82: before particle filter with 40 ppm Fe dosage/przed filtrem cząstek stałych z dodatkiem Fe o stężeniu równym 40 ppm

EF-82: after particle filter with 40 ppm Fe dosage/za filtrem cząstek stałych przy dodatku Fe równym 40 ppm

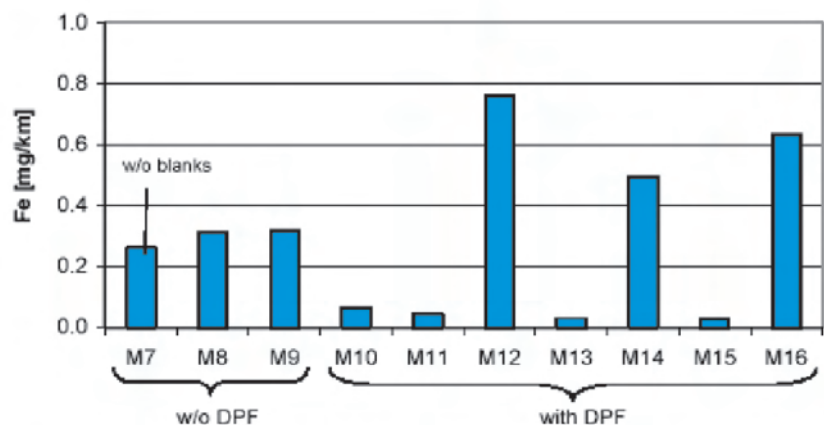


Fig. 10. Fe emissions per km in the EUDC cycle; M7, M8, M9 without particle filter; M10, M11, M13, M15 with particle filter, no regen; M12, M14, M16 regeneration after every 50 accumulation cycles

Rys. 10. Emisja Fe w teście EUDC w [mg/km]; M7, M8, M9 bez filtra cząstek stałych; M10, M11, M13, M15 z filtrem cząstek stałych, bez regeneracji; M12, M14, M16 regeneracja po każdym sukcesywnych cyklach

metal oxide particles are suddenly entrained in the flow and escape, unless further filtration occurs. Some emission of metal-oxide particles is a hazard during filter regeneration. This release can happen even from filters that possess very high filtration efficiency and that do not release soot during regeneration.

A pertinent investigation was done on a system operated with 20 ppm Fe additive. After every 50 EUDC cycles, the exhaust-gas temperature was raised to trigger regeneration. Figure 10 depicts the results.

The cycles M7 until M9 are typical emissions without filter. M10, M11, M13 and M15 are the metal-oxide particle emissions between the regenerations, averaged over 50 cycles. These emissions are at the edge of the detectable range. M12, M14 and M16 are regenerations during an EUDC cycle after accumulation during 50 EUDC cycles.

The emission during the regeneration is exceptionally high. It is double the raw emissions. However, this influence after scaling down from 50 cycles, only represents a Fe emission of about 0.01 mg/km. This effect is always prevalent. High space velocity and large pores exacerbate the Fe emissions. Efforts must be made to prevent or diminish it. Membrane filter technology [47] would be ideal.

9. Conclusion

Traffic generated particle emissions are generally recognized [47] as the worst air pollutant. Drastic technical countermeasures are required. The culprits can be the carbon in the soot, or the organic deposits on the soot particles, or the metal oxide particles. The definitive cause is yet unclear. Much evidence points to engine emitted metal-oxide particles (besides metal abrasion from brake and clutch linings [51]). If so, then not only Diesel engines but also SI engines must be scrutinized.

No emerging engine technology substantially diminishes these high emissions. Even hydrogen combustion does not diminish the hazard.

There are only two ways to rectify the problem. Firstly, deploy highly efficient particle filters on all combustion engines. Secondly, diminish the metal content of the lubrication oil. Both countermeasures are feasible. The efficacy of diminishing the metal content of lube oil is proven [37]. The filtration of ash particles from SI engines, using wall-flow catalytic converters is pragmatic [38, 39].

The emission curtailment concept requires that, after implementing the particle count, the toxic substances must be named. Hence, the metal content of the particles must be determined and limited. That will curtail the toxicity of the exhaust-gases.

stanowi ryzyko podczas procesu regeneracji. Powyższe uwolnienie może występować nawet dla filtrów mających wysoką sprawność filtracji tych nieuwalniających sadzy podczas regeneracji.

Odpowiednie badanie przeprowadzono dla systemu pracującego na dodatku Fe o stężeniu 20 ppm po każdych 50 cyklach EUDC; temperatura spalin była zwiększana w celu uruchomienia procesu regeneracji filtra cząstek stałych. Wyniki zaprezentowano na rys. 10. Cykle od M7 do M9 stanowiły typowe cykle badania emisji bez filtra. Cykle M10, M11, M13 i M15 stanowią cykle pomiaru emisji cząstek tlenków metali pomiędzy regeneracjami, uśrednione z ponad 50 cykli. Powyższa emisja jest na granicy wykrywalnego zakresu. Cykle M12, M14 i M16 stanowią regeneracje uzyskane podczas testu EUDC po nagromadzeniu danych z 50 cykli EUDC.

Emisja podczas procesu regeneracji jest wyjątkowo wysoka. Stanowi podwojoną wartość emisji pierwotnej. Jednakże rozważany wpływ po wyskalowaniu z 50 cykli reprezentuje emisję Fe o wartości jedynie około 0,01 mg/km. Powyższy wynik jest powszechnie uzyskiwany. Wysoka wartość prędkości objętościowej i duże rozmiary por zwiększają emisję Fe. Wszelkie wysiłki muszą być poczynione w celu zapobieżenia lub zmniejszenia powyższej emisji.

9. Wnioski

Emisja cząstek stałych w ruchu ulicznym jest uważana [47] za największe źródło zanieczyszczenia powietrza (wymagane są drastyczne środki zaradcze). Sprawcami mogą być węgiel w sadzy lub organiczne osady na cząstkach sadzy lub cząstki tlenków metali. Jednoznaczna przyczyna jest nadal nieznana. Znaczna liczba dowodów wskazuje na emitowane przez silnik cząstki tlenków metali (poza zużyciem metali od procesu hamowania i okładzin sprzęgła [51]). Jeżeli tak, wówczas nie tylko silniki o zapłonie samoczynnym, ale również o iskrowym muszą być brane pod uwagę.

Żadna nowa technologia silnikowa nie obniży istotnie tak dużych emisji. Nawet spalanie wodoru nie zmniejsza ryzyka dużych emisji.

Skorygowanie rozważanego problemu może być zrealizowane jedynie za pomocą dwóch sposobów. Po pierwsze, przez zainstalowanie wysokosprawnych filtrów cząstek stałych we wszystkich silnikach. Po drugie, zmniejszenie zawartości metalu w oleju smarującym. Oba środki zaradcze są możliwe do zastosowania. Potwierdzona została skuteczność zmniejszania zawartości metalu w oleju smarującym [37]. Proces filtracji cząstek popiołów w silnikach o zapłonie iskrowym przez wykorzystanie reaktorów katalitycznych z przepływem przyściennym jest działaniem pragmatycznym [38, 39].

Koncepcja ograniczenia emisji wymaga, aby po wprowadzeniu pomiaru liczby cząstek nazwać składniki toksyczne. Dlatego też zawartość metalu w cząstce stałej musi być wyznaczona i limitowana. Dzięki temu możliwe będzie zmniejszenie toksyczności gazów spalinowych.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

AVL	AVL GmbH, Austria www.avl.com	HDV	Heavy Duty Vehicle/ <i>ciężki pojazd samochodowy</i>
BC	Black Carbon/ <i>grafit</i>	ICPMS	Inductive Coupled Plasma Mass Spectroscopy/ <i>spektroskopia masowa z zastosowaniem sprzężonej plazmy</i>
BET	en.wikipedia.org/wiki/BET_theory	LDV	Light Duty Vehicle/ <i>lekki użytkowy pojazd samochodowy</i>
CARB	California Air Resources Board/ <i>Kalifornijska Rada ds. Zasobów Powietrza</i>	PMP	Particle Measurement Program/ <i>program pomiaru cząstek stałych</i>
CFPP	Cold Filter Plugging Point/ <i>punkt zablokowania zimnego filtra</i>	RPM	Revolutions per minute/ <i>prędkość obrotowa</i>
CNG	Compressed Natural Gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>	SI	Spark Ignition Engines/ <i>silniki o zapłonie iskrowym</i>
CVS	Constant Volume Sampler/ <i>układ o stałej objętości próbki do rozcieńczania spalin, stosowany w badaniach certyfikacyjnych emisji spalin</i>	SMPS	Scanning Mobility Particle Sizer/ <i>skaningowy analizator wymiarowy cząstek stałych oparty na analizie ruchliwości elektrycznej cząstek</i>
DPF	Diesel Particle Filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>	TC,EC	Total Carbon, Elemental Carbon/ <i>całkowita ilość węglodorów, węgiel elementarny</i>
EGR	Exhaust Gas Recirculation/ <i>recyrkulacja spalin</i>	VERT	Project to curtail Diesel engines emissions in tunnel sites/ <i> europejski projekt ograniczenia emisji z silników o zapłonie samoczynnym w obszarze tuneli</i>
ELPI	Electrical Low Pressure Impactor/ <i>elektryczny niskociśnieniowy impaktor umożliwiający pomiar w czasie rzeczywistym rozkładu wymiarowego cząstek i ich stężenie</i>	VOC	Volatile Organic Compounds/ <i>lotne substancje organiczne</i>
EUDC	Extra Urban Driving Cycle/ <i>europejski pozamiejski test jezdny</i>	WHO	World Health Organization/ <i>Światowa Organizacja Zdrowia</i>
FBC	Fuel Borne Catalyst/ <i>dodatek katalityczny stosowany do filtrów cząstek stałych</i>		

Bibliography/Literatura

- [1] Ultrafine (Aerosol)-Teilchen und deren Agglomerate und Aggregate, Grundsatzpapier des Deutschen Berufsgenossenschaftlichen Instituts für Arbeitssicherheit BIA, 20.5.1998.
- [2] Kasper M. et al.: PM10-TEQ, Approach to a Health-Oriented Descriptor of Particulate Air Pollution, 11th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, August 2007.
- [3] Hinds W.C.: Aerosol Technology, Properties, Behavior, and Measurement of Airborne Particles, John Wiley & Sons, ISBN 0-471-08726-2, 1889.
- [4] Gehr P., Heyder J.: Particle-Lung Interactions, Marcel Dekker, Inc., New York – Basel, ISBN: 0-8247-9891-0.
- [5] Daunderer M.: Metallvergiftungen, Diagnostik und Therapie, Kompendium der Klinischen Toxikologie, ecomed, ISBN 3-609-63700-5.
- [6] Oberdörster G. et al.: Nanotoxicology: An Emerging Discipline Evolving from Studies of Ultrafine Particles, Environmental Health Perspectives, volume 113, number Juli 2005.
- [7] Gatti M.: Impact on health by nanoparticles created by high temperature explosions, 8th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, August 2004.
- [8] Costantini M./HEI, An Evaluation of the health risk of using a cerium-based diesel fuel additive in conjunction with a particular filter, 5th ETH Conference on Nanoparticle Measurement, July 2001.
- [9] Costantini M./HEI, Relation between particle metal content (with focus on iron) and biological responses, 4th ETH Conference on Nanoparticle Measurement, August 2000.
- [10] Limbach L.K. et al.: Exposure of Engineered Nanoparticles to Human Lung Epithelial Cells: Influence of Chemical Composition and Catalytic Activity on Oxidative Stress, Environmental Science & Technology, November 2007.
- [11] Uptake and Inflammatory Effects of Nanoparticles in a Human Vascular Endothelial Cell Line, HEI Synopsis of Research Report 136, 2009.
- [12] Gojova A. et al.: Induction of Inflammation in Vascular Endothelial Cells by Metal Oxide Nanoparticles: Effect of Particle Composition, Environmental Health Perspectives, volume 115, March 2007.
- [13] Dick C.A.J. et al.: The Role of Free Radicals in the Toxic and Inflammatory Effects of Four Different Ultrafine Particle Types, Inhalation Toxicology, International Forum for Respiratory Research, 15.1, 39-52, link: <http://dx.doi.org/10.1080/08958370304454>.
- [14] Heeb N., empa: Effects of low- and high-oxidation DPFs on genotoxic exhaust constituents, 13th ETH Conference on Nanoparticle Measurement, June 2009.
- [15] Consultation on guidelines for metals and metalloids in ambient air for the protection of human health, defra, May 2008, Quelle www.defra.gov.uk/corporate/consult/metals-metalloids
- [16] Stöger T.: Particle related inflammation as results from oxidative stress caused by particle surface properties and/or bioavailability of organic compounds, 11th ETH Conference on Nanoparticle Measurement, August 2007.
- [17] Hannoschöck N.: Kolbenringschmierung und –Verschleiss, Dissertation ETH Nr. 7635, Zürich 1984.
- [18] Eberle K.: Linear Wear of a Two-Stroke Diesel Engine Operated at Very High Temperatures, Pressures and Reduced Cylinder Lubricant Feed Rates, ETH Zürich, CIMAG 1989.
- [19] Hardenberg H.: Schwefelarmer Dieseldieselkraftstoff für Stadtverkehrsfahrzeuge, Der Nahverkehr 3/87.
- [20] Hildemann L.M.: Chemical Composition of Emissions from Urban Sources of Fine Organic Aerosol, Environ. Sci. Technol., Vol. 25, No. 4/1991.
- [21] Israël G.W. et al.: Analyse der Herkunft und Zusammensetzung der Schwebstaubimmission, VDI Fortschritt-Berichte, Umwelttechnik Nr. 92.

- [22] Bockhorn H. et al.: In-situ berührungslose Bestimmung der Größenverteilung nanoskaliger Metallteilchen, Abschlussbericht des Forschungsvorhabens 2442, Max Buchner-Stiftung, 2004.
- [23] Griguli U., Sander H.: Wärmeleitung, Springer Berlin und New York, 1979.
- [24] Hu S., Ayala A. et al.: Metals emitted from heavy-duty diesel vehicles equipped with advanced PM and NOx emission controls, Atmospheric Environment 43 (2009).
- [25] Miller A.I.: The Origin and Fate of Metals during Diesel Engine Combustion, Dissertation University of Minnesota, 2005.
- [26] Gautam M.: Issues in Measurement of Particle Size Distribution from In-Use Heavy-Duty Vehicles, ETH Conference on Nanoparticle Measurement, 2002.
- [27] Grütering U.F. et al.: Bilanzierung von Motorölkomponenten bei einem PKW-Dieselmotor mit Abgasnachbehandlungssystem, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2006.
- [28] Miller A.L. et al.: Role of Lubrication Oil in Particulate Emissions from a Hydrogen-Powered Internal Combustion Engine, Environ. Sci. Technol., 41, 19, 6828-6835, 2007, 10.1021/es070999r.
- [29] Hill R.F., Mayer W.J.: Radiometric Determination of Platinum and Palladium attrition from automotive catalysts. Transactions on nuclear science, 1977.
- [30] Edelmetall-Emissionen, GSF-Forschungszentrum für Umwelt und Gesundheit GmbH, Projektträger "Umwelt- und Klimaforschung", Abschlusspräsentation 17./18. Oktober 1996, Hannover.
- [31] Gidney J.T., Twigg M., Kittelson D.: Effect of Organometallic Fuel on Nanoparticle Emissions from a Gasoline Passenger Car, Environmental Science & Technology, 2009.
- [32] Mayer A. et al.: Qualitätsstandards und Prüfverfahren für Partikelfilter zur Nachrüstung von Nutzfahrzeugen, MTZ 01/2009.
- [33] Mayer A. et al.: Secondary Emissions from Catalytic Active Particle Filter Systems, SAE 2003-01-0291.
- [34] Testing of Particle Filter Systems for Internal Combustion Engines, SNR 277205, Source: SNV Schweizerische Normenvereinigung, Winterthur, Schweiz, 2007.
- [35] Mayer A. et al.: Retention of Fuel Borne Catalyst Particles by Diesel Particle Filter Systems, SAE 2003-01-0287.
- [36] Ulrich A., Wichser A.: Metal analysis of Diesel vehicle emissions, 6th ETH Conference on Nanoparticle Measurement, August 2002.
- [37] Czerwinski J. et al.: Nanoparticle Emissions of a DI 2-Stroke Scooter with varying Oil- and Fuel Quality, SAE 2005-01-1101.
- [38] Mooney, Wall flow catalyst for SI engines
- [39] Degussa, SAE Wall flow cat. SI engines
- [40] SN 181163 Qualitätsrichtlinie für Gerätebenzine in der Schweiz.
- [41] Richards R.: DPF technology for older vehicles and high sulphur fuel; SAE 2005-26-020.
- [42] Belot G. et al.: Passenger car serial application of a particulate filter system on a common rail direct injection Diesel engine, SAE 2000-01-0473.
- [43] Shafer M.M. et al.: Investigation of Platinum and Cerium from use of a FBC; SAE 2006-01-1517.
- [44] Richards R. et al.: Results from a ¼ million km heavy duty truck using FBC regenerated DPF, SAE 2004-01-0074.
- [45] Skillas, Burtscher et al.: Combustion science and Technology, 154, 2000, 259-273.
- [46] Euro 5/6 für PKW: EC-Regulation No. 715/2007, ec.europa.eu/enterprise/automotive/index_en.htm
- [47] Wichmann H.E. et al.: Gesundheitliche Wirkungen von Feinstaub, ecomed 2002. ISBN 3-609-16105-1.
- [48] Kattouah P. et al.: Materials for catalyzed and non-catalyzed diesel particulate filters; 5. International CTI-Forum, July 2008 Stuttgart.
- [49] Wörle J.M. et al.: Nanoparticle Vanadium oxide potentiated Vanadium toxicity in human lung cells; Environ.Sci.Technol. 2007, 41, 331-336.
- [50] Ogami A. et al.: Pathological features of different sizes of nickel oxide following intratracheal instillation in rats; Inhalation toxicology, 19.Feb. 2009.
- [51] Karlson H.L. et al.: Copper Oxide nanoparticles are highly toxic: a comparison between metal oxide nanoparticles and carbon nanotubes Chem Res.Toxicol. published on web 08/19/2008.
- [52] Riediker M.: A system to test the toxicity of brake wear particles from cars; 12th ETH conference on combustion generated nanoparticles 2008.

Ms. Andrea Ulrich, DEng. – EMPA, Swiss Federal Laboratories for Material Testing and Research, Switzerland.

Dr Andrea Ulrich – EMPA, Szwajcarskie Federalne Laboratorium Inżynierii Materiałowej i Technologii, Szwajcaria.

e-mail: Andrea.Ulrich@empa.ch



Prof. Jan Czerwiński, DEng. – Laboratorium for IC-Engines and Exhaust Gas Control, University of Applied Sciences Biel-Bienne, Switzerland.

Prof. dr Jan Czerwiński – Laboratorium Silników Spalinowych i Emisji Spalin, Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel-Bienne, Szwajcaria.

e-mail: jan.czerwinski@bfh.ch



Mr. Adrian Wichser – EMPA, Swiss Federal Laboratories for Material Testing and Research, Switzerland.

Adrian Wichser – EMPA, Szwajcarskie Federalne Laboratorium Inżynierii Materiałowej i Technologii, Szwajcaria.

e-mail: Adrian.Wichser@empa.ch



Mr. Andreas Mayer, MEng. – Technik Thermische Maschinen (TTM), Switzerland.

Inż. Andreas Mayer – pracownik Termodynamicznej Techniki Maszyn (TTM), Szwajcaria.

e-mail: tm.a.mayer@bluewin.ch



Mr. Markus Kasper, DEng. – Managing Director of Matter-Aerosol, Switzerland.

Dr Markus Kasper – Dyrektor Zarządzający w firmie Matter-Aerosol, Szwajcaria.

e-mail: mkasper@matter-engineering.com

Aktualności

Silniki ZI

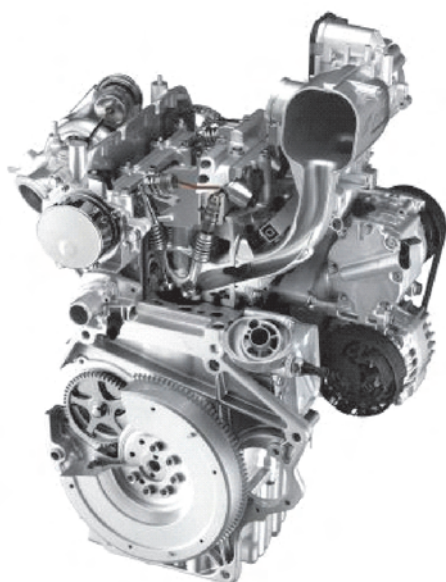
Fiat Powertrain w Bielsko-Białej, jednostka napędowa 0,9 dm³ zdobyła uznanie brytyjskiej redakcji miesięcznika Top Gear

Jest to kolejne już wyróżnienie dla tego silnika. Wcześniej nagrodzono go podczas prestiżowej gali Technobest 2010. Jury tego konkursu składało się z 15 europejskich dziennikarzy. Mimo że jest silnikiem o niewielkich rozmiarach, jest połączeniem znaczących technologii, które zazwyczaj stosowane są w silnikach samochodów wyższych segmentów.

źródło: www.topgear.com

Fiat 500 Twin Air

Nowa jednostka napędowa Fiata jest najlepszym przykładem na panujący wśród producentów silników trend, tzw. downsizing. Model 500, wyposażony w ten silnik, produkuje zaledwie 95 g CO₂ na kilometr. W zależności od wersji silnik TwinAir może osiągać moc od 65 do 105 KM, i to przy pojemności nieprzekraczającej 1 dm³. Moc uzyskiwana jest dzięki tradycyjnemu układowi ssącemu lub doładowaniu turbosprężarką. Dostępna będzie także wersja zasilana gazem CNG. Niewielkie rozmiary ułatwiają połączenie tego silnika z jednostką elektryczną, tworząc ekonomiczną hybrydę.

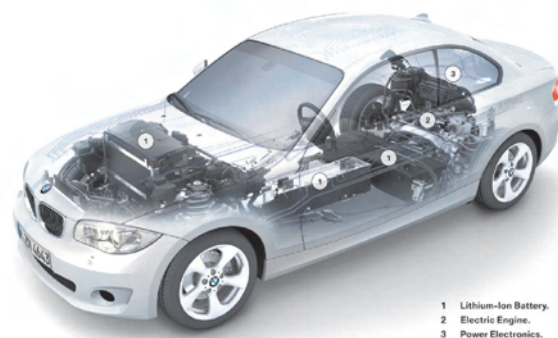


źródło: www.fiat.com

BMW ActiveE

Do napędu auta służy silnik elektryczny o mocy 170 KM i 250 N·m maksymalnego momentu obrotowego. Maksymalna prędkość została elektronicznie ograniczona do 145 km/h. Energia magazynowana w litowo-jonowych bateriach pozwala na przejechanie dystansu 160 km.

Energię można uzupełnić przez specjalne stacje ładowania lub korzystając z domowego gniazdka. W tej drugiej sytuacji pełne ładowanie trwa od 4 do 5 godzin. Kierowca, przez przełącznik na desce rozdzielczej, może również skorzystać z funkcji ECO PRO Mode. Jest ona nastawiona na maksymalizację zasięgu przez zmianę niektórych parametrów pojazdu.



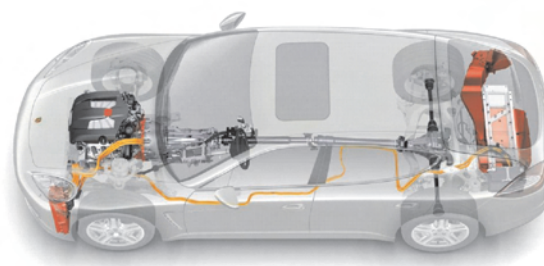
- 1 Lithium-Ion Battery.
- 2 Electric Engine.
- 3 Power Electronics.



źródło: www.bmw.com

Porsche Panamera S Hybrid

Napęd pojazdu składa się z silnika ZI o pojemności skokowej 3dm³ (333 KM) i silnika elektrycznego (47 KM). Sumaryczna moc wynosi 380 KM, a maksymalny moment obrotowy 580 N·m. Samochód może poruszać się, korzystając tylko z silnika elektrycznego. Maksymalny dystans przy silniku elektrycznym wynosi 2 km, maksymalna prędkość 85 km/h. Hybryda charakteryzuje się przebiegowym zużyciem paliwa na poziomie 6,8 dm³/100 km i emituje do atmosfery 159 g/km CO₂.



źródło: www.porsche.com

Pagani Huayra

Do napędu modeli marki Pagani wykorzystywane są jednostki przygotowywane przez AMG. Samochód wyposażony jest w 12-cylindrowy silnik o pojemności skokowej 5,980 dm³. Silnik generuje moc maksymalną 700 KM i 1000 N·m momentu obrotowego.



źródło: www.paganiautomobili.it

BMW X1 xDrive28i

W samochodzie zastosowano nowy silnik Z1 o pojemności skokowej 2 dm³, wyposażony w bezpośredni wtrysk i po raz pierwszy zastosowaną w czterocylindrowych jednostkach technologię BMW TwinPower Turbo. Silnik ma moc 245 KM i 350 N·m maksymalnego momentu obrotowego.



źródło: www.bmw.com

Ford Focus Electric – zgodnie z modą

Ford Focus Electric to jeden z pięciu elektrycznych modeli, które do 2013 r. trafią do ofert firm w USA i Europie. Do napędu posłuży silnik elektryczny. Prędkość maksymalna ma wynieść 136 km/h. Ładowanie baterii przy użyciu opcjonalnej 240-woltowej stacji ma zająć od trzech do czterech godzin. Ford Focus Electric będzie oficjalnie zaprezentowany podczas Salonu Samochodowego w Detroit.



źródło: www.ford.com

Volvo V60 Plug-in

Volvo V60 Plug-in to kolejny model ekologiczny szwedzkiej firmy. Wcześniej koncern eksperymentował z pojazdem typowo elektrycznym (C30 DRIVe Electric). Jako bazę dla nowego modelu wybrano V60. Do napędu V60 Plug-in posłuży silnik ZS o pojemności skokowej 2,4 dm³, mocy 215 KM i 440 N·m maksymalnego momentu obrotowego. Wspomagać go będzie elektryczny napęd ERAD (*Electric Rear Axle Drive*). Pod tym skrótem kryje się silnik elektryczny o mocy 70 KM. Energia magazynowana będzie w litowo-jonowych bateriach, a auto będzie mogło przejechać 50 km, używając tylko silnika elektrycznego. Volvo V60 Plug-in będzie oficjalnie pokazane podczas Salonu Samochodowego w Genewie. Ujawniono, że produkcja seryjna rozpocznie się w 2012 r.

źródło: www.volvo.com

Mercedes BIOME

Mercedes BIOME „rośnie z nasion wysianych w specjalnym pomieszczeniu”. Projekt opiera się na materiale nazwanym BioFibre. Materiał posiada własne DNA i hodowany jest w specjalnym pomieszczeniu marki, gdzie zbiera energię słoneczną i przechowuje ją w ciekłych wiązaniach chemicznych nazwanych BioNectar4534. Pojazd hodowany jest z dwóch nasion. Pierwsze tworzy wnętrze od gwiazdy umieszczonej z przodu. Drugie, tylna gwiazda i jej nasiono tworzą nadwozie. Oczywiście każdy może dopasować Mercedesa do swoich potrzeb przez modyfikacje genetyczne. Koła uprawiane są z czterech oddzielnych nasion.



Koncept zasilany jest przy użyciu związku BioNectar4534. Dodatkowo producent wymyślił specjalną techno-

logię, która pozwala pozyskiwać z drzew nadmiar energii i przetwarzać ją we wspomniany środek chemiczny. Podobnie jak rośliny, auto produkuje tlen, dzięki czemu dodatkowo pomaga naturze. Gotowy do drogi pojazd ma ważyć ok. 394 kg.

źródło: www.diseno-art.com

Volvo wprowadza silnik GTDi

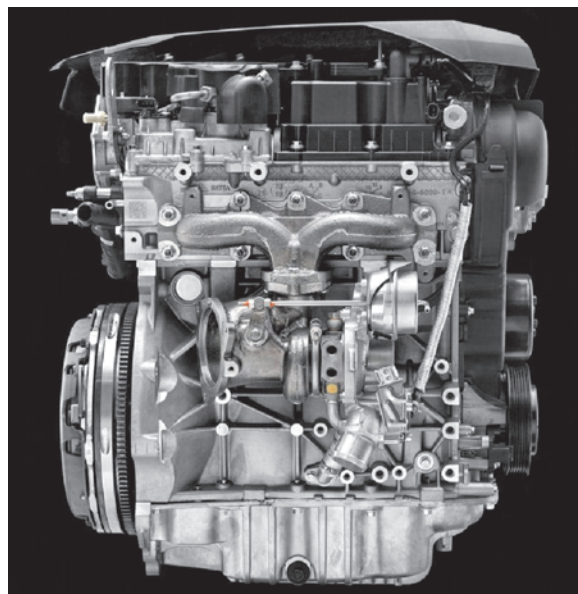
Nowe silniki GTDi są wykonane całkowicie z odlewane aluminium. Pozwoliło to uzyskać małą masę i dobre zdolności rozpraszania ciepła. Ponadto kolektor dolotowy wykonano z tworzywa sztucznego, co korzystnie wpływa na masę jednostki. W odniesieniu do opisywanej jednostki konstruktorzy Volvo zdecydowali się na umieszczenie każdego wtryskiwacza centralnie nad tłokiem, tuż obok świecy zapłonowej. Każdy z nich ma sześć otworów, co jest rozwiązaniem nietypowym w przypadku wtryskiwaczy umieszczonych centralnie. Rozwiązanie to pozwala uzyskać szczególnie jednolite rozpylenie paliwa.

Przy zimnym silniku paliwo jest wtryskiwane do środka komory spalania tuż przed zapłonem. Wysokie ciśnienie wtrysku, wynoszące 100 barów, daje idealny czas przygotowania oraz oznacza mniejszą ilość paliwa na ściankach komory spalania. Pozwala to ograniczyć poziom emisji spalin i znacząco redukuje ilość zużytego paliwa. Przy zimnym silniku ta technologia wtrysku pozwala także na szybkie rozgrzanie reaktora, co z kolei przyspiesza proces oczyszczania spalin.



Silniki GTDi wykorzystują układ zmiennych faz rozrządu dla obu wałków rozrządu. Zarówno czas otwarcia otworu dolotowego, jak i zaworów wylotu można zmieniać w celu optymalizacji efektu przekrycia i zapewnienia właściwego napełnienia cylindra w komorze spalania niezależnie od obrotów wału korbowego silnika. Jednostka wyposażona jest także w turbodoładowanie. Silniki GTDi T3 o mocy 150 KM oraz T4 o mocy 180 KM będą dostępne w nowych modelach Volvo S60 i V60. Mocniejszy silnik uzyskuje maksymalny

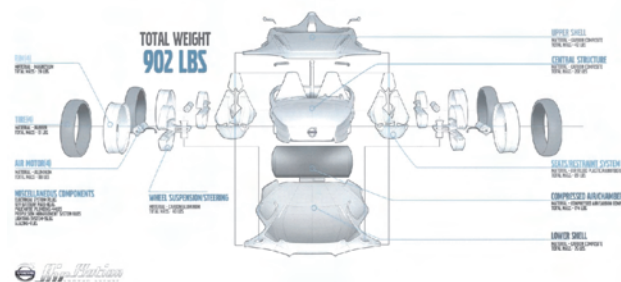
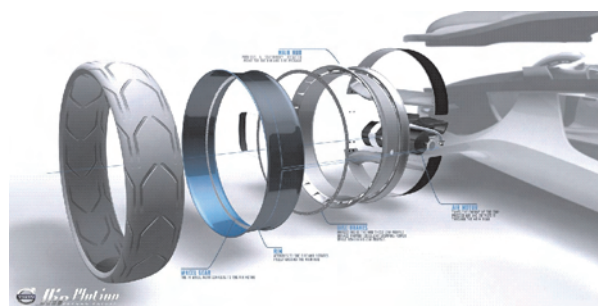
moment obrotowy w wysokości 240 N·m od 1600 obr/min i jest dostępny do 5000 obr/min. Dostępna na zamówienia funkcja overboost pozwala osiągnąć 270 N·m. Z kolei wersja T3 oferuje 150 KM i 240 N·m momentu obrotowego.



źródło: www.volvo.com

Volvo Air Motion

Szwedzki koncern do rywalizacji zgłosił w tym roku Volvo Air Motion. Wykonany z włókna węglowego pojazd charakteryzuje się wagą poniżej 1 tony, prezentuje bardzo dynamiczny i sportowy styl, pozwalając jednocześnie na podróżowanie nim trójce pasażerów. Auto w założeniach konstruktorów napędzane ma być silnikiem na sprężone powietrze. Wiatr napędza turbiny, które wytwarzają energię elektryczną, pozwalającą skompresować powietrze w centralnie umieszczonym zbiorniku.



źródło: www.volvo.com

Porsche Cayenne Turbo

Propozycje zmian Porsche Cayenne obejmują jednostkę napędową modelu Turbo. Silnik spalinowy ZI o pojemności skokowej 4,8 dm³ seryjnie generuje 500 KM i 699 N·m. Konstruktorzy zaproponowali przeprogramowanie elektroniki sterującej pracą jednostki, a także montażu większych turbosprężarek. Uzupełnienie tych poprawek stanowi nowy układ wydechowy wykonany ze stali nierdzewnej. Efekt prac to wzrost mocy do 690 KM i momentu obrotowego do 800 N·m.



źródło: www.porsche.com

Brabus S350 BlueTEC

Brabus zaproponował pakiet ECO PowerXtra D6S, który pozwoli S350 BlueTEC spełniać już teraz normy emisji spalin Euro VI, które zaczną obowiązywać od 2014 r. Tuner montuje specjalny moduł, który wpływa na elektronikę pojazdu i we współpracy z seryjnymi „ekosystemami” pozwala osiągnąć dobre wyniki. Montaż pakietu powoduje wzrost standardowej mocy z 260 KM do 313 KM, a momentu obrotowego z 620 N·m do 690 N·m.



źródło: www.brabus.com

G-Power M5 Hurricane GS

Silnik ZI w układzie V10 o pojemności skokowej 5 dm³ otrzymał dwie nowe sprężarki ASA, chłodzony wodą intercooler oraz instalację gazową LPG. Przeprogramowano także elektronikę silnika. Wszystkie zmiany pozwoliły na uzyskanie mocy 660 KM i 650 N·m momentu obrotowego.



źródło: www.brabus.com



źródło: www.g-power.de

G-Power M6 Hurricane RR

G-Power M6 Hurricane – jednostka napędowa dzięki modyfikacji silnik ZI V10 o pojemności skokowej 5 dm³ generuje moc 800 KM i 800 N·m maksymalnego momentu obrotowego.



źródło: www.g-power.de

Brabus SV12 R Biturbo 800

Silnik spalinowy SV12 R Biturbo 800 jest zmodyfikowaną wersją o pojemności skokowej 5,5 dm³, jego pojemność skokową podniesiono do 6,3 dm³, a wyposażono go m.in. w: nowe tłoki, korbowód, turbosprężarki, cztery intercoolery, a także przeprogramowaną elektronikę.

Po zmianach uzyskano moc maksymalną na poziomie 800 KM i maksymalny moment obrotowy wielkości 1420 N·m ograniczony elektronicznie do 1100 N·m. W odniesieniu do G-Power parametry te wynoszą 800 KM i 800 N·m.

Books on combustion engines

Książki o silnikach

FIZYKOCHEMICZNE PODSTAWY REGULACJI I STEROWANIA SILNIKÓW SPALINOWYCH

Kozak W.

Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2011

Problematyka książki dotyczy sterowania i regulacji silników spalinowych. Książka ta wyjaśnia większość procesów będących podstawą działania silników i elementów wykonawczych, które są ostatnim ogniwem układów sterowania i regulacji. Główne działy książki zawierają informacje na temat charakterystyki warunków pracy silników spalinowych, wykorzystania podstaw teoretycznych w konstruowaniu silników, elementów środków oddziaływania na proces spalania. Ponadto w książce zawarto przykłady rozwiązań konstrukcyjnych oddziałujących na przebieg spalania.

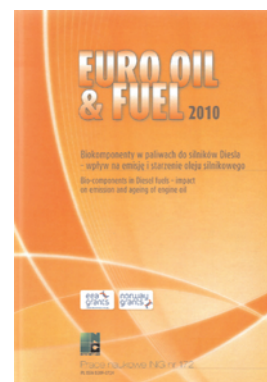


EURO OIL & FUEL

Biokomponenty w paliwach do silników Diesla – wpływ na emisję i starzenie oleju silnikowego

Wydawnictwo Instytutu Nafty i Gazu, Kraków 2010

Opracowanie stanowi zbiór referatów prezentowanych na listopadowej Międzynarodowej Konferencji EURO OIL&FUEL 2010, która odbyła się w Krakowie. Tematyka tej publikacji koncentruje się wokół zagadnień związanych z zasilaniem silników o zapłonie samoczynnym. Dotyczy głównie stosowania do zasilania silnika ZS paliwa alternatywnego w postaci tzw. biodiesla. Artykuły zawierają analizę wpływu estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego na emisję substancji szkodliwych w spalinach. Ponadto poruszają problematykę oddziaływania tych estrów na procesy degradacji smarowych olejów silnikowych.



Professor Marian Zabłocki

(1924-2011)

Memories/Wspomnienie

Prof. zw. dr hab. inż. Marian Zabłocki urodził się 1 lutego 1924 r. w Jarosławiu. Działalność naukowo-badawczą rozpoczął już w 1946 r. – będąc jeszcze studentem Politechniki Krakowskiej podjął pracę asystenta w Katedrze Silników Samochodowych i Lotniczych. Od tej pory silniki spalinowe stały się główną pasją jego życia.

W latach następnych uzupełniał swą wiedzę będąc stypendystą Sekcji Naukowej Komisji Popierania Twórczości Naukowej i Artystycznej przy Prezydium Rady Ministrów (1951-1952) oraz słuchaczem uzupełniających studiów w zakresie fizyki doświadczalnej na Uniwersytecie Jagiellońskim (1953-1954). Podjął wówczas pierwsze prace dotyczące zasilania silników paliwami gazowymi. Kontynuacja tych prac doprowadziła do przedstawienia w 1961 r. rozprawy doktorskiej pt. „Przystosowanie silnika wysokoprężnego do napędu dwupaliwowego olejem napędowym i gazem generatorowym”. W tym okresie rozwinął także szeroko działalność publikacyjną w dziedzinie silników spalinowych, wydając książkę „Gażniki samochodowe” (WNT 1956 i 1961) oraz podręcznik „Silniki samochodowe z zapłonem iskrowym” (PWT 1960). W roku



1976 wydał ważną monografię pt. „Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokoprężnych” (WKŁ 1976). Podjął również współpracę z polskim przemysłem silnikowym, opracowując dla Wytwórni Silników Wysokoprężnych w Andrychowie prototyp pierwszego w Polsce silnika dwupaliwowego. Podsumowaniem tych prac była rozprawa habilitacyjna pt. „Zagadnienia spalania w silnikach dwupaliwowych z zapłonem samoczynnym, zasilanych paliwem ciekłym i gazowym”, wydana w 1965 r. Prof. Zabłocki będąc na stanowisku docenta objął kierownictwo Zakładu Silników Wysokoprężnych, organizując od podstaw laboratorium silników wysokoprężnych i aparatury wtryskowej. W roku 1974 uzyskał tytuł naukowy profesora nauk technicznych.

Prof. M. Zabłocki kierował Zakładem Silników Wysokoprężnych ponad 25 lat. W tym czasie wy-

konywał też wiele prac naukowych związanych z zagadnieniami tworzenia mieszanki i spalania w silnikach wysokoprężnych, emisji toksycznych składników spalin oraz stosowaniem paliw alternatywnych, co miało wówczas pionierski charakter w Polsce. Prace były prowadzone głównie na zamówienie przemysłu, z którym prof. Zabłocki miał bardzo dobry kontakt. Utrzymywał stałą współpracę naukową i techniczną z WSW Andrychów, WSK Mielec, WSK Gorzyce, ZM Wola w Warszawie, FSC Starachowice, Instytutem Lotnictwa w Warszawie i Instytutem Technologii Nafty w Krakowie. Ta działalność owocowała wieloma wspólnie realizowanymi projektami badawczymi i wdrożeniami przemysłowymi, a w wielu z wymienionych zakładów pełnił funkcję doradcy naukowego. Był również koordynatorem naukowym ważnych rządowych i resortowych projektów badawczych związanych z tematyką zmniejszenia zużycia paliwa w pojazdach samochodowych. Na podkreślenie zasługuje pionierska działalność prof. Zabłockiego w dziedzinie badania emisji cząstek stałych w spalinach silników wysokoprężnych. W tej dyscyplinie należał do wąskiego grona najwybitniejszych badaczy w Europie.

Prof. Marian Zabłocki był inicjatorem przystąpienia Polski do Międzynarodowej Rady Silników Spalinowych (CIMAC) z siedzibą w Londynie. Był członkiem Rady, a jednocześnie sekretarzem Polskiego Komitetu Krajowego CIMAC. Od roku 1981 pełnił funkcję przewodniczącego Komisji Motoryzacji przy PAN, organizując siedem kolejnych ogólnopolskich sympozjów poświęconych problematyce zmniejszenia zużycia paliw i energii w pojazdach. W latach 1975-1984 był członkiem Rady Głównej NOT, a od 1968 r. przewodniczącym Sekcji Silników Spalinowych przy Oddziale Wojewódzkim SIMP w Krakowie. Począwszy od 1978 r. przez dwie kadencje był członkiem Centralnej Komisji Kwalifikacyjnej ds. Kadr Naukowych przy Prezesie Rady Ministrów.

Na podkreślenie zasługuje duże zaangażowanie prof. Zabłockiego we współpracę z zagranicznymi ośrodkami naukowymi, co w ówczesnych czasach było czymś wyjątko-

wym. Efektem tej działalności były ścisłe kontakty naukowe z tak renomowanymi jednostkami badawczo-naukowymi, jak: AVL Graz, FEV Aachen, RWTH Aachen oraz Uniwersytet Techniczny w Biel-Bienne w Szwajcarii.

Prof. Zabłocki wychował wiele pokoleń inżynierów specjalizujących się w tematyce silników spalinowych, ponadto wypromował sześciu doktorów nauk technicznych. Jest autorem ponad 60 publikacji naukowych, w tym ośmiu pozycji monograficznych i podręczników.

W Politechnice Krakowskiej prof. Zabłocki pełnił m.in. funkcje prodziekana Wydziału Mechanicznego, dyrektora Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych i zastępcy przewodniczącego Kolegium Redakcyjnego Wydawnictw PK.

Po przejściu na emeryturę prof. Zabłocki był nadal bardzo aktywny zawodowo, realizując swą naukową misję w Instytucie Technologii Nafty w Krakowie. Ponadto aż do końca 2010 r. brał udział w wielu spotkaniach naukowych, sympozjach i kongresach, służąc swym doświadczeniem młodym pokoleniom naukowców.

Za zasługi w działalności naukowej Prof. Marian Zabłocki był odznaczony m.in. Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Medalem Komisji Edukacji Narodowej, Złotą odznaką „Zasłużony dla Rozwoju Przemysłu Maszynowego” oraz szeregiem odznak honorowych NOT, SIMP oraz odznak z zakładów przemysłowych. Był również laureatem nagród Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego oraz Ministra Przemysłu Maszynowego.

Współpracownicy znają Profesora jako osobę niezwykle pracowitą, ale też wymagającą. W życiu prywatnym Profesor wykazywał wielką dbałość o rodzinę. Obszar jego zainteresowań pozazawodowych to głównie zamiłowanie do turystyki górskiej. Chętnie dzielił się wrażeniami z odbytych podróży. Ponadto był wielkim znawcą historii, a szczególnie ojczyznej.

Spółeczność akademicka oraz specjaliści i naukowcy związani z branżą silników spalinowych z żalem przyjęli wiadomość o śmierci prof. Mariana Zabłockiego w dniu 20 stycznia 2011 roku.

Professor Jerzy Kuśmidrowicz (1924-2011) Memories/Wspomnienie

Dnia 4 stycznia 2011 r. odszedł od nas niezwykle człowiek, wielki badacz, długoletni kierownik Zakładu Silników Spalinowych Politechniki Wrocławskiej doc. dr inż. Jerzy Kuśmidrowicz.

Nie tylko Politechnika Wroclawska, lecz również polskie środowisko motoryzacyjne zawdzięcza wiele Panu Docentowi. To On, tu na Dolnym Śląsku, uważanym obecnie za polskie „zagłębie motoryzacyjne”, wychował liczne pokolenia inżynierów napędów spalinowych. Po-

przez swoje działanie naukowiec-badacz wyprzedził o wiele lat dzisiejsze wymagania rynkowe, uznając, iż nauka musi iść w parze z gospodarką. Dzisiaj tzw. wdrożenia przemysłowe stają się wytycznymi do tworzenia różnych rankingów ośrodków naukowych, bo od tego zależą dotacje, a czasem nawet istnienie wielu uczelni w kraju i za granicą. Prace na tzw. półkę nigdy go nie interesowały. Wszystko co robił na Uczelni odnosił do zastosowań w gospodarce.



Jerzy Kuśmidrowicz urodził się 11 grudnia 1924 r. we Lwowie. Tam rozpoczął naukę w szkole podstawowej, a od 1937 r. kształcił się w Korpusie Kadetów w Rawiczu. W okresie wojny musiał jednak podjąć pracę zarobkową. Pracował m.in. jako traktorzysta–mechanik i kierowca–mechanik. W roku 1946 zdał maturę, a jesienią 1952 r. ukończył studia w Politechnice Wrocławskiej na Wydziale Mechanicznym w grupie konstrukcyjnej w sekcji Samochody i Ciągniki. W tym samym roku rozpoczął pracę w Katedrze Elementów Maszyn na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej. W roku 1955 przeniósł się do Katedry Silników Tłokowych. Kolejno pracował na stanowiskach: asystenta, starszego asystenta, adiunkta i docenta. W roku 1966 obronił doktorat z badań nad silnikami dwusuwowymi. Zakładem Silników Spalinowych kierował od 1976 r. aż do swego przejścia na emeryturę w 1991 r. W ciągu całego okresu pracy zawodowej zajmował się rozwojem silników spalinowych i pojazdów oraz napędów spalinowych w żegludze. Współpracował z przemysłem silnikowym i motoryzacyjnym oraz zapleczem technicznym motoryzacji. Rozwinął współpracę z niemieckimi uczelniami: w Dreźnie, Zwickau i Berlinie, z bułgarskimi: w Sofii i Warnie oraz ze Słowacką Politechniką w Żylinie. Dorobek Pana Docenta stanowi 359 prac naukowych. Prowadził 6 doktoratów, recenzował 14 prac doktorskich, opublikował w czasopiśmie 117 prac, a wyniki swoich badań prezentował na wielu konferencjach krajowych i międzynarodowych. Do jego dorobku naukowego należy też zaliczyć 240 raportów dla przemysłu, 7 patentów oraz dwa wzory użytkowe, jak np. prototyp dwusuwowego silnika nowej generacji z zapłonem samoczynnym, tłok o konstrukcji sprzyjającej ograniczaniu toksyczności spalin,

system eksploatacji taboru autobusów komunikacji miejskiej i wiele innych. Trzeba podkreślić, że wiele z tych prac zostało wdrożonych do przemysłu

Poza Politechniką pełnił wiele funkcji; był członkiem: Rady Naukowo-Technicznej Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Jelczańskich Zakładów Samochodowych (1979-1981), Rady Naukowej Instytutu Transportu Samochodowego (1987-1991), Rady Naukowo-Technicznej Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Fabryki Samochodów Małolitrażowych w Bielsku (1988-1989), Rady Naukowej Zjednoczenia Żeglugi Śródlądowej i Stoczni Rzecznych (1971-1972), Rady Programowej miesięcznika „Autotechnika Motoryzacyjna”, Komisji Budownictwa i Mechaniki Polskiej Akademii Nauk Oddziału we Wrocławiu, wieloletnim członkiem, a od 1995 r. przewodniczącym Wrocławskiego Oddziału Stowarzyszenia Rzeczoznawców Techniki Samochodowej i Ruchu Drogowego.

W roku 1974 doc. Jerzy Kuśmidrowicz zainicjował konferencję KONES, która jest obecnie (obok PTNSS) krajowym forum dyskusyjnym na temat napędu spalinowego. W tych spotkaniach biorą też udział liczni goście z zagranicy.

Z Jego doświadczeń korzystali studenci. Wspomagał m.in. Akademicki Klub Motorowy Apanonar, którego członkowie odkrywali świat motocykli – jedną z wielu pasji Pana Docenta.

„Pierwszym sprawdzianem wielkości człowieka jest jego skromność” (J. Ruskin) – ta sentencja doskonale odnosi się do Jerzego Kuśmidrowicza, który nigdy nie zabiegał o laury. Środowisko motoryzacyjne dostrzegало jednak Jego wybit-





ne osiągnięcia. Pan Docent został uhonorowany Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Złotym i Srebrnym Krzyżem Zasługi, Medalem Komisji Edukacji Narodowej oraz wieloma odznaczeniami resortowymi i politechnicznymi. Jego działania były dostrzeżone również przez władze województwa dolnośląskiego i miasta Wrocławia. W prywatnych rozmowach bardzo doceniał Złotą Odznakę Politechniki Wrocławskiej – uczelni, która była Jego drugim domem. To do Politechniki Wrocławskiej, ale trzeba powiedzieć uczciwie – do Docenta Kuśmidrowicza przyjeżdżali

z kraju i z zagranicy wszyscy ci, którzy chcieli czerpać z Jego zasobu wiedzy na temat motoryzacji.

Od Jego rozległej wiedzy znacznie ważniejsze było Jego istnienie w grupie, wśród swoich, poczucie bezpieczeństwa, jakie ofiarowywał każdemu z nas. Bardzo rozsądny, chociaż czasami stanowczy Jego głos decydował o tym, że wielu z nas szło dobrą drogą.

Połączenie Jego mądrości naukowej z mądrością życiową było realizacją Jego pomysłu na patriotyzm – słowo, które dzisiaj zanika lub którego się boimy.

Wydaje się, że tak niedawno obchodziliśmy Jego 80., a potem 85. rocznicę urodzin. Zazdrościliśmy mu aktywności naukowej i dydaktycznej, związanej ze wspaniałą kondycją umysłową i fizyczną. Niestety, ósmego stycznia 2011 r. na cmentarzu parafialnym św. Rodziny pożegnaliśmy ze smutkiem Pana Docenta Kuśmidrowicza, naszego wychowawcę, kolegę, przyjaciela. Lecz chociaż nie ma Go już wśród nas i nie możemy już liczyć na jego rady i dobre słowo, zostanie z nami na zawsze jako nierozdzielna część naszej historii, a nade wszystko jako „ciepły obraz” w naszych sercach i pamięci.

Koledzy z Zespołu

Instrukcja

przygotowania artykułów do kwartalnika **Combustion Engines/Silniki Spalinowe**

Artykuł przygotowujący do czasopisma powinien obejmować 6–8 stron formatu A4 i może być napisany jako dwujęzyczny: w języku polskim i angielskim. Jednak, w celu ujednolicenia technicznego języka angielskiego, Redakcja preferuje własne tłumaczenie (przysłanej wersji tylko polskojęzycznej) na koszt Autora. Koszt tłumaczenia wynosi 39 zł + 23% VAT za 1 s. A4.

Jeśli będzie dostarczona wersja angielska, Redakcja przekaże ją do weryfikacji, której koszt wynosi 19,50 zł + 23% VAT.

O przyjęciu artykułu do druku decyduje Komitet Redakcyjny po otrzymaniu deklaracji Autora o Prawach autorskich, dostępnej na stronie internetowej www.ptnss.pl w dziale Wydawnictwo.

Artykuł powinien być napisany w powszechnie dostępnym edytorze tekstów (preferowany jest MS Office Word). Wymagania techniczne:

- autor,
- tytuł artykułu,

- streszczenie,
- słowa kluczowe,
- tekst artykułu wraz z czytelnymi rysunkami i podpisami,
- literatura,
- zdjęcie i notka o autorze (tytuł naukowy, miejsce pracy, adres e-mail).

Zapis bibliograficzny powinien być kompletny: autor (nazwisko i pierwsza litera imienia): Tytuł. Wydawnictwo, miejsce i rok wydania.

Artykuł powinien być dostarczony pocztą elektroniczną na adres Redakcji: redakcja@ptnss.pl lub silniki@ptnss.pl.

Dostarczone teksty będą przetworzone w programach służących do edycji i obłamania w celu zapewnienia jednolitej szaty graficznej. Redakcja zastrzega sobie prawo wprowadzenia niezbędnych poprawek redakcyjnych oraz zaproponowania skrótów i uzupełnień.



INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96
tel.: 22 685 10 13; tel./faks: 22 836 44 71
www.itwl.pl e-mail: poczta@itwl.pl



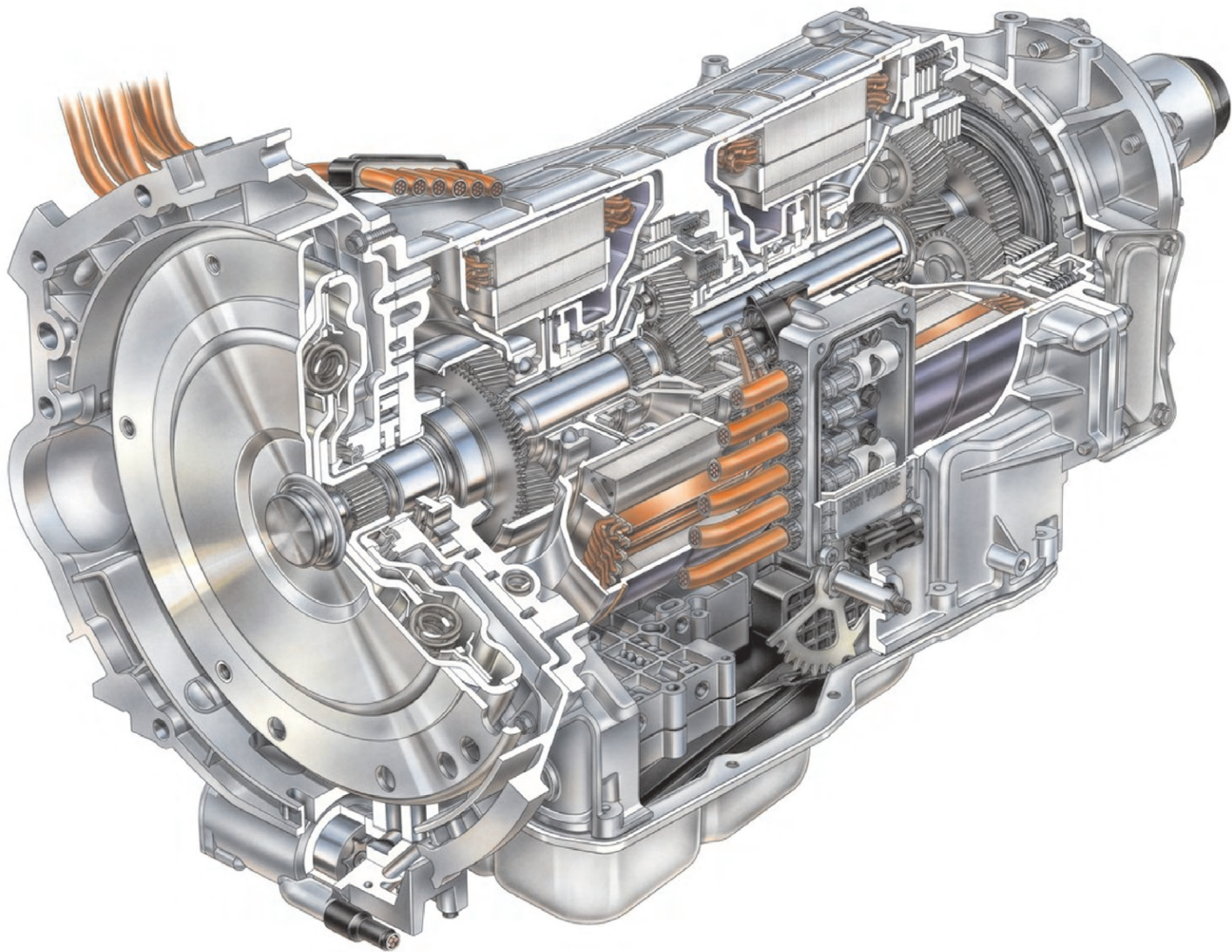
Prowadzimy działalność innowacyjną w zakresie:

- Projektowania i integracji systemów lotniczych i logistycznych
- Niezawodności i bezpieczeństwa
- Bezzałogowych statków powietrznych
- Systemów szkolenia, w tym e-learningu
- Uzbrojenia lotniczego
- Infrastruktury lotniskowej i drogowej
- Paliw, cieczy roboczych i smarów
- Testów i certyfikacji wyrobów

Posiadamy:

- koncesję Ministerstwa Spraw Wewnętrznych i Administracji Nr B-404/2003
- Natowski Kod Podmiotu Gospodarki Narodowej (NCAGE) 0481H
- Wewnętrzny System Kontroli Nr W-45/3/2009 w zakresie naukowo-badawczego wspomaganie eksploatacji lotniczej techniki wojskowej
- Świadectwo Bezpieczeństwa Przemysłowego pierwszego stopnia: krajowe, NATO Secret, EU/UE Secret

ITWL *to profesjonalizm na rzecz bezpieczeństwa
i niezawodności techniki lotniczej*



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

Zebrania Zarządu
Zebrania Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

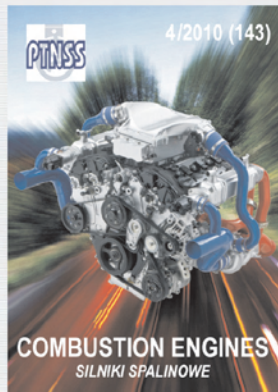
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl